

ISSN 2219-4592

Министерство образования и науки РФ
Правительство Омской области
Администрация г. Омска
Научно-производственное объединение «Мостовик»
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)»
при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ)

**Всероссийская
65-я научно-техническая конференция
ФГБОУ ВПО «СибАДИ»**

**ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И
ПРИКЛАДНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ - ОСНОВА
МОДЕРНИЗАЦИИ И ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНОГО И
ДОРОЖНО – ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСОВ РОССИИ**

(с международным участием)

МАТЕРИАЛЫ КОНФЕРЕНЦИИ

Книга 2

Омск 2011

УДК 625.7

ББК 39.3

М 34

Ориентированные фундаментальные и прикладные исследования - основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно – транспортного комплексов России: материалы Всероссийской научно-технической конференции (с международным участием) – Омск: СибАДИ, 2011. Кн. 2 – 538 с.

Конференция проводится при финансовой поддержке
Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ)

Печать статей произведена с оригиналов, подготовленных авторами.
Рецензирование статей проводилось руководителями секций конференции.

Редакционный совет:

В.Ю. Кирничный, д-р экон. наук (председатель)

В.В. Бирюков, д-р экон. наук, профессор

И.М. Князев, канд. техн. наук

А.Л. Иванов, канд. техн. наук, доцент

В.П. Денисов, д-р техн. наук

В.В. Евстифеев, д-р техн. наук, профессор

Н.Г. Певнев, д-р техн. наук, профессор

С.С. Капралов, канд. техн. наук, профессор

В.Я. Волков, д-р техн. наук, профессор

Е.Е. Витвицкий, д-р техн. наук, доцент

В.С. Щербаков, д-р техн. наук, профессор

А.И. Демиденко, канд. техн. наук, профессор

В.В. Сыркин, д-р техн. наук, профессор

Компьютерная верстка:

Е.В. Ступаченко начальник патентно-информационного отдела

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2011

**СЕКЦИЯ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

УДК 62.50

**КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСИЛИТЕЛЕЙ
РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ**

А.С. Байда, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Постепенное утяжеление автомобилей, увеличение нагрузки на управляемые колеса значительно усложнило управление автомобилем. Кроме того, возросли скорости движения автомобилей, следовательно, повысились требования к точности и быстродействию рулевого управления. Удовлетворить требования, предъявляемые к рулевому управлению, можно было уменьшая необходимый угол поворота рулевого колеса, а следовательно, требовался рулевой механизм с меньшим передаточным числом. Уменьшение передаточного числа механизма рулевого управления неизменно приводило к увеличению усилия на рулевом колесе. Механический редуктор с такой задачей не справлялся и впоследствии был дополнен усилителем.

Помимо требований к управляемости автомобиля, существовали требования к безопасности и комфорту водителя, которые напрямую зависят от конструкции и состояния узлов рулевого управления. Использование усилителей позволяет повысить безопасность, комфорт, а также улучшить управляемость автомобиля.

Усилители различаются в зависимости от вида физических процессов, используемых для формирования вспомогательного усилия. Все усилители можно разделить на типы, в порядке начала их широкого использования:

- гидравлические;
- электрогидравлические;
- электромеханические.

Применение пневматических усилителей было ограничено, поскольку они обладали рядом значительных недостатков - низкая скорость реакции усилителя, невысокая надежность, требовался запас сжатого воздуха. Кроме этого для создания большого компенсационного усилия, необходимо было значительно увеличивать рабочие площади поршней силовых цилиндров, что неизменно приводило к увеличению габаритов усилителей.

Гидравлические усилители (ГУР)

Гидравлические усилители представляют собой гидравлическую схему, в которой источником давления жидкости является насос, приводимый в действие двигателем внутреннего сгорания. Рабочая жидкость под давлением поступает в распределитель, после чего направляется в одну из двух полостей и воздействует на поршень. Поршень перемещаясь, оказывает дополнительное воздействие на рулевую рейку или поворотную цапфу. Таким образом, снижается величина усилия со стороны водителя, требуемая для поворота колес.

Одно из важнейших требований, предъявляемых к усилителю – это точная дозированная помощь в повороте рулевого колеса, для этого используют распределитель, включающий в свой состав следящее устройство. Основным элементом следящего устройства является: винт или торсион.

Гидравлический насос предназначен для подачи рабочей жидкости под давлением. Наибольшее распространение получили пластинчатые насосы, приводимые в действие клиноременной передачей от коленчатого вала двигателя. Давление, создаваемое насосом, для разных автомобилей, варьируется в широком диапазоне от 0,8 до 10 МПа, а иногда может достигать 15 МПа. Функционирование гидравлического усилителя рулевого управления подразумевает постоянную работу гидравлического насоса, что приводит к дополнительному расходу топлива.

Гидравлический усилитель обладает рядом недостатков:

- дополнительный расход топлива, связанный с постоянной работой гидравлического насоса;
- наличие эксплуатационной жидкости, которую после определенного пробега необходимо заменять;
- трудности эксплуатации усилителя в зимнее время;
- недостаточная информативность рулевого управления – «чувство дороги».

Последний недостаток связан со сложностями регулирования компенсационного усилия, в зависимости от скорости движения автомобиля. С увеличением скорости движения автомобиля усилие, необходимое для поворота рулевого колеса уменьшается, так как уменьшаются сцепные свойства между колесами и дорожным полотном. При этом усилие, прикладываемое к рулевому колесу водителем должно возрастать, что обеспечит «чувство дороги». В основном этого добиваются снижением давления в нагнетающей части усилителя, путем регулирования давления или, уменьшением частоты вращения приводного вала насоса.

Электрогидравлические усилители (ЭГУР)

Данный тип усилителя не получил широкого применения, в связи с появлением электромеханических усилителей. Но в тоже время он обладает рядом преимуществ перед традиционным гидравлическим усилителем.

Принцип работы электрогидравлического усилителя отличается от описанного выше тем, что насос усилителя приводится в действие не от

двигателя внутреннего сгорания, а от электродвигателя, питаемого от бортовой сети автомобиля.

Электродвигатель и гидравлический насос функционируют только при повороте рулевого колеса, что приводит к снижению потребления топлива, по сравнению с традиционным гидравлическим усилителем.

Описанная особенность является достоинством усилителя, поскольку позволяет обеспечить «чувство дороги» с увеличением скорости автомобиля.

Электрогидравлические усилители обладают достаточно высокой инерционностью, так при резком рывке руля или наезде колесом на препятствие электродвигатель не сможет мгновенно поднять давление и производительность насоса, что неизменно приведет к созданию недостаточного компенсирующего момента; поворот или удержание рулевого колеса будет осуществляться в основном за счет усилия водителя.

Также к недостаткам следует отнести:

- сложную конструкцию;
- повышенную стоимость, по сравнению с гидравлическим усилителем;
- наличие эксплуатационной жидкости, которую после определенного пробега необходимо заменять;
- трудности эксплуатации усилителя в зимнее время.

Электромеханические усилители (ЭМУР)

В настоящее время этот вид усилителей получает наибольшее распространение, за счет преимуществ перед гидравлическими усилителями.

Вспомогательное усилие формируется электромеханическим приводом, который представляет собой либо дополнительный механизм, встраиваемый в рулевое управление, либо узел, разрывающий механическую связь между рулевым колесом и управляемыми колесами. Первая конструкция считается традиционной, вторая находится на стадии разработки и испытаний.

Традиционные электромеханические усилители, в зависимости от места размещения в системе рулевого управления, можно разделить на усилители реечной передачи и усилители рулевой колонки. Первые, как правило, сложнее, и требуют уже на этапе проектирования автомобиля, выделения некоторой части подкапотного пространства. Усилители рулевой колонки обычно проектируются уже для готового автомобиля, и могут размещаться в зоне рулевого вала салона автомобиля; эта зона имеет достаточное количество неиспользуемого пространства. Кроме этого такое размещение значительно снижает требования к рабочему температурному режиму, пылезащищенности и влагостойкости усилителя.

В зависимости от конструкции электромеханического привода усилители можно разделить на редукторные и безредукторные.

В редукторном ЭМУРе исполнительный электродвигатель через редуктор, обычно червячную передачу, связан с рулевым механизмом. В та-

ких конструкциях необходимо обеспечение значительной частоты вращения ротора электродвигателя, но при этом снижаются требования к развиваемому усилию.

Безредукторный усилитель имеет более простую конструкцию и как следствие обладает высокой надежностью в дополнение к улучшенным динамическим качествам. Скорость реакции усилителя, при смене направления вращения рулевого колеса, а также скорость поворота управляемых колес может значительно превышать величину на редукторном электромеханическом усилителе. Основной проблемой при создании безредукторных усилителей является использование электродвигателей специального исполнения, развивающих значительное усилие (момент) на низких скоростях вращения.

Принцип работы электромеханического усилителя рулевого управления выглядит следующим образом.

Питание усилителя на всех режимах осуществляется от бортовой сети автомобиля по силовым проводам. Ток, потребляемый усилителем в режиме «компенсации», то есть, когда электродвигатель создает дополнительное усилие, помогающее водителю, может достигать значительной величины (55 А и выше), в связи с чем, на большинстве автомобилей работа ЭМУРа на неработающем двигателе невозможна или ограничена, с целью предотвращения чрезмерного разряда аккумуляторной батареи.

Работой усилителя управляет контроллер. Поворот ключа в замке зажигания активирует контроллер, который в свою очередь запускает операции инициализации и поиск ошибок. Обнаружение на данном этапе каких-либо неисправностей влечет за собой переход усилителя в режим «отказа» и помощь водителю в управлении автомобилем будет отсутствовать. После получения тахометрического сигнала, определяющего устойчивую работу двигателя автомобиля, контроллер переключает усилитель в основной рабочий режим – режим «компенсации».

В режиме «компенсации» контроллер постоянно получает данные от датчика момента, встроенного в разрез рулевого вала и датчика положения ротора электродвигателя. Обработывая эти данные совместно, усилитель получает информацию о величине и направлении прикладываемого водителем усилия. В соответствии с этой информацией контроллер формирует силовой управляющий сигнал, подаваемый в статор электродвигателя.

Зависимость выходного компенсирующего момента от входного управляющего момента обычно задается таким образом, чтобы в независимости от типа дорожного покрытия, водителю достаточно было прикладывать усилие к рулевому колесу не более определенного комфортного минимума (5 - 7 Н·м).

Как уже отмечалось ранее, с увеличением скорости движения автомобиля снижаются сцепные свойства между колесами и дорожным покрытием, следовательно, необходимо уменьшить величину компенсирующего усилия со стороны усилителя, для создания «тяжелого руля» и обеспече-

ния «чувства дороги». Выполнение этого требования осуществляется за счет получения контроллером данных о скорости движения автомобиля, через отдельный вход. С ростом скорости величина компенсирующего момента уменьшается. Зависимость компенсирующего момента от скорости автомобиля не является линейной, и в большинстве случаев определяется экспериментально для конкретной марки автомобиля.

К недостаткам следует отнести: сложности при обслуживании и ремонте, необходимость использования специального оборудования, а также ограниченный диапазон развиваемых компенсирующих моментов (обычно не более 35 Н·м).

Таким образом, можно сделать вывод, что из представленных конструкций усилителей наиболее эффективным является электромеханический безредукторный усилитель.

Основными направлениями научных разработок в области конструирования рулевых управлений являются совершенствование алгоритма работы контроллера и учет большего числа показателей, влияющих на безопасность движения.

Библиографический список

1. Передерий В.П. Устройство автомобиля/ В.П. Передерий. – М.: Форум: ИНФРА-М, 2010. – 288с.
2. Стуканов В.А. Устройство автомобилей/ В.А. Стуканов, К.А. Леонтьев. – М.: Форум, 2010. – 496с.
3. Пузанков А.Г. Автомобили. Устройство и техническое обслуживание/ А.Г. Пузанков. – 2-е изд., испр. – М. : Академия, 2007. – 640 с.
4. Основы конструкции автомобиля: Учеб/ А.М. Иванов, А.Н. Солнцев, В.В. Гаевский. – М.: За рулем, 2007. – 336с.

УДК 624.04

ОБУЧЕНИЕ СЛУЖЕБНОМУ ТОРМОЖЕНИЮ

А.В. Белякова, аспирантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Для обучения и тренировки водителей плавному торможению автомобиля был разработан моделирующий комплекс на базе персонального компьютера (тренажер) [1]. Освоение навыка плавного торможения автомобиля особенно актуально для водителей общественного пассажирского транспорта [2]. Принцип действия тренажера основан на формализации визуальной информации, воспринимаемой водителем при управлении торможением до остановки автомобиля, движущегося прямолинейно по горизонтальной дороге. Информационная модель тренажера соответствует задаче двухкоординатного слежения по каналам визуальной обратной связи. На экране монитора синтезируется горизонтальное движение маркера и

вертикальное. Вертикальное отклонение маркера пропорционально скорости движения "автомобиля", а горизонтальное отклонение маркера – расстоянию до требуемого пункта остановки. Испытуемый, воздействуя на педаль тормоза (игровой приставки), должен снизить скорость перемещения маркера по экрану до нуля в заданном месте [3].

Для повышения адекватности информационной модели тренажера процессу управления торможением автомобиля, вестибулярный канал обратной связи системы "водитель-автомобиль" имитировали предъявлением звукового сигнала, частота которого прогрессивно возрастала с ростом замедления "автомобиля". Проверка эффективности предложенной имитации вестибулярного канала обратной связи дала положительный результат [3].

Известно [4], что в процессе обучения человека-оператора качество выполнения задачи управления постепенно повышается, а затем стабилизируется ("плато обучения"), после чего дальнейшее обучение (тренировка) человека-оператора становится неэффективным. В случае если снижение значения некоторого показателя Y соответствует улучшению качества выполнения задачи управления, процесс обучаемости человека-оператора характеризуется экспоненциальной зависимостью [4] (рисунок 1).

$$Y = Y_C + (Y_H - Y_C)e^{-\alpha n}, \quad (1)$$

где Y_H – начальное значение показателя качества управления;
 Y_C – "стабилизированное" значение показателя качества управления;
 α – показатель скорости обучаемости;
 n – число выполнений задачи управления.

Таблица 1

Режимы служебного торможения выполняемые при испытании

Режим торможения	Начальная скорость V_0 , км/ч	Среднее замедление по пути $J_S = \frac{V_0^2}{2S}$, м/с ²	Путь торможения S , м
1	40	1,5	40
2	40	2,5	24
3	50	1,5	64
4	50	2,5	40

Границей "плато обучения" (стабилизации показателя качества управления) обычно принимают число n_C выполнений задачи управления, при котором отклонение показателя качества управления Y от асимптотического значения Y_C снижается до 10 % (см. рисунок 1.1).

Цель работы – экспериментальная проверка работоспособности разработанного тренажера для обучения плавному выполнению служебных торможений автомобиля.

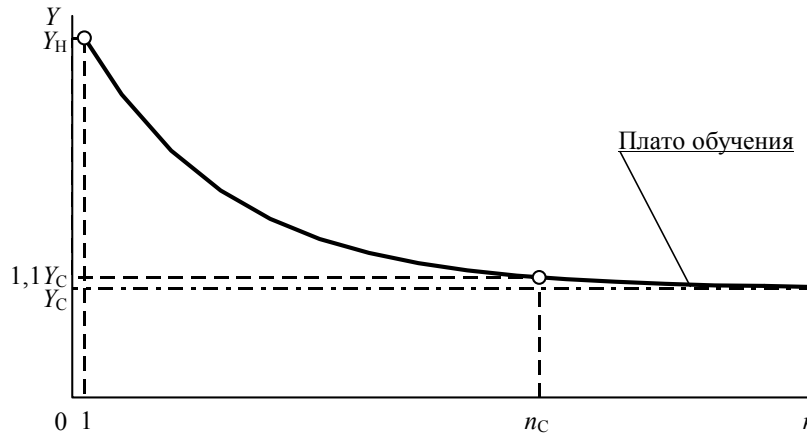


Рисунок 1. Типовой процесс обучения человека-оператора выполнению какой-либо задачи управления [4]

Для проведения испытаний была сформирована группа из восьми человек (6 мужчин и 2 женщины) в возрасте от 20 до 23 лет, имеющие стаж вождения автомобиля от 3 до 5 лет или без стажа вождения (3 человека).

Испытуемые выполняли на тренажере служебные торможения до остановки "автомобиля" четырех режимов, которые задавались значениями начальной скорости торможения и величиной тормозного пути (таблица 1). Компьютерная программа обеспечивала предъявление режимов торможения в случайном порядке. Каждый испытуемый выполнил не менее 100 служебных "торможений".

Плавность (качество) служебного торможения оценивали величиной максимального замедления J_{MAX} в процессе торможения. Критерием адекватности разработанного тренажера считалось наличие эффекта обучаемости в соответствии с уравнением (1) (см. рисунок 1).

Так как результаты испытаний имели высокую стохастическую составляющую, что выражалось в большом разбросе значений максимального замедления J_{MAX} , для выявления наличия зависимости (1), экспериментальные данные подвергались сглаживанию по трем точкам [5]:

$$\tilde{J}_{\text{MAX}}(n) = \begin{cases} \tilde{J}_1 = (5J_0 + 2J_1 - J_2)/6; & (i = 1); \\ \tilde{J}_i = (J_{i-1} + J_i + J_{i+1})/3; & (1 < i < N); \\ \tilde{J}_N = (5J_N + 2J_{N-1} - J_{N-2})/6; & (i = N), \end{cases} \quad (2)$$

где N – число торможений, выполненных испытуемым.

Пример обработки экспериментальных данных, полученных испытуемым 1, показан на рисунок 2 графиком экспериментальных значений J_{MAX} в зависимости от числа n (номера) торможений (точки). Тонкой линией показана сглаженная зависимость $\tilde{J}_{\text{MAX}}(n)$ (2).

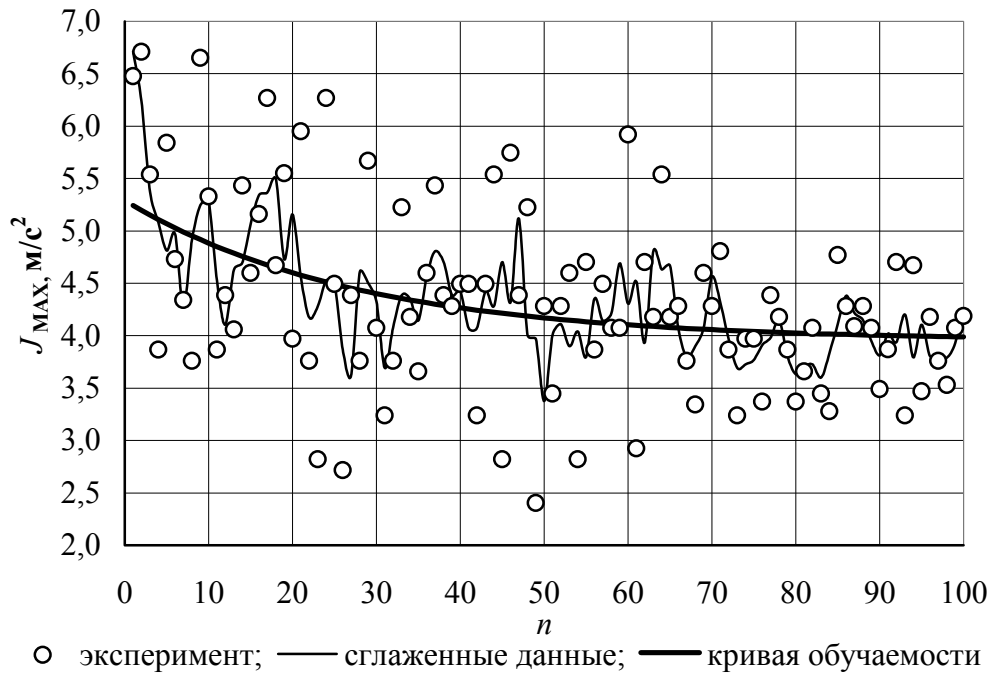


Рисунок 2. Пример изменения максимального замедления J_{MAX} в процессе тренировки на тренажере

Для определения наличия эффекта обучения проводили аппроксимацию сглаженных кривых $\tilde{J}_{\text{MAX}}(n)$ уравнением (1), которое в нашем случае было преобразовано к виду:

$$J_{\text{MAX}} = J_C + (J_H - J_C)e^{-\alpha(n-5)}, \quad (3)$$

где J_H – начальное значение максимального замедления J_{MAX} в серии торможений;

J_C – "стабилизированное" значение максимального замедления.

Сдвиг аргумента $(n - 5)$ обусловлен тем, что начальный J_H и стабилизированный J_C уровни максимального замедления J_{MAX} находили как среднее максимальное замедление J_{MAX} в десяти первых и десяти последних торможений соответственно:

$$J_H = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} J_i; \quad J_C = \frac{1}{10} \sum_{i=N-9}^N J_i; \quad i = 1, 2, 3, \dots, N. \quad (4)$$

Показатель скорости обучаемости α находили интерполяционным методом [5], по координатам точки (n_X, J_X) , ордината которой выбиралась в диапазоне $[(0,3 \dots 0,7)(J_H - J_C)]$. Значение J_X находили как среднее результатов десяти последовательных торможений аналогично. Таким образом,

$$\alpha = \frac{1}{n-5} \ln \left(\frac{J_H - J_C}{J_X - J_C} \right). \quad (5)$$

Линии обучаемости (3) восьми испытуемых, построенные с использованием выражений (4) и (5), показаны на рисунок 3.

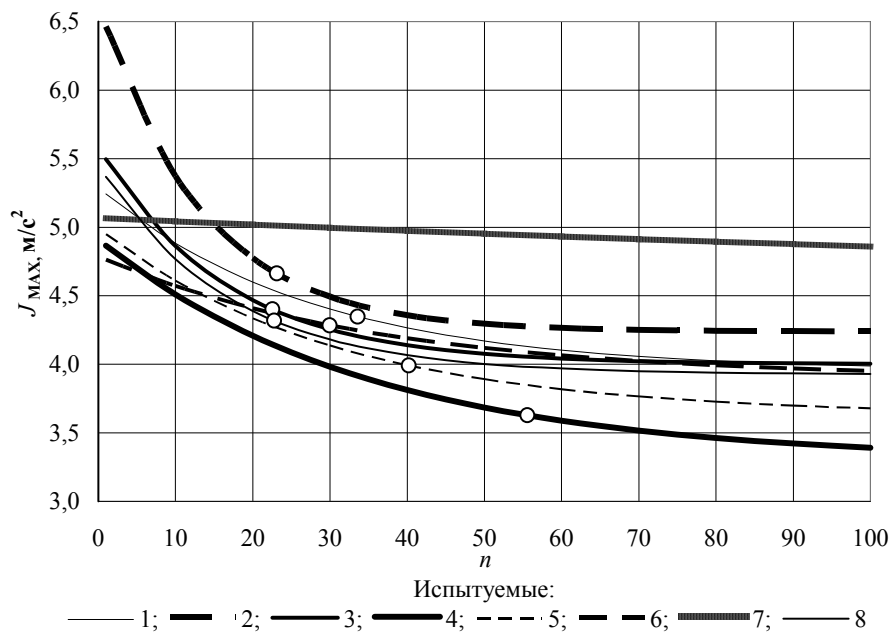


Рисунок 3. Линия обучения (3) испытуемых: точками показаны границы n_C "плато обучения"

Границы n_C "плато обучения", при которых линии обучения (3) достигали уровня $1,1J_C$, находили по уравнению, выведенному из уравнения (3):

$$n_C = 5 + \frac{1}{\alpha} \ln \left[10 \left(\frac{J_H}{J_C} - 1 \right) \right].$$

Рассчитанные значения n_C , полученные в сериях торможений семи испытуемых показаны точками на рисунке 3.

Как следует из графиков рисунок 3 у всех испытуемых, за исключением испытуемого 7, наблюдался эффект обучения, который выразился в снижении максимального замедления J_{MAX} в процессе торможения и его стабилизация в процессе тренировки на тренажере. Стабилизация показателя J_{MAX} у испытуемых достигалась при разном количестве торможений n_C . Наименьшее число торможений ($n_C = 22...23$) было у испытуемых 2, 3 и 8, наибольшее число ($n_C = 55$) – у испытуемого 4. У испытуемых 1, 5 и 6

число торможений n_c составило от 30 до 40 торможений. Наконец, у испытуемого 7 эффект обучения отсутствовал (см. рисунок 3).

Экспериментальная проверка работоспособности разработанного тренажера показала, что у 7 из 8 испытуемых был получен эффект обучения, который выражался в постепенном улучшении качества (плавности) выполнения служебного торможения и последующей стабилизации результата на некотором уровне (см. рисунок 3). Число торможений, при котором начал проявляться эффект обучения у разных испытуемых составил от 22 до 55. Полученные результаты подтверждают работоспособность разработанного тренажера и целесообразность его применения для тренировки водителей.

Библиографический список

1. *Белякова А.В., Савельев Б.В.* Обоснование требований к тренажеру для развития навыков служебного торможения автомобиля // Военная техника, вооружение и технологии двойного применения: Материалы III Международного технологического конгресса. Омск: Изд-во ОмГУ, 2005. – Ч. II. – С. 254-256.
2. *Белякова А.В., Савельев Б.В.* О возможности применения типовых моделей автомобильных тренажеров для обучения служебному торможению // Модернизация профессионального образования в условиях интеграции: проблемы обеспечения качества: Материалы межвузовской научно-методической конференции. Омск: СибАДИ, 2005. – С. 79-83.
3. *Белякова А.В., Иванов А.Л., Савельев Б.В.* Информационная модель тренажера для обучения служебному торможению автомобиля // Россия молодая: Передовые технологии в промышленность: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – Кн. 2. – С. 3-7.
4. Основы инженерной психологии: учебник / *Б. А. Душков, Б. Ф. Ломов, В. Ф. Рубахин, Б. А. Смирнов*; ред. Б. Ф. Ломов. - 2-е изд., доп. и перераб. - М. : Высшая школа, 1986. - 448 с.
5. *Вержбицкий, В. М.* Численные методы. Математический анализ и обыкновенные дифференциальные уравнения : учеб. пособие для вузов / В. М. Вержбицкий. - М. : Высшая школа, 2001.

УДК 629.113:331

ТЕРРОРИСТИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

Е.С. Варламова, магистрантка; И.М. Князев, канд. техн. наук
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Проблема терроризма приобрела транснациональный характер и создает прямую угрозу для международного мира и безопасности. Учитывая, что автомобильный транспорт является важнейшей составляющей международной торговли и производства, а обеспечение его безопасности напрямую связано с функционированием мировой экономики, необходимо принятие экстренных мер и поддержание на должном уровне систем безопасности, предотвращающих

террористические акции и использование автомобильного транспорта в преступных и противозаконных целях. Это обеспечит также организацию защиты жизни и здоровья граждан и сохранность транспортной инфраструктуры.

Для повышения безопасности на автомобильном транспорте необходимо решить ряд задач:

- определить виды террористических актов с использованием автомобильного транспорта;
- определить способы использования автомобиля для проведения террористических актов;
- определить наиболее уязвимые с точки зрения террористической безопасности категории транспортных средств;
- разработать систему мер, направленных на совершенствование конструкции автомобилей;
- совершенствовать технологии перевозочного процесса;
- проводить антитеррористическую подготовку кадров.

Таблица 1

Варианты использования автомобиля в террористических актах

Варианты использования	Уровни		
	1	2	3
Средство доставки стрелкового оружия и ВВ	Небольшого количества оружия и ВВ	Большого количества оружия и ВВ	–
Средство доставки террористов	Нескольких террористов	Группы террористов	Большой группы террористов
Объект для захвата заложников	Нескольких заложников	Группы заложников	Большой группы заложников
Средство разрушения объектов	Низкой прочности (заборы, ограждения)	Средней прочности (стены зданий)	Высокой прочности (каркасы строений)

Проведенный анализ показал, что автомобиль может быть использован для подготовки и проведения террористических актов как средство:

- доставки оружия и взрывчатых веществ;
- доставки террористов;
- размещения взрывчатых веществ;
- для захвата и удержания заложников;
- разрушения объектов;

В таблице 1 представлены варианты использования автомобилей различных категорий [1] в террористических актах. Здесь же заданы в первом приближении уровни варьирования этих факторов в баллах, так как количественная оценка является затруднительной.

С учетом этого можно оценить автомобили различных категорий по террористической безопасности (таблица 2).

Таблица 2

Оценка террористической безопасности автомобилей

Факторы	Категория автомобиля					
	M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃
Доставка оружия и ВВ	1	2	2	2	2	2
Доставка террористов	1	2	3	2	2	3
Захват заложников	1	2	3	–	–	–
Разрушение объектов	1	2	3	2	2	3
Сумма	4	8	11	6	6	8

Анализ этих данных показывает, что наиболее опасными с точки зрения использования в террористических актах являются автомобили категории M₃.

Таким образом, для повышения террористической безопасности автотранспортных средств (АТС) категории M₃ и предотвращения их несанкционированного использования необходимо проведение комплекса мероприятий:

1. Разработка конструктивных решений повышающих террористическую безопасность АТС как новых, так и находящихся в эксплуатации. Применение новых материалов и автоматических систем.

2. Специальная подготовка работников автомобильного транспорта и граждан. Обучение водителей действиям в экстренных ситуациях, инструктаж пассажиров. Проведение учений совместно с силовыми ведомствами по отработке действий по предотвращению террористических актов.

3. Совершенствование перевозочного процесса за счет внедрения систем слежения за местонахождением АТС [2] и скрытого дистанционного досмотра пассажиров [3].

Библиографический список

1. ГОСТ Р 52051-2003. Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения.
2. Перов А.И., Харисов В.Н. ГЛОНАСС: принципы построения и функционирования.- М.: Радиотехника.- 2005. – 225 с.
3. Князев И.М., Коровин С.Д. Система скрытого дистанционного досмотра на основе подсвета зоны наблюдения кодированным излучением ультразвукового уровня интенсивности // Вестник Сибирского отделения Академии Военных наук, 2011, № 9. - С. 24-30.

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ РОЛИКО-ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА КОЛЕС ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В.А. Зеер, доцент; П.А. Растовцев, аспирант;
И.С. Жарков, магистрант; А.А. Сорокин, магистрант
Политехнический институт Сибирский федеральный университет
Красноярск

Несмотря на развитие дорожной сети в мире всегда будет оставаться проблема преодоления бездорожья на неосвоенных территориях, для геологов, в лесном и сельском хозяйстве, при строительстве, в зимнее время и на территориях крайнего севера. Для таких условий эксплуатации наиболее предпочтительной является многоосная схема транспортных средств (ТС), позволяющая уменьшить давление колеса на грунт и соответственно уменьшить высоту образующейся колеи, что повышает их проходимость. Задача оптимизации числа осей автомобиля по характеристикам проходимости чрезвычайно сложна. При ее решении необходимо учесть два противоречивых обстоятельства: увеличение числа осей может значительно повысить проходимость автомобиля, так как нагрузка на ось (колесо) снижается, однако при этом значительно усложняется конструкция трансмиссии и повышается масса ТС.

Одним из конструктивных решений совместного уменьшения удельного давления колес ТС на опорную поверхность и увеличения дорожного просвета является роликовый привод последовательно расположенных колес. Такой привод успешно используется на различных видах техники (рисунк 1).



а – вездеход «Странник», б - мини-форвардер “AGT Rulle”
Рисунок 1. ТС в конструкции которых используется роликовый привод колес

Основным недостатком известных конструкций роlikо-фрикционного привода является то, что сила прижатия ролика к колесам ТС не регулируется, что снижает эксплуатационные свойства устройства, применяя его в различных дорожных условиях. Также для использования ролика с зацепами возникает необходимость изготовления шин со специальным рисунком протектора.

Предлагается конструкция роlikового привода последовательно расположенных ведущих колес ТС (рис. 2), содержащая приводной ролик, установленный между ведущими колесами с возможностью вертикального перемещения для обеспечения установки различных типоразмеров колес и ролика и изменения прижимного усилия ролика к ведущим колесам. Приводной ролик и ведущие колеса устанавливаются на балансире, который через подвеску крепится к несущей системе транспортного средства. Приводной ролик может выполняться с выступами на его рабочей поверхности, причем выступы имеют форму, обратную протектору пневматических шин ведущих колес.

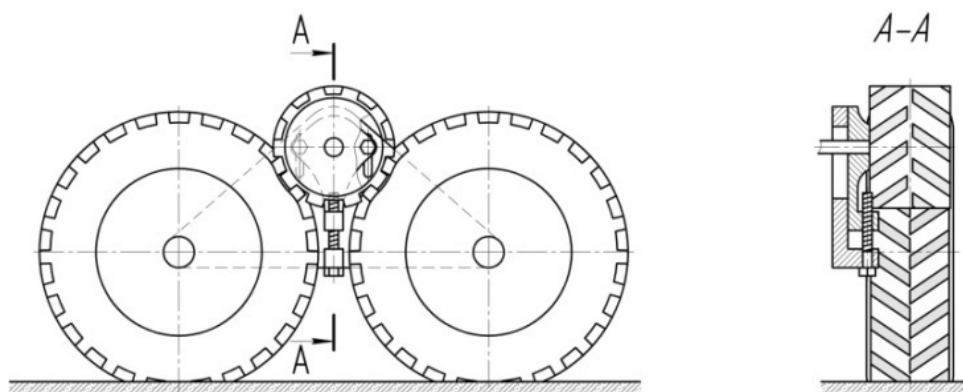


Рисунок 2. Предлагаемая конструкция роlikового привода

Предлагаемый роlikовый привод колес с возможностью регулирования силы прижатия позволяет избавиться от некоторых недостатков такого типа привода и расширить область применения, улучшив показатели проходимости транспортных средств.

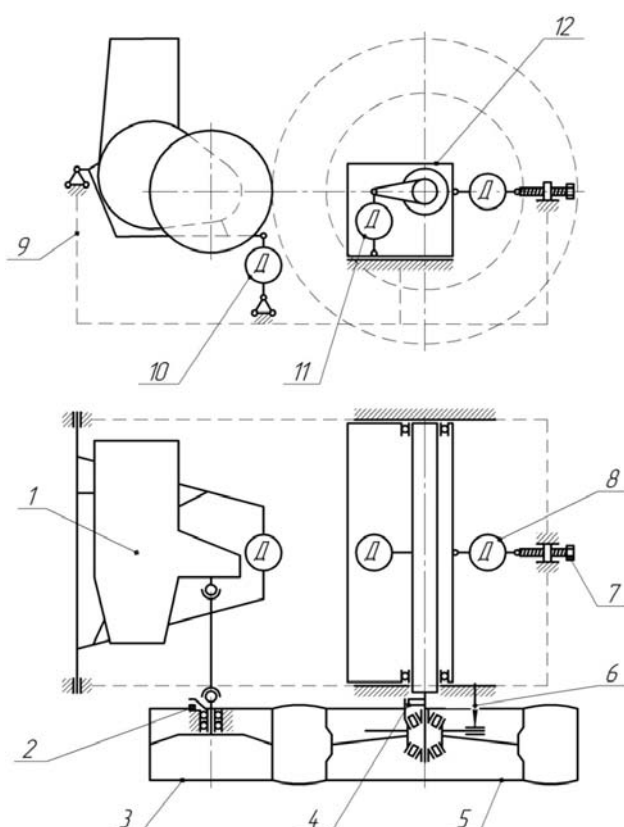
Для оценки эффективности роlikового привода колес необходимо знать его физические свойства и установить основные зависимости между параметрами колеса, ролика и воздействиями на них механизмов транспортных средств и внешней среды.

Режимы работы автомобильного колеса и приводного ролика в общем случае характеризуются множеством параметров: угловой скоростью вращения колеса и ролика, силами и крутящими моментами, действующими на колесо и ролик со стороны различных механизмов автомобиля и опорной поверхности дороги. Соотношения между этими параметрами в значи-

тельной мере зависят от физических свойств и геометрических параметров приводного ролика и шин ведущих колес.

Для изучения предлагаемого роликового привода необходимо создать стенд и провести испытания, выявить следующие характеристики: сопротивление качению ролика по колесу, коэффициент сцепления, баланс мощности и КПД передачи при различных условиях. При определении указанных характеристик ролико-фрикционного необходимо измерять следующие параметры: скорости вращения колеса и ролика, моменты на колесе и ролике, усилие прижатия ролика к колесу.

Схема предлагаемой конструкции стенда представлена на рисунке 3.



- 1 – силовой агрегат; 2 – датчик частоты вращения ролика; 3 – ролик;
4 – датчик частоты вращения колеса; 5 – колесо; 6 – тормоз; 7 – винт
изменения силы прижатия колеса; 8 – динамометр для измерения
силы прижатия; 9 – рама стенда; 10 – динамометр для определения
крутящего момента двигателя; 11 – динамометр для определения
крутящего момента на колесе; 12 – подвижная рама установки колеса

Рисунок 3. Схема стенда для испытания ролико-фрикционного привода колес

Стенд состоит из следующих основных элементов: рама стенда, силовой агрегат ВАЗ 1111, датчики частоты вращения ролика и колеса, приводной ролик, колесо, дисковый тормоз, динамометры.

Стенд работает следующим образом: силовой агрегат ВАЗ 1111 через карданную передачу передает крутящий момент на ролик, который прижи-

мается к колесу и вращает его. Прижимное усилие ролика к колесу измеряется динамометром и может изменяться винтовой передачей. Необходимый диапазон крутящего момента и частоты вращения выбирается коробкой передач силового агрегата и позволяет получить на ролике крутящий момент до 770 Н·м и частоту вращения до 1500 об/мин. Реализуемый силовым агрегатом крутящий момент определяется пересчетом измеренной силы по динамометру согласно расчетной схемы. Частоты вращения ролика и колеса измеряются с помощью датчиков установленных непосредственно на ступице ролика и колеса. Для создания тормозного момента (нагрузки) на колесе используется дисковый тормоз с гидравлическим приводом. Крутящий момент, возникающий на колесе, определяется произведением силы, измеренной динамометром, на длину рычага.

Силы, возникающие в передаче ролик-колесо, представлены на рисунке 4. В пятне контакта возникают нормальные силы, N_p - действующая на ролик, N_k - действующая на колесо, равные по величине и характеризующие прижатие колеса к ролику. По касательной возникает сила T_p , зависящая от крутящего момента M_p подводимого к ролику и сила T_k определяющая величину реализуемого крутящего момента на колесе. Нагрузочный режим обеспечивается тормозом, который создает момент M_T . Угловые скорости ω_p и ω_k соответственно ролика и колеса.

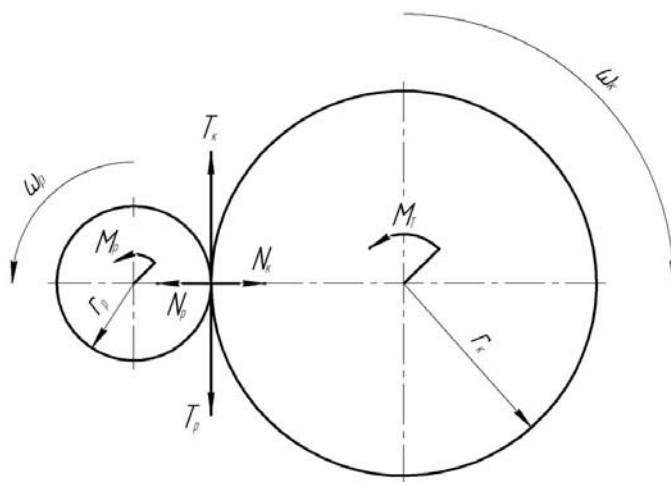


Рисунок 4. Силы, действующие в передаче ролик-колесо

Программа испытания ролико-фрикционного привода с применением предлагаемого стенда позволит количественно оценить характеристики привода в зависимости от: соотношения диаметров колеса и ролика; силы прижатия ролика к колесу; типа шины, давления воздуха в ней и рисунка протектора; конструкции и материалов изготовления ролика; внешних условий (влаги и различные виды грунтов).

Соотношение диаметров колеса и ролика выбрано от 5/1 до 2/1, соотношение 2/1 обуславливается значительным увеличением массогаба-

ритных размеров привода, соотношение 5/1 - значительным уменьшением пятна контакта.

Максимальная сила прижатия колеса к ролику будет, зависеть от типа испытываемой шины и может достигать до 5000 Н.

В качестве материалов рабочей поверхности ролика будут применяться пластик, резина, металлы в различных конструктивных исполнениях (гладкие поверхности и с выступами по форме, обратной рисунку протектора шины).

Заключение. Ролико-фрикционный привод ведущих колес применяется на транспортных средствах, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, при этом он малоизучен и имеет ряд недостатков. Предложенная конструкция роликового привода исключает недостатки существующих прототипов. Проведение исследований ролико-фрикционного привода позволит определить его потенциальные возможности и оптимальные конструктивные схемы для различных транспортных средств.

Библиографический список

1. Транспортное средство особо малого класса повышенной проходимости / В. А. Зеер, И. С. Жарков, А. А. Сорокин // Вестник КрасГАУ. – 2011. - № 3. - С. 146-151
2. Агейкин А.С. «Вездеходные колесные и комбинированные движители». М., «Машиностроение», 1972, 184 стр.
3. Тарасик В. Н. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб. БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
4. Н. Джонсон, Ф. Лион Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных. Т. 1 Под ред. канд. техн. наук Э. К. Лецкого. Изд. «Мир» 1980 г.

УДК 629.3.114

ПРИМЕНЕНИЕ АВТОНОМНЫХ ОТОПИТЕЛЕЙ НА ГИБРИДНЫХ АВТОМОБИЛЯХ

Я.Е. Морозова, магистрантка; И.В. Хамов, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Борьба за снижение выбросов вредных веществ и снижение расхода топлива транспортными средствами становится уже привычным делом в наши дни. Отраден уже тот факт, что человечество задумалось об этих проблемах и начинает искать пути их решения. Ещё в начале 90-х прошлого века мало кто слышал о гибридном автомобиле. Но уже в 1997 году появился первый серийный гибридный автомобиль Toyota Prius.

Достоинства гибридных автомобилей:

1. Относительно не большой расход топлива. Чтобы достичь его, необходимо было обеспечить согласованную работу двигателя внутреннего

сгорания (ДВС), электродвигателя, электрогенератора и аккумулятора и при этом сохранить все параметры обычного автомобиля: скорость, способность к быстрому разгону, и множество других, весьма важных характеристик, заложенных в современных автомобилях. Снижение расхода топлива было достигнуто за счет:

- снижения объёма и мощности ДВС;
- работы ДВС в оптимальном режиме, в гораздо меньшей зависимости от условий движения;
- полной остановки ДВС, когда это необходимо;
- возможности движения только на электродвигателе;
- рекуперативного торможения с зарядкой аккумулятора.

Вся эта система до такой степени сложна, что стала возможна в полной мере только в современных условиях, с применением достаточно непростых алгоритмов работы бортового компьютера. Даже правильное и эффективное (с точки зрения безопасности) торможение управляется бортовым компьютером.

2. Снижение выбросов вредных веществ. Снижение расхода углеводородного топлива немедленно сказалось на экологической чистоте. Полная остановка работы ДВС в местах скопления автомобилей на дорогах городов, и прежде всего в пробках, имеет самую первостепенную роль. Применение же аккумуляторных батарей гораздо меньшей емкости, чем в электромобилях, снизило остроту проблемы утилизации использованных аккумуляторов. Развитие гибридной технологии в общественном транспорте и для грузовых автомобилей ещё больше улучшит экологическую обстановку городов.

3. Хорошие ходовые характеристики. Теперь нет необходимости устанавливать ДВС из расчёта пиковых нагрузок эксплуатации. В момент, когда необходимо резкое увеличение тяговой силы на колесах, в работу включаются одновременно как электро-, так и обычный ДВС (а в некоторых моделях еще и дополнительный электродвигатель). Это позволяет сэкономить за счет установки менее мощного ДВС, работающего основное время в наиболее экономном и благоприятном для себя режиме. Несмотря на то, что электродвигатели обладают достаточно большим крутящим моментом в пересчёте на массу и габариты двигателя, по сравнению с другими видами двигателей, разработчики всё же в ряде моделей устанавливают не слишком мощные электродвигатели, уменьшая их габариты. При этом в целях суммирования мощностей, применяются комбинированные схемы передачи крутящего момента, с прямой передачей механического крутящего момента, непосредственно от ДВС.

4. Увеличение пробега автомобиля без дозаправки. Исключение половины заездов на заправочные станции, и даже большего количества таких

заездов, при езде по городу, высвобождает у автовладельца некоторое количество времени.

5. Сохранение и повторное использование энергии. Устранён главный недостаток ДВС — невозможность возврата энергии обратно в углеродное топливо. Разработчики автомобилей давно пытались сохранить энергию движения при торможении, чтобы её повторно использовать. Но только электрическую и гидравлическую энергию удаётся сохранить с минимальными потерями и достаточно дёшево. При этом в качестве накопителя применяются аккумуляторы, гидроаккумуляторы и специальные конденсаторы.

6. Обычная заправка топливом. Заправка осуществляется по привычной схеме, обычным углеводородным топливом, тогда, когда это необходимо, и дальнейшее движение можно немедленно продолжить. В городском цикле эксплуатации гибридный автомобиль примерно 50 % времени работает в режиме электромобиля.

Не смотря на все эти преимущества гибридный автомобиль имеет ряд недостатков:

1. Высокая сложность конструкции. Гибридные автомобили имеют относительно больший вес, они сложнее и дороже традиционных автомобилей с ДВС. Аккумуляторные батареи имеют небольшой диапазон рабочих температур, подвержены саморазряду. Кроме того, они дороже в ремонте.

2. Проблема утилизация аккумуляторов. Хотя и в меньшей степени, чем электромобили, гибридные автомобили подвержены проблеме утилизации аккумуляторов.

3. Проблема обогрева и охлаждения салона автомобиля. Высокий КПД определяет малую побочную генерацию бросового тепла. В обычных автомобилях в зимнее время это тепло используют для обогрева салона. В гибридных автомобилях ДВС не глохнет, пока не нагреет салон до требуемой температуры, что, естественно, увеличивает расход топлива. В американских моделях Toyota Prius также используются электрические ТЭНы, которые питаются от высоковольтной батареи. Они не только обеспечивают тепло в салоне, но и позволяют нагревать его сразу после холодного пуска автомобиля.

В холодных климатических условиях, использование ТЭНов малоэффективно и ДВС гибридного автомобиля работает практически постоянно. То же самое происходит в жаркое время года – ДВС работает для охлаждения салона автомобиля.

Цель работы – повышение эффективности эксплуатации гибридного автомобиля при эксплуатации в холодное время года путем применения автономных отопителей, работающих на углеводородном топливе.

Автономные воздушные или жидкостные отопители – это наиболее эффективное решение для обогрева салона автомобиля (Рисунок 1).

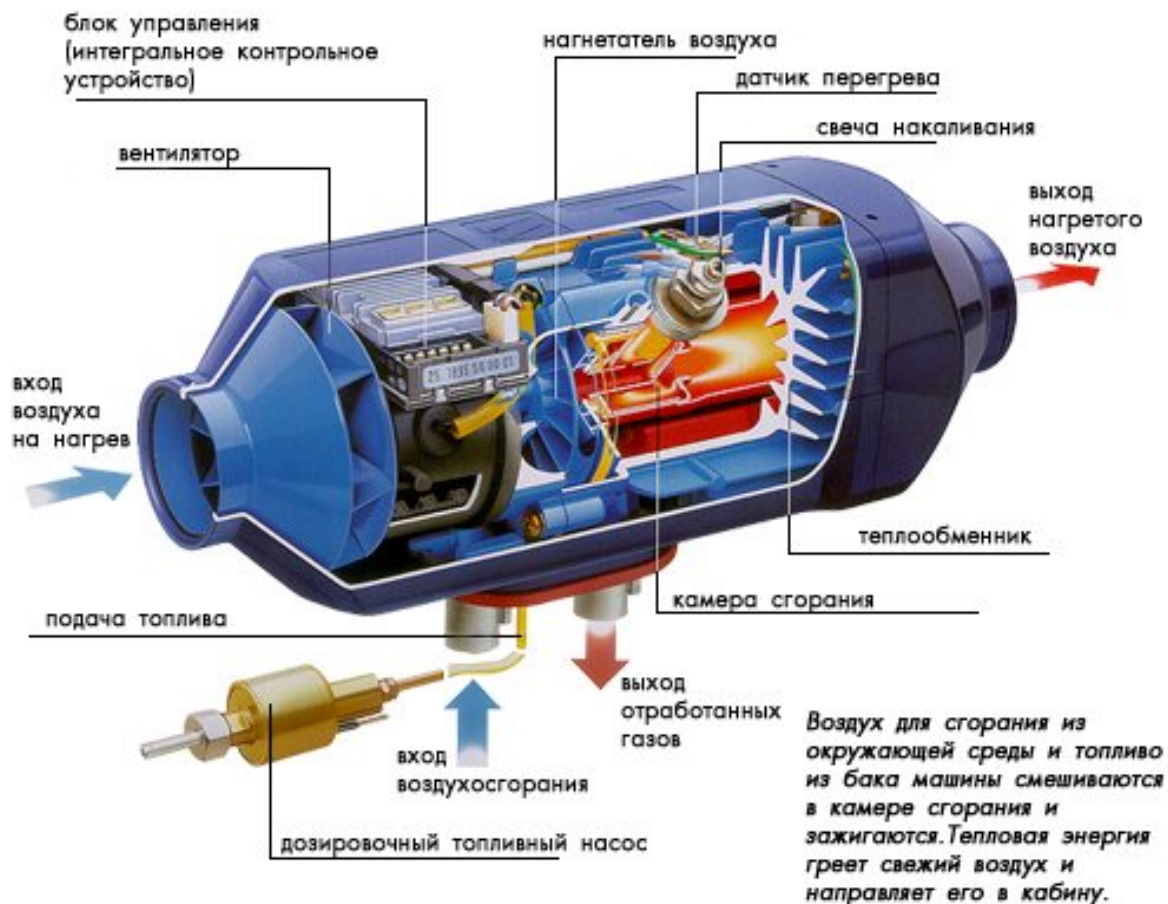


Рисунок 1. Автономный воздушный отопитель

Автономные отопители подключаются к топливной системе и электрооборудованию автомобиля. Нагрев воздуха в салоне автомобиля происходит за счет тепла, выделяемого в отопителе при сгорании углеводородного топлива. На рынке представлено большое количество автономных жидкостных и воздушных отопителей. Запуск и работа автономных отопителей автоматизирована и они имеют высокий к.п.д.

Предполагается, что применение на гибридных автомобилях в холодное время года автономных отопителей для обогрева салона позволит снизить расход топлива и других расходных материалов, а также износ двигателя и потери, связанные с ремонтом. Снижение расхода топлива положительно будет обусловлено уменьшением времени работы ДВС и высоким к.п.д. автономного отопителя. Таким образом представляется возможность устранить один из недостатков гибридного автомобиля, проявляющийся в холодное время года и работы в этом направлении несомненно актуальны.

ОРГАНИЗАЦИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

К.С. Сабиев, магистрант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Пассивная безопасность — совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, направленных на снижение тяжести дорожно-транспортного происшествия в транспортных потоках, на пересеченной местности или на гоночных трассах, в первую очередь при лобовых столкновениях автомобилей [1].

Известные направления конструирования систем пассивной безопасности включают в себя: подушки безопасности; сминаемые или мягкие элементы передней панели; складывающуюся рулевую колонку; травмобезопасный педальный узел — при столкновении педали отделяются от мест крепления и уменьшают риск повреждения ног водителя; инерционные ремни безопасности с преднатяжителями; энергопоглощающие элементы передней и задней частей автомобиля, сминающиеся при ударе - бамперы; подголовники сидений - защищают от серьезных травм шеи пассажира при ударе автомобиля сзади; безопасные стёкла - закалённые, которые при разрушении рассыпаются на множество неострых осколков и триплекс; дуги безопасности, усиленные передние стойки крыши и верхняя рамка ветрового стекла в родстерах и кабриолетах; поперечные брусья в дверях и т. п.; защита от проникновения двигателя и других агрегатов в салон (увод их под днище).

Ежедневно на дорогах гибнет 100 россиян (23/09/2011. Эхо Москвы. А.Пикуленко – ведущий эксперт). Травматизм на дорогах резко возрастает в период межсезонья при появлении первого гололеда.

Решение этих проблем лежит в разработках новых направлений конструирования устройств пассивной безопасности автомобиля. Например, разработка бамперов с устройствами эффективного энергопоглощения, ремней безопасности с устройствами удлинения и амортизации для защиты человека при многократных опрокидываниях и лобовых столкновениях автомобилей, сидений, снабженных энергопоглощающим покрытием, амортизирующих и энергопоглощающих устройства для защиты от ударной и вибрационной нагрузки устройств активной безопасности автомобиля.

Анализ разнотипных технических решений в технологиях защиты человеческих жизней в транспортных потоках и на пересеченной местности показывает, что необходим комплексный подход в конструировании, учитывающий особенности автомобильной техники. Необходимо учитывать в

конкретных случаях особенности системы подвески, технологии торможения автомобиля, а также принципы конструирования в автомобилях систем пассивной и активной безопасности. И только после этого анализа необходимо применять те ли иные технологии конструирования. Более того, следует иметь в виду быстроедействие систем защиты человека в автомобиле. Например, в ряде случаев механические системы защиты, связанные с удлинением ремня безопасности, могут иметь большее быстроедействие, чем скорость раскрытия подушек безопасности. В ряде случаев повышенное давление в подушке безопасности может привести к серьезным черепно-мозговым травмам. Существуют также проблемы применения известных бамперных технологий, страдающие крайне низкой эффективностью энергопоглощения. Проблема применения бамперов резко возрастает во время появления первого гололеда на дорогах в период межсезонья. Следует учитывать также и способы энергопоглощения кинетической энергии человека и систем безопасности. Они должны быть разнотипными. Для решения указанных проблем применимы особые технологии энергопоглощения, совмещенные с системами амортизации. В данном случае применимы демпферы с энергопоглощающими свойствами или энергопоглощающие покрытия, наносимые на элементы устройств амортизации. Возможности энергопоглощения также существуют при использовании других технологий, например, гидро-, пневмо- и т.д. технологий в различных комбинациях. Состояние системы пассивной безопасности автомобиля должно в обязательном порядке входить в систему оценки транспортных средств по утвержденным оценочным методикам [2] на федеральном уровне. Российские приоритеты в разработках систем пассивной безопасности автомобиля должны быть защищены патентами РФ с обязательной публикацией даты приоритетов в СМИ, что будет способствовать повышению конкурентоспособности российских предприятий [3]. Формируемые при этом нематериальные активы [4] будут способствовать повышению рейтинга российских предприятий на мировых рынках и биржах, а также снижению рисков hi-tech бизнеса в рамках технологий оптимизации [5]. Технические возможности новых конструктивов для технологий пассивной безопасности: использование демпфирующих профилированных лент, которые могут быть выполнены в виде ленточных прокладок с энергопоглощающим покрытием; профилированных лент или их фрагментов с сечениями синусоидальной, а также треугольной, ромбической, прямоугольной формы, что позволяет существенным образом повысить энергопоглощение вибрационных и ударных нагрузок. Конструкционные системы с профилированными лентами разработаны в приоритетном порядке в патенте РФ № 2032289 [6]. Профилированные ленты в виде зигзагообразных прокладок позволяют использовать их для защиты от вибраций и ударов в следующих направлениях: ремни безопасности; бамперы автомобиля; си-

дня водителей с энергопоглощающим покрытием. Скрученные ленты спиралевидной формы могут быть выполнены в виде гибких ленточных плат или плоских кабелей интерфейсного назначения. Российский приоритет в данных технических решениях зафиксирован в патенте РФ № 2080751 [7]. Скрученные ленты применимы также в процессорных технологиях и описаны достаточно подробно в указанном патенте. Наиболее эффективны к использованию в гоночных автомобилях для езды по пересеченной местности. Более того, ленточные технологии могут быть трансформированы в жгуты. Например, двойная скрутка лент в виде жгута нашла широкое применение в технологиях защиты HDD от механических перегрузок. По мнению экспертов наиболее эффективное применение данных технических решений связано с вывешиванием винчестера на жгутах или лентах в пятидюймовой корзине [8]. Надежность работы жесткого диска в этом случае резко возрастает. Упругий элемент, выполненный в виде спирали Архимеда и снабженный энергопоглощающим покрытием, может эффективно использоваться для защиты человека в автомобильных авариях. Устройства [9], конической или цилиндрической конфигурации, могут использоваться в автошинах со спиралевидным многослойным монолитом или кордом. Спиралевидная структура может быть выполнена в виде стальной ленты или резиновой прокладки с покрытием. Наиболее эффективно энергопоглощение по рассматриваемой технологии осуществляется в монолитных шинах, например для «Формулы - 1». Спиралевидная кордовая технология массово используется в зимних шинах без ссылок на российский приоритет.

Библиографический список

1. Словарь автоэксперта. Оценщик.ру - портал для специалистов в области оценки и не только, ocenchnik.ru.
2. Организация и методы оценки предприятия (бизнеса): Учебник / Под ред. В.И. Кошкина. – М.: ИКФ «Экмос», 2002. – 944с.
3. Мокрышев В.В., Мокрышев С.В. Нематериальные активы и брэнды в технологиях повышения конкурентоспособности предприятий // Вестник ФСФО России, 2001.
4. Мокрышев В.В. Суть нематериальных активов // Интеллектуальная собственность, 1999. №3.
5. Алдошин В.М., Мокрышев В.В., Семенихин А.И. Методология обоснования оценки бизнеса корпораций в технологиях управления исключительными правами. – М.: ИНИЦ Роспатента, 2003.
6. Патент РФ №2032289 РФ от 21.08.92 «Энергопоглощающий элемент», автор Мокрышев В.В. опубл. 27.04.95. Бюл. № 9.
7. Патент РФ № 2080751 от 26.07.04 «Радиоэлектронный блок», автор Мокрышев В.В. опубл. 27.05.97. Бюл. №15.
8. Про буйный винчестер и заедающее турбо (Трясется, хотя такой молодой). – Upgrade, №1 (505), 17 января 2011. С. 29.
9. Патент РФ №2027924 от 13.05.91, «Амортизирующее устройство», автор Мокрышев В.В., опубл. 27.01.95 Бюл. № 3.

ПРИНЦИП МОДИФИЦИРОВАННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ БУКСОВАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЬНЫХ БАЗОВЫХ ШАССИ

С.В. Ушнурцев, офицер отдела;

В.Р. Эдигаров, канд. техн. наук, доцент; В.Ю. Усиков, преподаватель;
А.С. Шудыкин, старший помощник нач. отдела; С.П. Пивторак, курсант
Филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных войск
«Общевойсковая академия Вооруженных Сил Российской Федерации»

Основная роль в обеспечении подвижности средств вооружения принадлежит военной автомобильной технике. Основой парка военных автомобилей являются автомобильные базовые шасси (АБШ) под монтаж вооружения и военной техники и автомобили общевойскового назначения (АОВН).

Основными показателями подвижности АБШ и АОВН являются максимальная и среднетехническая скорости движения, при этом они, главным образом, определяются удельной мощностью, а средняя скорость движения по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния дополнительно определяется параметрами подвески. Однако анализ показывает, что с увеличением удельной мощности АБШ и его массы темп роста скорости движения снижается, а достигнув определенного значения, скорость движения практически не повышается [1].

Следовательно, необходимость обеспечения требуемого уровня эффективности АБШ требует иной, более совершенной методологической основы, которая позволит не только анализировать выходные характеристики военных автомобилей, но и формулировать новые принципы распределения мощности, на основе которых можно управлять этими характеристиками в процессе движения, обеспечивая, тем самым, максимальную эффективность военных автомобилей.

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что существует противоречие между возрастающими требованиями к уровню подвижности АБШ, при их достаточной энерговооруженности, и невозможности его практического достижения на основе существующих принципов распределения мощности между ведущими колесами.

Это обусловило необходимость постановки научной задачи обеспечения требуемой подвижности АБШ путем обоснования новых принципов распределения мощности между ведущими колесами и разработки методов их реализации.

Методология распределения мощности (рисунок 1) представляет собой совокупность закономерностей, принципов и способов распределения мощности между ведущими колесами и использует принципы системного подхода: декомпозиции, иерархичности, итеративности и локальной оптимизации. Методология базируется на теории эксплуатационных свойств колесных машин, теории качения эластичного колеса, теории оптимального управления, принципах и методах системного подхода [1].

Для решения задачи синтеза закономерностей распределения мощности использовалось второе уравнение динамики движения АБШ:

$$\sum_{i=1}^n P_{mi} - \sum_{i=1}^n P_{mi} \cdot \frac{\delta_i}{1 - \delta_i} - \sum_{i=1}^n P_{fi} - P_w - P_\alpha - m_a(1 + \sigma) \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (1)$$

где P_{mi} – сила тяги i -го колеса:

$$P_{mi} = \varphi_i R_{zi} \cdot (1 - e^{-\beta_i \cdot \delta_i}) \quad (2)$$

где β_i – коэффициент экспоненциальной зависимости i -го колеса;

P_{fi} – сила сопротивления качению i -го колеса;

P_w – сила сопротивления воздуха;

P_α – сила сопротивления подъему;

m_a – масса автомобиля;

σ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля;

dv/dt – ускорение автомобиля.

С учетом эквивалентности (2) на основании (1) можно получить целевую функцию оптимального распределения мощности между ведущими колесами АБШ:

$$v = \int_0^t \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i R_{zi} \cdot (1 - e^{-\beta_i \cdot \delta_i}) (1 - \frac{\delta_i}{1 - \delta_i}) - \sum_{i=1}^n P_{fi} - P_w - P_\alpha - m_a(1 + \sigma)}{dt} \rightarrow \max$$

Результаты численного решения (3), выполненные в среде MathCAD для АБШ с колесной формулой 4x4, 6x6, 8x8 при движении по суглинку, позволяет установить закономерность распределения мощности между ведущими колесами по соотношению буксования ведущих колес, соотношение между буксованиями ведущих колес имеет три четко выраженные зоны [1]. (3)

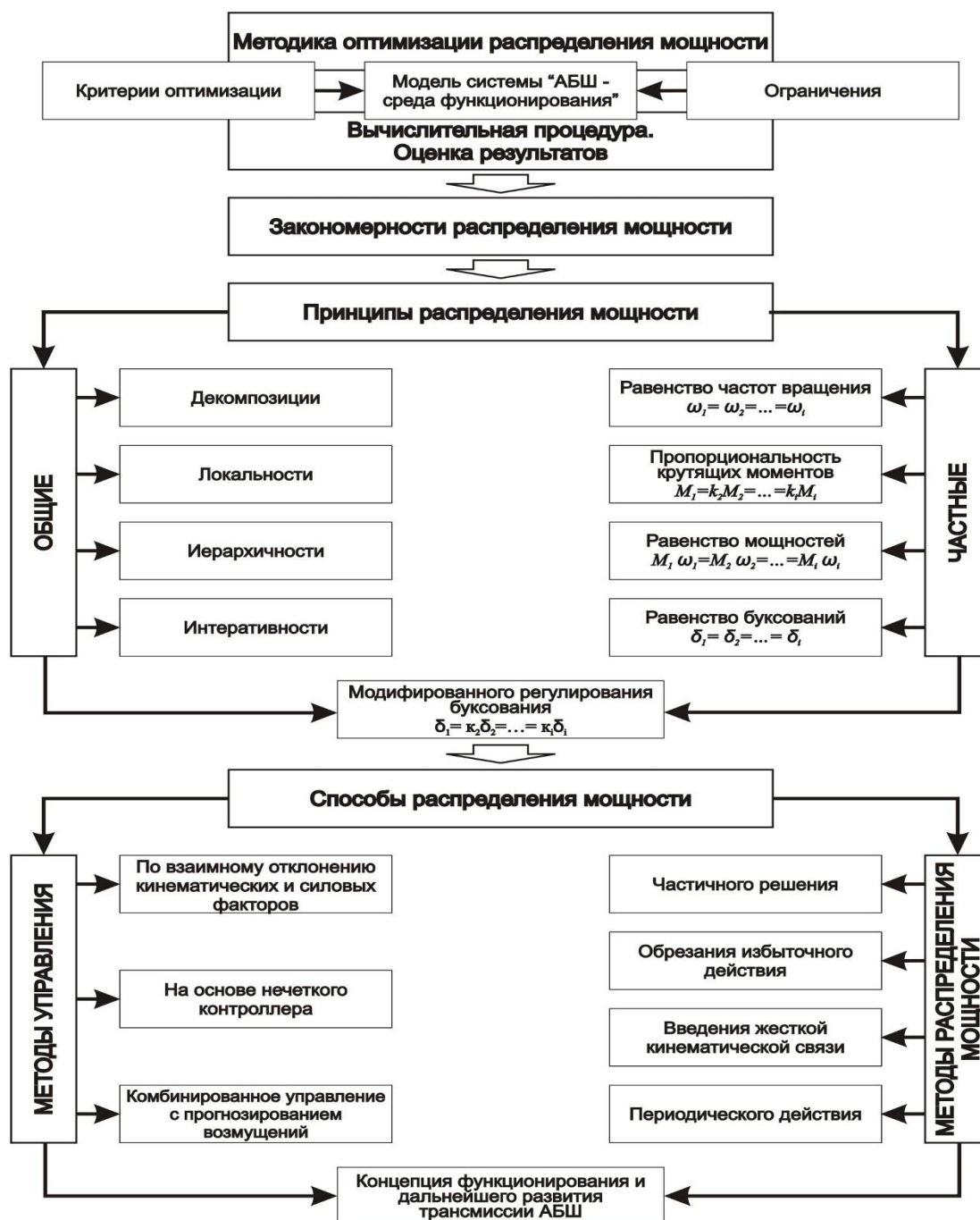


Рисунок 1. Структурная схема методологии распределения мощности между ведущими колесами АБШ

I зона – отрицательного буксования (скольжения) ведущих колес переднего моста (передних мостов), соответствующая буксованию 2...3 % и крутящему моменту, подводимому к ведущим колесам ($M_{крд}$) 3-3,5 кНм, наличие отрицательного буксования ведущих колес переднего моста (т.е. их работа в ведомом режиме) связано с потерями мощности на трение в агрегатах и валах привода переднего моста и его ведущих колес, которые не компенсируются распределением мощности по большему количеству

ведущих колес [2]. Следовательно, при движении автомобиля с нагрузками, соответствующими I зоне, целесообразны отключение колес переднего моста (непосредственно у колес и у раздаточного механизма) и их работа в ведомом режиме.

II зона – равенства буксований, соответствует известному принципу распределения мощности по равенству буксований ведущих колес. Как видно из данных, приведенных на рисунках 1.10 – 1.12, зона оптимального распределения мощности, соответствующая равенству буксований, имеет достаточно узкий диапазон по буксований 5...6 %, по величине передаваемого моменту зона более широкая 4...22 кНм, что связано с его распределением на различное число колес у автомобилей с колесными формулами 4x4, 6x6, 8x8.

III зона – пропорциональности буксований.

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сформулировать принцип оптимального распределения мощности (принцип модифицированного регулирования буксования ведущих колес): мощность, подводимая к ведущим колесам, должна распределяться между ними таким образом, чтобы в каждый момент времени обеспечить пропорциональность их буксований:

$$\delta_1 = k_2 \cdot \delta_2 = \dots = k_i \delta_i \quad (4)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношения коэффициентов тангенциальной эластичности пары шина – опорная поверхность, нормальных реакций опорной поверхности и внешних сил сопротивления движению.

В реальных условиях движения АБШ коэффициент k_p распределения мощности для обеспечения максимально эффективного движения должен изменяться автоматически применительно к условиям движения и в широком диапазоне.

В процессе прямолинейного движения при бортовой симметрии (равные вертикальные реакции и одинаковые дорожные условия) и отсутствии действующих на колесную машину боковых сил оптимальный характер распределения мощности определяется подвижностью, так как в этих условиях углы увода колес равны нулю [3]. Величина коэффициента распределения мощности k_{pi} , характеризующего часть крутящего момента двигателя $M_{дв}$, приходящегося на i -е колесо, может быть найдена посредством следующего выражения:

$$k_{pi} = \frac{M_{fci} + k_{ni} M_{\Sigma c}}{M_{дв}} \quad (5)$$

где k_{ni} – поправочный коэффициент, учитывающий условия взаимодействия колеса с опорной поверхностью. Произведя ряд преобразований получим:

$$k_{pi} = \frac{M_{fci} + \frac{1}{k^{i-1} \cdot \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{k^{j-1} \cdot \lambda_j}} r_n P_{ka}}{M_{\partial a}} \quad (6)$$

Анализ экспериментальных данных, свидетельствуют об уменьшении доли крутящего момента (с 0,31 до 0,19), приходящейся на колеса переднего моста при увеличении массы АБШ, что связано с уменьшением доли вертикальной нагрузки, приходящейся на данный мост. В то же время увеличение нагрузки на колеса задних осей вызывает увеличение доли крутящего момента, который требуется к ним подвести. При этом более интенсивно увеличивается k_p на колеса среднего моста (с 0,9 до 0,18), так как при движении по деформируемому грунту они имеют большее сопротивление качению по сравнению с колесами заднего моста.

Предложенный принцип модифицированного регулирования буксования ведущих колес, позволяет синтезировать закономерности распределения мощности между ведущими колесами АБШ типа 4х4, 6х6, 8х8, а также обосновать и разработать метод комбинированного управления распределением мощности между ведущими колесами АБШ по отклонению управляемых величин с учетом прогнозируемых возмущений со стороны среды функционирования, метод управления по взаимному отклонению кинематических и силовых факторов колеса.

Библиографический список

1. Келлер, А.В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси: Монография [Текст] / А.В. Келлер, И.А. Мурог. - Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. - 224 с.: ил.
2. Аксенов, П.В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений [Текст] / П.В. Аксенов - М.: Машиностроение, 1989. - 280 с.
3. Тенденции развития специальных колесных шасси и тягачей военного назначения. Ин-формационно-технический сборник [Текст] / под ред. В.А. Полонского. - Бронницы: 21 НИИ МО РФ, 2007 - 417 с.

АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА БАЗЕ ТЕОРИИ СИЛОВОГО ПОТОКА

Ф.Н. Хламцов, преподаватель
Филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных войск
«Общевойсковая академия ВС РФ»

Теория силового потока является универсальным инструментом для анализа и расчетов комплексных передающих и преобразующих систем. Гидравлический амортизатор подвески транспортного средства является такой системой, рабочий процесс которого представляет собой преобразование механической энергии колебаний подрессоренных и непрорессоренных масс, возникающих при движении, в тепловую энергию, с последующим ее рассеянием в окружающую среду.

Для анализа примем схему однотрубного гидравлического амортизатора (рисунок 1).

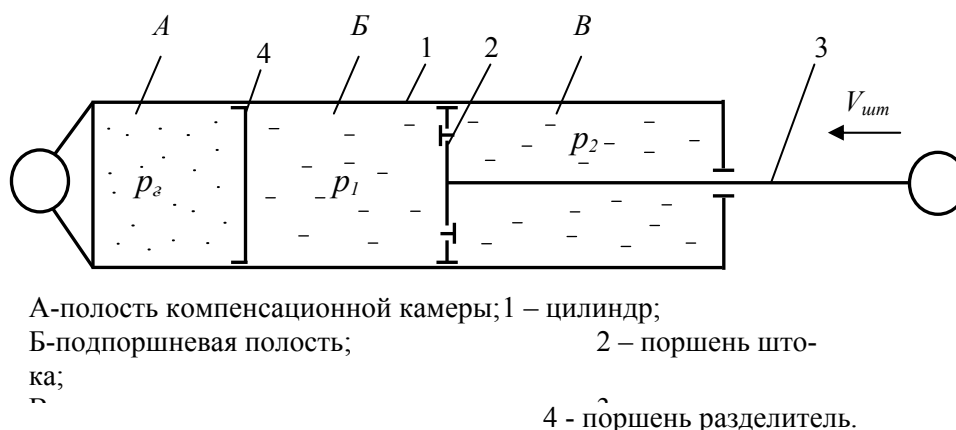


Рисунок 1. Схема гидравлического амортизатора

Для осуществления анализа рабочего процесса гидравлического амортизатора на базе "Теории силового потока" необходимо определить скоростной, силовой и мощностной факторы, которые бы удовлетворяли принципам теории силового потока:

- скоростной фактор рассматривается, как напор (интенсивность, напряженность) силового потока;
- силовой фактор рассматривается как расход силового потока;
- мощностной фактор должен быть равен произведению скоростного и силового факторов [1].

Учитывая данные положения скоростным фактором системы выберем скорость перемещения штока амортизатора относительно стенок цилиндра

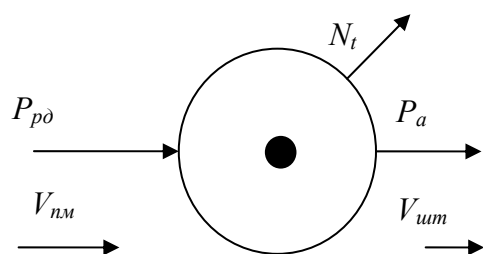
$V_{ум}$, силовым фактором выберем силу развиваемую амортизатором P_a Рисунок 1, соответственно мощностной фактор N_a выразится формулой

$$N_a = P_a V_{ум} \quad (1)$$

В связи с тем что значения P_a и $V_{ум}$ переменны во времени, в расчетах необходимо использовать соответствующие мгновенные значения сил и скоростей с последующим интегрированием.

Преобразование силового потока, т.е. изменение его факторов, происходит в узловых точках, которые бывают трех видов, разветвляющая, кинетическая и обобщенная. В разветвляющей точке происходит изменение силового потока за счет изменения силового фактора. При этом скоростной фактор является величиной постоянной. В кинетической точке происходит изменение скоростного фактора, при этом силовой фактор не изменяется. Изменение скоростного фактора будем называть скольжением. В обобщенной точке происходит изменение как силового, так и скоростного фактора.

Основная характеристика гидравлического амортизатора выражается как зависимость силы сопротивления P_a от скорости перемещения штока $V_{ум}$ относительно стенок цилиндра, при этом она отображается графической зависимостью $P_a = f(V_{ум})$ [2], таким образом мощностной и силовой факторы гидравлического амортизатора имеют функциональную зависимость от скоростного фактора. Учитывая эту зависимость, гидравлический амортизатор представится в виде обобщенной точки, в которой происходит



P_{pd} - сила реакции дороги;
 P_a - сила развиваемая амортизатором;
 V_{nm} - скорость подпрессоренной массы;
 $V_{ум}$ - скорость штока относительно цилиндра;
 N_t - поток рассеяния.

Рисунок 2. Гидравлический амортизатор в виде обобщенной узловой точки

преобразование силы реакции дороги передаваемой на корпус машины P_{pd} и скорости перемещения подпрессоренной массы относительно неподпрессоренной V_{nm} (рисунок 2).

Рассмотрим процесс сжатия амортизатора, при этом шток амортизатора движется внутрь рабочего цилиндра со скоростью $V_{ум}$. Рабочая жидкость дросселируя из полости B в полость B Рисунок 1, из-за наличия гидравлического сопротивления дросселя, создает перепад давления Δp между полостями с соответствующими давлениями p_1 и p_2 .

Как при сжатии так и при отбое сила сопротивления формируется суммой трех сил:

$$P_a = P_{Гсж} + P_{Мтр} + P_{Дз}, \quad (2)$$

где: $P_{Гсж}$ - сила гидравлического сопротивления жидкости;

$P_{Мтр}$ - сила механического трения;

$P_{Дг}$ - сила давления газа.

Поскольку сила механического трения формируется в трех точках Рисунок 1, а именно в сопряжении штока и сальникового уплотнения, сопряжении поршня и цилиндра и сопряжении поршня разделителя и цилиндра, сила $P_{Мтр}$ так же сформируется суммой трех сил:

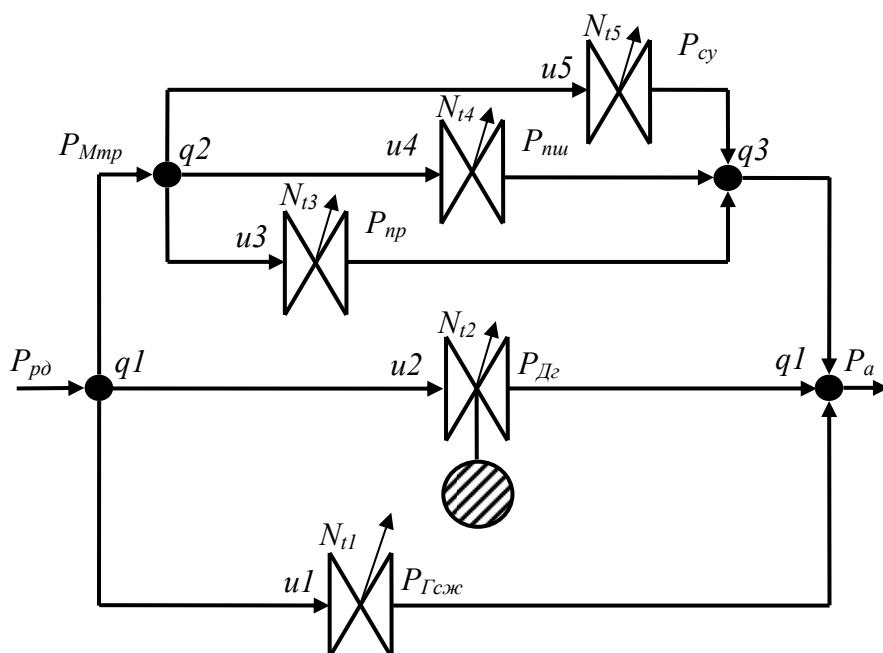
$$P_{Мтр} = P_{cy} + P_{nu} + P_{np}, \quad (3)$$

где: P_{cy} - сила трения в сопряжении штока и сальникового уплотнения;

P_{nu} - сила трения в сопряжении поршня штока и цилиндра;

P_{np} - сила трения в сопряжении поршня разделителя и цилиндра.

Всякая обобщенная точка может быть представлена в виде силового потока, состоящего из разветвляющих и кинетических точек, а так же учитывая (2) и (3), приложенный к амортизатору силовой поток можно отобразить схемой представленной на рисунке 3.



$q1, q2, q3, q4$ - разветвляющие точки силового потока;

$u1, u2, u3, u4, u5$ - кинетические точки преобразования силового потока;

$N_{t1}, N_{t2}, N_{t3}, N_{t4}, N_{t5}$ - потоки рассеяния кинетических точек.

Рисунок 3. Развернутая схема силового потока амортизатора

На рисунке 3 силовой поток амортизатора представлен в виде четырех разветвляющих точек $q1, q2, q3, q4$ и пяти кинетических точек $u1, u2, u3, u4, u5$. В точке $u1$ формируется основная часть силового потока амортизатора, а именно гидравлическое сопротивление жидкости за счет наличия вязкостного трения при дросселировании через поршень штока. В точке $u2$ про-

исходит частичное аккумуляирование потока, при сжатии газа в полости A компенсационной камеры, вытесняемой объемом штока жидкостью. При обратном ходе аккумуляированная часть возвращается в общий поток, в следствии чего в выражении (2) сила $P_{Дс}$ будет иметь знак "-". В точках $и3$, $и4$, $и5$ силовой поток формируется силами трения.

В каждой кинетической точке формируется поток рассеяния N_{ti} сумма которых определит общий поток рассеяния:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 N_{ti} . \quad (4)$$

В соответствии с положениями ТСП мощность потока преобразования выражается произведением силового фактора на скольжение системы. В нашем случае скольжением системы будет скорость перемещения поршня $V_{шт}$. Поток преобразования N_a в гидравлическом амортизаторе будет эквивалентен мощностному фактору и выразится выражением (1).

Поскольку гидравлический амортизатор не является изолированной системой, при работе всегда присутствует теплообмен с окружающей средой характеризующийся потоком рассеяния N_t . Энергия колебаний внутри амортизатора преобразуется в теплоту, которая распределяется в рабочей жидкости, а далее, посредством теплообмена, в деталях самого амортизатора, повышая рабочую температуру T_a . При наличии избыточной температуры внешней поверхности цилиндра амортизатора над температурой окружающей среды, а во время работы это неизбежно, между ними также будет осуществляться теплообмен, посредством теплового потока N_t . В любом случае температурный режим гидравлического амортизатора будет характеризоваться отношением:

$$\frac{N_t}{N_a} , \quad (5)$$

причем в зависимости от результата сравнения в амортизаторе будет происходить либо процесс нагрева, либо процесс охлаждения, а идеальность условий протекания рабочего процесса поглощения энергии колебаний будет тем лучше, чем ближе значение данного отношения к единице.

Библиографический список

1. Антонов, А. С. Комплексные силовые передачи: Теория силового потока и расчет передающих систем [Текст] - Л. Машиностроение, 1981. - 496 с.: 9 табл., 376 ил.; - Библиогр.: с. 492.
2. Дербаремдикер, А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей [Текст] – М. : Машиностроение, 1969. – 236 с.: 18 табл., 134 ил.; – Библиогр.: с. 233 – 235. – 10500 экз.

**СЕКЦИЯ
ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

УДК 621.592

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧЕСТВА РАЗМЕРНОЙ
ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ ГТД**

Ю.Н. Вивденко, д-р техн. наук, профессор; М.М. Лучко, аспирант;
В.Л. Исаков, студент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При производстве и ремонте газотурбинных двигателей (ГТД) значительную долю занимают тонкостенные детали, при обработке которых прогибы поверхностей деталей под действием приложенных сил соизмеримы со значениями допуска на обработку. Преимущественно, это тела вращения, обечайки, диски и т.д. Эти детали имеют разнообразную конфигурацию, конструктивные особенности, размеры, требования к точности и качеству поверхностей. Они изготавливаются, в зависимости от условий работы, из самых разнообразных материалов: от полимеров до жаропрочных и твердых сплавов. При этом к названным деталям предъявляют повышенные требования по точности и состоянию поверхностного слоя.

Размерная обработка таких деталей на технологических операциях точения, шлифования и других связана с прогибом обрабатываемых поверхностей под действием сил резания и формированием связанных с этим погрешностей обработки. Важно оценить возможные погрешности обработки на стадии технологической подготовки производства.

Количественная оценка ожидаемых прогибов обрабатываемых поверхностей под действием сил в технологических системах проведена на основе применения методов прикладной теории упругости [1]. Так для условий локального нагружения круговой цилиндрической тонкостенной оболочки при жесткой заделке её краёв при определённых допустимых упрощениях расчётов прогиб ω под действием радиальной силы F_y и в её окрестностях может быть определен как:

$$\omega = \frac{F_y e^{-Kx}}{8K^3 D} (\sin Kx + \cos Kx), \quad (1)$$

где K - коэффициент затухания прогибов в окрестностях приложения силы F_y , определяемый по выражению:

$$K = (Eh/4R^2 D)^4,$$

где h - толщина стенки оболочки; R - радиус срединной поверхности оболочки; D - цилиндрическая жесткость $D = 12^{-1} E h^3 (1 - \nu^2)^{-1}$, E, ν - упругие постоянные материала оболочки; x - координата приложения силы P_y , совпадающая с осью оболочки.

Уравнение (1) может быть использовано для предварительной оценки прогибов. Однако для получения результатов с более высокой точностью необходим учёт ряда технологических условий обработки деталей, многие из которых являются неустановившимися. Отдельные такие условия, которые должны быть учтены при определении прогибов, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Неустановившиеся условия обработки деталей

Код условий	Изменяющиеся условия обработки	Код факторов	Учитываемые факторы
01	Изнашивание формообразующего инструмента	01-01 01-02	Изменение сил резания $P_x, P_y, P_z = f(h_z)$ Изменение срезаемого слоя $t_{\phi} = t_p - h_r$
02	Перемещение координат приложения сил	02-01	Условия нагружения детали $P_x, P_y, P_z = f(S_{np})$
03	Одновременное действие составляющих сил резания и реакции опор	03-01	Прогибы по 3-м координатам $\omega_{\Sigma} = f(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$
04	Условия закрепления обрабатываемой детали	04-01	Силы закрепления и реакции опор $P_i = f(P_1, P_2 \dots P_n)$

Примечание: В таблице 1 приняты обозначения P_x, P_y, P_z - составляющие силы резания; h_z и h_r - площадка износа инструмента по задней грани и его размерный износ; t_{ϕ} и t_p - фактическая и расчётная глубина резания; S_{np} - продольная подача; $P_1, P_2 \dots P_n$ - силы закрепления и реакции опор.

Одним из условий, требующих коррекции результатов расчета по зависимости (1), является изнашивание инструмента (таблица 1, код 01).

С учетом изменения геометрических размеров формообразующего инструмента вследствие его размерного износа изменение диаметра обработанной поверхности при наружном точении и растачивании определится выражениями:

$$D_h = D_0 \pm 2h_r, \quad (2)$$

где D_h, D_0 - диаметр обработанной поверхности соответственно при точении острозаточенным резцом и резцом с текущим значением размерного износа h_r , мм.

Одновременно с изменением диаметра D_h в соответствии с равенством (2) происходит радиальное перемещение обрабатываемой поверхности детали под действием сил резания, изменяющихся в связи с ростом площади износа режущего клина, относительно формообразующего инструмента, как следствие упругой деформации обрабатываемого элемента детали. Под действием составляющей силы P_y изменение размера поперечного сечения тонкостенной детали вращения определяется:

$$\rho_t = D_0 \pm \frac{d\rho_t}{d\varphi},$$

где φ - текущий угол, рад; $\frac{d\rho_t}{d\varphi} = \omega$ по выражению (1).

Определение относительного влияния значения износа инструмента на размер деталей из разных сплавов проводилось по отношению $\frac{P_y}{E}$.

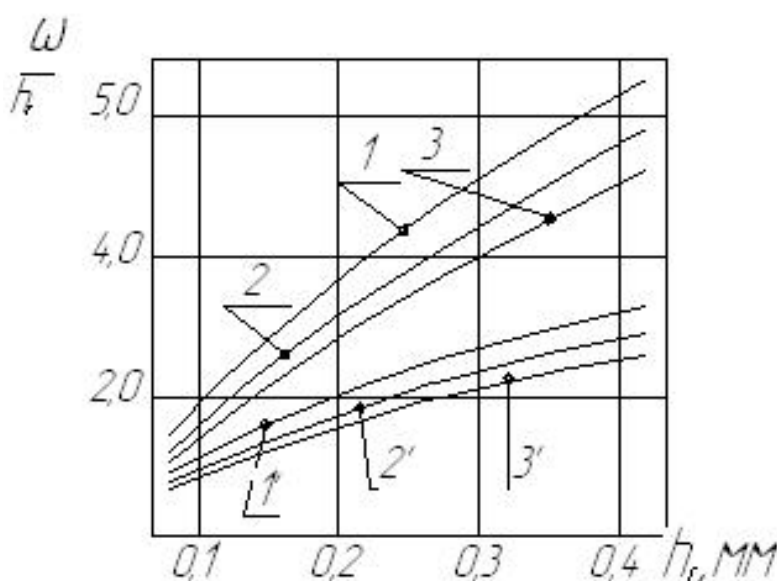


Рисунок 1. Зависимость $\frac{\omega}{h_r} - h_r$ при разной жёсткости J обрабатываемой поверхности: 1,2,3 - $J = 2.2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 1',2',3' - $J = 1.1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; 1,1' - ХН56ВМТЮ; 2,2' - 14Х17Н2; 3,3' - ВТ9;

На рисунке 2 приведена схема формирования погрешности, вызванной износом инструмента. При этом указано исходное положение

Расчёт и экспериментальная проверка влияния износа инструмента на изменение геометрических размеров деталей выполнены для продольного наружного точения тонкостенной кольцевой детали из сплавов ХН56ВМТЮ, 14Х17Н2, ВТ9.

Рисунок 1 отражает влияние размерного износа инструмента на относительное перемещение обрабатываемой поверхности детали.

инструмента и детали (рисунок 2а); удаление заданной глубины резания острозаточенным резцом при условии $P_y = 0$, когда равны расчётная t_{pac} и фактическая t_ϕ глубина резания (рисунок 2б); на обрабатываемую деталь приложена сила P_y , вызывающая упругую деформацию (рисунок 2в). На схеме отражено влияние радиального износа при силе P_y , соответствующей острозаточенному инструменту (рисунок 2г) и изношенному инструменту (рисунок 2д), а также восстановление первоначального положения обрабатываемого элемента детали после снятия нагрузки и отвода инструмента (рисунок 2в).

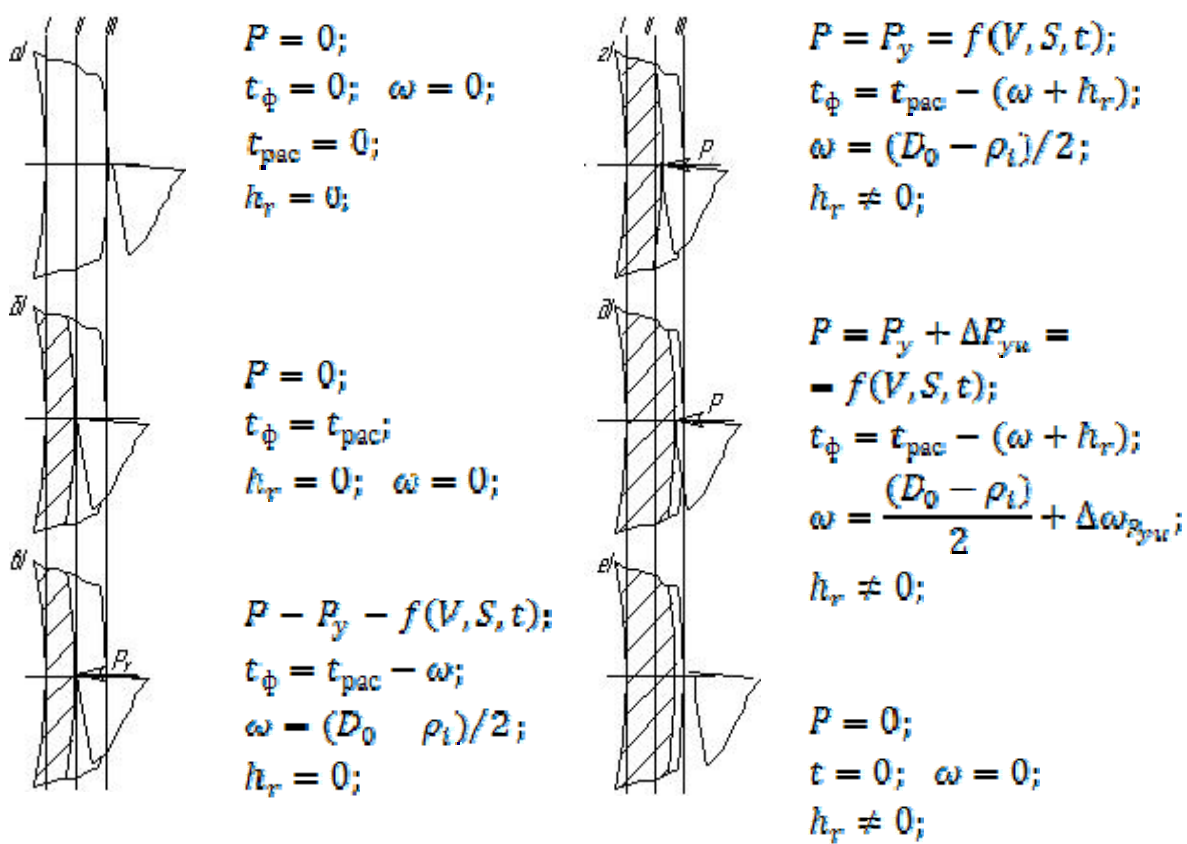


Рисунок 2. Схема формирования погрешности, вызванной износом инструмента

Полученные результаты показали, что снижение жёсткости детали по мере удаления припуска сопровождается увеличением влияния на точность обработки сил резания по сравнению с износом инструмента h_r .

Установленные закономерности позволили разработать математическую модель неустановившихся условий на точность автоматизированной токарной обработки нежёстких деталей.

Во многих случаях конструкция деталей предусматривает с внутренней стороны наличие рёбер, бандажных и других элементов.

Были разработаны алгоритмы и программы расчёта прогиба ω с учётом указанных условий на основании метода конечных элементов [2]. Программа предусматривает получение результатов как в численном виде, так и в форме полиномов. Так закономерность изменения прогиба обрабатываемой поверхности при наружном точении детали из стали 14X17H2 со сложной образующей с наибольшим диаметром 240 мм средней толщиной стенки $h=2,6$ мм и общей длиной 240 мм резцом, не имеющим износа (режим резания: $V = 17 \text{ м/мин}$, $S_0 = 0,11 \text{ мм/об}$, $t_p = 0,55$) имеет следующий вид:

$$\omega_{L/2} = 0,194 \cdot 10^{-2} + 0,709 \cdot 10^{-3} \cdot x + 0,107 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 - 0,919 \cdot 10^{-8} \cdot x^3,$$

$$\omega_L = -0,237 \cdot 10^{-4} + 0,344 \cdot 10^{-3} \cdot x + 0,128 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,908 \cdot 10^{-8} \cdot x^3,$$

где $\omega_{L/2}$, ω_L - значение прогиба детали при положении инструмента от места закрепления детали на расстоянии $L/2$ и L .

Разработанные методы прогнозирования прогибов тонкостенных поверхностей деталей и формирования связанных с этим погрешностей, предусмотрено использовать для получения базовых данных автоматизированного проектирования технологических процессов, технологической оснастки и для разработки управляющих программ станков.

Библиографический список

1. Подгорный А.Н., Марченко Г.А., Пустынников В.Н. Основы и методы прикладной теории упругости. Киев: Высшая школа. 1991-328с.
2. Галлагер Р. Методы конечных элементов. М.: Мир 1994-428 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛИ ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ РЕМОНТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Ю.Н. Вивденко, д-р техн. наук, профессор; С.Н. Филимонов, аспирант;
А.Ю. Жмакин, студент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Восстановление деталей двигателей и других машин, в ряде отраслей машиностроения обычно проводят с целью придания первоначальных эксплуатационных свойств этим деталям и машинам в целом.

За свой жизненный цикл детали в соответствии с действующим регламентом эксплуатации проходят несколько видов ремонта, включая капитальные. От научно-технического, организационного и экономического уровня обеспечения капитального ремонта зависит техническая и экономическая эффективность восстановления тактико-технических характеристик машин.

Одной из основных задач восстановления деталей является обеспечение заданного состояния поверхностей и материала поверхностного слоя деталей, исходя из эксплуатационных требований.

Нанесение поверхностного слоя деталей, претерпевших износ, может быть выполнено напылением, наплавкой, средствами гальванических технологий с множественными вариантами модификации материала нанесенного слоя [1, 2].

Опыт работ по восстановлению деталей при ремонте машин в разных областях показал, что с использованием широкого спектра технологического воздействия на деталь можно не только полностью восстановить её эксплуатационные свойства, но в необходимых случаях повысить эти свойства по сравнению с первоначальными.

Ниже приведены фрагменты моделирования процесса формирования поверхностного слоя объекта восстановления на примере обработки высоконагруженных деталей силовых установок типа лопаток, крыльчаток, рычагов и других деталей.

Расчет размеренных цепей, назначение размера наносимых и удаляемых поверхностных слоев, определение пооперационных припусков и решение других технологических задач было предложено выполнять с помощью обобщенной схемы изменения поверхностного слоя детали при восстановлении [3]. Фрагменты этой модели приведены на рисунке 1. Схема отражает наиболее общие этапы восстановления. Эти этапы включают удаление дефектного слоя изношенной детали и выравнивание по-

верхности под нанесение нового поверхностного слоя, нанесение этого слоя, размерную обработку детали с нанесенным слоем, нанесение покрытия и его отделочно-упрочняющую обработку. При этом на схеме приведены формирующиеся поверхности детали на этапах её восстановления. Обозначения отдельных размеров и характеристик поверхностей и поверхностных слоев, указанных на рисунке 1 и в последующих расчетных зависимостях, приведены в таблице 1.

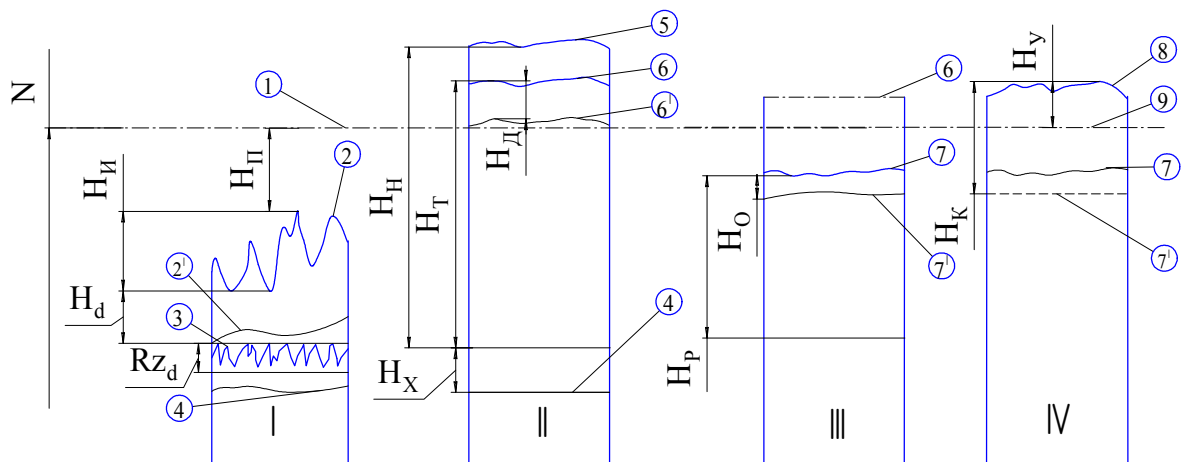


Рисунок 1. Фрагмент обобщенной модели поверхностного слоя детали при её восстановлении

Этапы технологического процесса: I, II – подготовка и нанесение слоя; III – обработка; IV – нанесение покрытия. Поверхности: 1 – исходная новой детали; 2 – изношенной детали; 2¹ – нижней границы дефектного слоя после износа; 3 – шероховатости после подготовки под нанесение слоя; 4 – нижней границы слоя, измененного обработкой; 5 – после нанесения слоя; 6 – после термообработки нанесенного слоя; 6¹ – нижней границы поверхностного слоя, измененного термообработкой; 7 – после размерной обработки с нанесенным слоем; 7¹ – нижней границы слоя, измененного размерной обработкой; 8 – после нанесения покрытия; 9 – после обработки покрытия.

С учетом принятых в этой таблице обозначений могут быть рассмотрены текущие, минимальные и максимальные значения отдельных параметров.

В общем случае при одностороннем снятии припуска его значение на размерную обработку, связанную с подготовкой поверхности детали под нанесение восстановительного слоя, может быть определено зависимостью:

$$h = H_{N_{max}} + H_{D_{max}} + T \pm \sum_{j=1}^m \Pi_{1c} + \sum_{j=1}^m \Pi_{1сп} , \quad (1)$$

где T – допуск на размер; Π_{1c} – результирующая систематических погрешностей, связанных с геометрическими отклонениями обрабатываемых по-

верхностей относительно базовых, а также с погрешностями установки и обработки детали; P_{Icl} – результирующая случайных погрешностей, связанная с теми же отклонениями и погрешностями; m – число соответствующих геометрических отклонений и погрешностей.

Таблица 1

Параметры поверхностей и поверхностного слоя деталей при восстановлении

Наименование параметров поверхностей и поверхностного слоя деталей при восстановлении	Обозначение
Подготовка под нанесение слоя	
Толщина слоя, связанная с неравномерным износом поверхности, для выравнивания толщины наносимого слоя	$H_{и}$
Глубина дефектного слоя, сформированного после нанесения слоя и его термообработки	$H_{д}$
Размерная и отделочная обработка после нанесения слоя	
Геометрические отклонения обрабатываемых поверхностей относительно базовых (систематические, случайные)	E (с, сл)
Суммарные погрешности установки детали (систематические, случайные)	ΔX_Y (с, сл)
Суммарные погрешности обработки детали (систематические, случайные)	ΔX_O (с, сл)
Толщина нанесенного слоя после размерной обработки	$H_{г}$
Глубина поверхностного слоя, измененного размерной обработкой	H_o
Толщина слоя, снятого размерной обработкой	H_c
Глубина поверхностного дефектного слоя после предыдущей обработки	H_{oi-1}
Шероховатость поверхности после окончательной обработки нанесенного слоя	R_p
Шероховатость поверхности после предыдущей размерной обработки нанесенного слоя	R_{pi-1}

В зависимости (1) результирующую систематических погрешностей определяют по формуле:

$$\sum_{j=1}^m P_{1c} = \pm E_c \pm \Delta X_{Yc} \pm \Delta X_{Oc}, \quad (2)$$

где положительные и отрицательные значения слагаемых назначают, когда направление действия отклонений и погрешностей соответственно совпадает или противоположно направлению увеличения припуска h .

Аналогично формуле (2) определяют результирующую случайных погрешностей. При этом слагаемым придают только положительные значения. В случае удаления припуска h на нескольких операциях (переходах) припуск на очередной операции (переходе) можно определить следующим образом:

$$h_1 = R_{p1-1} + H_{o1-1} \pm \left(\sum_{j=1}^m \Pi_{1c} \right)_{оп} + \left(\sum_{j=1}^m \Pi_{1сл} \right)_{оп}, \quad (3)$$

где два последних слагаемых соответствуют результирующим систематических и случайных погрешностей на рассматриваемой операции (переходе).

Используя схему, приведенную на рисунке 1 и изложенный выше подход к расчету значений общего и операционного припуска, можно определить другие параметры поверхностного слоя.

Изложенный подход к расчету отдельных параметров поверхностного слоя деталей в процессе восстановления был использован при восстановлении деталей с односторонним нанесением восстановительного слоя и его обработке (крыши, корпуса), с двухсторонним нанесением этого слоя (лопатки, крыльчатки) и при восстановлении деталей с поверхностями вращения (валы, оси).

Как показал опыт, изложенный метод определения отдельных параметров поверхностного слоя может быть эффективно использован при проектировании технологических процессов, оснастки, методов и средств контроля качества деталей.

Определение размеров наносимых и снимаемых слоев при восстановлении деталей дает возможность рассчитать объемы расходных материалов и трудоемкость отдельных операций, что в свою очередь, позволяет определить экономические стороны восстановления.

Экономическая целесообразность восстановления изношенной детали взамен приобретения новой определяется следующим условием: общие затраты на восстановление деталей должны быть гарантированно меньше цены новой детали (при условии равных эксплуатационных свойств этих деталей). Изложенное определяется зависимостью:

$$\sum_1^n T_{шт} C (1 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4) + \sum_1^n (M_O + M_B) + \frac{K_T (\kappa_T + A_T) + P_{\text{э}} + K_3 (\kappa_3 + P_T + A_3) + T + O + B}{N_D} \leq K_P (C_H), \quad (4)$$

где n – количество операций технологического процесса; $T_{шт}$ – штучно – калькуляционное время на определённую операцию; C – тарифная ставка на эту операцию; K_1, K_2, K_3, K_4 – коэффициенты на цеховые и заводские расходы, на дополнительную заработную плату и социальное страхование; $M_O + M_B$ – стоимость основных и вспомогательных материалов на указанных операциях; K_T, K_3 – капиталовложения в технологическое оснащение и здания; A_T, A_3 – норма амортизации технологического оснащения и зданий;

k_T, k_3 - доля капиталовложений в год эксплуатации технологического оснащения и зданий; $P_Э$ - затраты на эксплуатацию и ремонт зданий; P_T - затраты на эксплуатацию и ремонт технологического оснащения; T, O, B - затраты на отопление, освещение и вентиляцию; N_D - количество восстанавливаемых деталей одного типоразмера; K_P - коэффициент гарантированной рентабельности; C_H - цена новой детали (с учётом транспортных расходов); k_P - коэффициент гарантированной рентабельности.

Технология восстановления высоконагруженных деталей предусматривает многократное снятие и нанесение поверхностного слоя, при формировании многоуровневого слоя, отвечающего требованиям условий эксплуатации. При этом в соответствии с зависимостью (4) необходимо решение задач по минимизации размеров удаляемых и наносимых слоёв, что является существенным фактором уменьшения затрат за счёт снижения трудоёмкости операции (T_{III}) и снижения стоимости расходных материалов (M_O, M_B).

Библиографический список

1. Сулима А.М., Щулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. – М: Машиностроение, 1988. – 240 с.
2. Логунов А.В., Белявский А.К. Восстановление деталей ГТД из титановых и никелевых сплавов методом лазерной модификации газотермических покрытий//Вестник машиностроения. – 1999, 6-7 с. 56-59
3. Вивденко Ю.Н. Обобщенная схема поверхностного слоя деталей при восстановлении//Ю.Н. Вивденко//Поверхность. Технологические аспекты прочности. Межвуз.темат. науч. Сб. Уфим. гос. авиац. техн. универс. Уфа:Изд УГАТУ. – 1998, 44-51с.

УДК 621.43

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

А.Л. Иванов, канд. техн. наук, доцент; А.В. Кузнецов, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При выполнении работ по изучению и совершенствованию процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), необходим стенд, позволяющий достаточно оперативно получать характеристики двигателя с теми или иными настройками его систем [1].

Существуют стенды, позволяющие проводить испытания ДВС на достаточно высоком уровне и определять параметры и характеристики двигателей в соответствии с требованиями международных стандартов. В частности продукция зарубежных фирм "AVL" (рисунок 1) и "HORIBA" (рисунок 2) хорошо известна и широко используются веду-

щими мировыми автозаводами и испытательными центрами, в том числе и российскими. Предлагаются также отечественные испытательные стенды имеющие стоимость, не намного уступающую зарубежным производителям, например, для испытания двигателей мощностью до 100 кВт стоимость стенда производства фирмы из г. Санкт-Петербург составляет 28 млн. руб. (на февраль 2011 г.).

В нашем случае использовать современную продукцию данных фирм нерационально по нескольким причинам. При стоимости данных стендов от нескольких сотен тысяч до миллионов долларов, и достаточно широких функциональных возможностях, они, как правило, имеют относительно узкую область использования и в нашем случае потребуют доработки. Для использования стенда в учебном процессе немаловажным является наглядное представление материала, возможность непосредственного контроля, а также некоторого вмешательства в ходе эксперимента, от чего как раз уходят производители современных стендов с целью избавиться от влияния «человеческого фактора».

Кроме того, в случае проведения параллельных испытаний одновременно на нескольких двигателях или в разных лабораториях, требуется также соответствующее увеличение числа комплексов и пропорциональное увеличение затрат на их приобретение.



Рисунок 1. Стенд для испытаний двигателей фирмы AVL

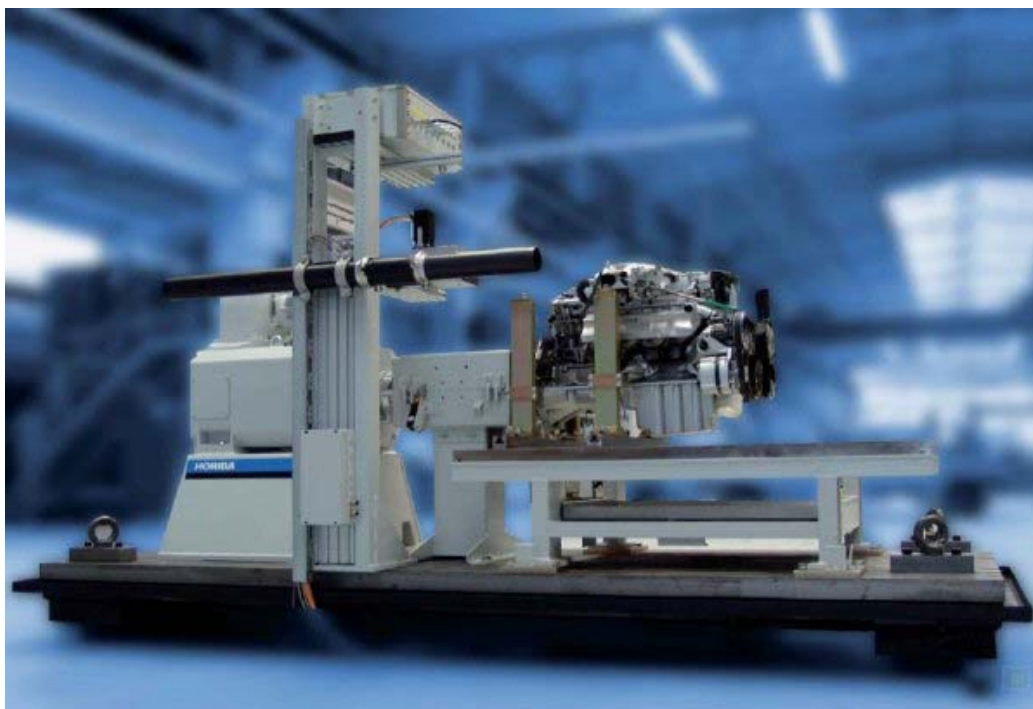


Рисунок 2. Стенд для испытаний двигателей фирмы HORIBA

Таким образом, целесообразно создание собственного стенда с современным оборудованием для исследования процессов, протекающих в двигателе и получения характеристик с различными регулировками его систем.

Основные условия, методы и правила стендовых испытаний двигателей, а также требования к точности изложены в соответствующих нормативных документах [2, 3].

Стенд для типовых испытаний двигателя состоит из следующих основных компонентов:

- основание стенда - станина, с закреплённым на ней штатными крепёжными элементами испытуемым двигателем;
- нагрузочное устройство (балансирная машина);
- штатные контрольно-измерительные приборы данного двигателя;
- пульт управления стендом;
- пульт управления системами двигателя;
- датчики и дополнительное измерительное оборудование.

Крепление двигателя требует в основном слесарных работ и особой сложности не представляет.

При стендовых испытаниях используется метод торможения работающего двигателя с помощью нагрузочного устройства, соединённого с коленчатым валом ДВС через упругую муфту и при необходимости редуктор.

При проведении испытаний огромная энергия, вырабатываемая двигателем, должна быть воспринята и преобразована нагрузочным устройством.

вом, роль которого может играть электрогенератор, вырабатывающий электрическую энергию или гидротормоз, превращающий механическую энергию вращения турбины в тепло, воспринимаемое водой.

Выбор типа нагрузочного устройства вопрос достаточно сложный и требует всестороннего учёта всех факторов. Зависит от скоростного режима испытаний двигателя, программы испытаний, от возможности оснащения лаборатории различными коммуникациями (подведение и отведение воды, параметры электрической сети и т.п.).

В практике испытаний довольно широкое распространение получили нагрузочные стенды, использующие балансирную машину постоянного тока. Такие стенды получили название динамометрических тормозов постоянного тока и предназначены для измерения статических моментов, как в двигательном, так и генераторном режимах работы испытуемой машины.

Балансирные электрические машины переменного тока выполнены на базе асинхронных двигателей с фазными роторами мощностью от 100 до 400 кВт предназначены для нагружающих устройств стендов обкатки и испытаний ДВС. Машины, как правило, рассчитаны на работу от сети трехфазного переменного тока частотой 50 и 60 Гц линейным напряжением 380 В.

Гидротормоза также широко используются, например в 2004 года на Ярославском моторном заводе была внедрена в эксплуатацию автоматизированная измерительно-управляющая система испытаний двигателей внутреннего сгорания, на базе гидротормоза. Гидротормоз позволяет обеспечивать загрузку по нагрузочной характеристике с постоянной частотой вращения коленчатого вала, а также с загрузкой при постоянной мощности двигателя. Это достаточно сложная инженерная конструкция, зачастую не уступающая по сложности конструкции испытуемым ДВС.

Пульт управления стендом включает в себя комплекс, позволяющий устанавливать требуемый режим загрузки двигателя в соответствии с программой испытаний, обеспечивать регистрацию контролируемых параметров в требуемом режиме работы двигателя и т.п.

Пульт управления системами двигателя предназначен для изменения регулировочных характеристик и настроек двигателя.

Испытательный стенд должен иметь датчики и измерительное оборудование для измерения показателей работы двигателя с необходимой точностью. Например, крутящий момент и расход топлива необходимо измерять с точностью $\pm 1\%$, частоту вращения коленчатого вала с точностью $\pm 0,5\%$, температуры охлаждающей жидкости и масла с точностью $\pm 2^\circ\text{C}$;

При проведении испытаний бензинового двигателя, с целью исследования и оптимизации его рабочих процессов, необходимо регистрировать достаточно большое количество параметров. Условно их можно разделить на следующие основные категории:

1. Параметры, оценивающие основные показатели работы двигателя (эффективную мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива). Согласно ГОСТ для определения данных показателей измеряются следующие параметры:

- нагрузка (усилие), создаваемая нагрузочным устройством (балансирной машиной) на весовое устройство. Возможно также непосредственное измерение крутящего момента на коленчатом валу двигателя.
- частота вращения коленчатого вала двигателя;
- расход контрольного количества топлива за определённый промежуток времени (с учетом обратного слива части топлива из топливной системы двигателя, а также температуры топлива в прямой и обратной магистрали при измерении расхода объёмным способом);
- расход воздуха.

2. Параметры, позволяющие исследовать и оценить качество рабочего процесса, протекающего в цилиндре двигателя.

- давление в камере сгорания;
- температура отработавших газов.

3. Параметры, характеризующие качество сгорания топлива.

- содержание O_2 в отработавших газах (λ -датчик);
- содержание NO в отработавших газах;
- содержание CO в отработавших газах.

4. Параметры, позволяющие контролировать условия эксплуатации и режим работы двигателя.

- давление масла в системе смазки двигателя;
- температура масла в картере двигателя;
- температура отработавших газов;
- давление и температура окружающего воздуха.

Для возможности регистрации и обработки сигналов, поступающих от датчиков, наиболее подходящей представляется использование модульной станции сбора данных и управления с интерфейсами USB 2.0 - многоканальной конфигурируемой системы для автоматизации экспериментальных и технологических процессов [4].

В зависимости от программы испытаний необходимо выбрать тип нагрузочного устройства и скорректировать перечень оборудования. После обоснованного и рационального выбора оборудования возможно будет перейти к алгоритму функционирования стенда.

Библиографический список

1. Иванов А.Л., Савельев Б.В. Аппаратно-программный комплекс для испытаний авто-транспортных средств и двигателей внутреннего сгорания при подготовке специалистов автомобильного транспорта. *Материалы межрегиональной научно-практической конференции (г.Сургут, 2 апреля 2009 г.). – Омск: СибАДИ, 2009.*
2. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний.

3. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
4. *Иванов А.Л.* Аппаратно-программный комплекс для проведения испытаний поршневых двигателей. *Материалы 69-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Какой нужен автомобиль России»*, Омск, СибАДИ, 2010.

УДК 621.431.74. (075.8)

МЕТОДИКА СНИЖЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Ю.П. Макушев, канд. техн. наук; А.Л. Иванов, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

1. Эффективная мощность двигателя в кВт определяется по формуле:

$$Ne = \frac{Pe \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot m}, \quad (1)$$

где Pe – среднее эффективное давление в МПа; i – число цилиндров; V_h – рабочий объем цилиндра в л; n – частота вращения вала двигателя в мин^{-1} ; m – тактность (для четырехтактного – 4, двухтактного – 2).

Из анализа формулы (1) следует, что при постоянном рабочем объеме V_h и числе цилиндров i величину Ne можно уменьшить путем снижения n или Pe , которое зависит от цикловой подачи топлива.

В Правилах технического надзора за маломерными судами [1] указано, что **технический надзор осуществляется** за принадлежащими физическим и юридическим лицам:

– **самоходными судами внутреннего плавания и иными плавающими объектами вместимостью менее 80 тонн с главными двигателями мощностью менее 55 киловатт;**

– **прогулочными судами пассажировместимостью не более 12 человек независимо от мощности главных двигателей и вместимости.**

Для постановки на учет в Государственную инспекцию маломерных судов (ГИМС) мощность двигателя должна быть не более 75 л.с. (55 кВт). У таких судовых двигателей, например, как К-161 (6ЧСП 12/14), при частоте вращения вала 1500 мин^{-1} мощность равна 90 л.с. (рисунок 1). Но с целью экономии топлива, уменьшения загрязнения окружающей среды двигатель при движении судна обычно работает на частотах $1000 - 1200 \text{ мин}^{-1}$ при мощности $60 - 70 \text{ л.с.}$

В Сибирскую государственную автомобильно-дорожную академию (СибАДИ) обращаются владельцы маломерных судов с просьбой проведе-

ния диагностики насоса и определения его предельной частоты и мощности двигателя при данной регулировке насоса. В отдельных случаях заказчики просят снизить предельные обороты насоса с целью уменьшения мощности до 75 л.с.

В процессе регулировки (при необходимости) снижается натяжение главной пружины регулятора насоса и, соответственно, максимальные обороты двигателя. Натяжение пружины уменьшается изменением длины винта, ограничивающий ход рычага управления.

Для контроля частоты вращения валика насоса и величины цикловой подачи топлива рекомендуется испытательный стенд венгерского производства марки «Моторпал» или другие аттестованные стенды.

2. Методика снижения частоты вращения дизельного двигателя и его мощности заключается в следующем:

1. Определяется марка, номер двигателя, номер насоса высокого давления, дается техническая характеристика, приводится внешняя скоростная характеристика в соответствие с данными завода-изготовителя.

2. Расчетным путем определяется зависимость мощности двигателя от частоты вращения.

3. С двигателя демонтируется насос высокого давления с форсунками и устанавливается на контрольно-испытательный топливный стенд.

4. На номинальной частоте вращения определяется цикловая подача топлива, затем частота вращения вала насоса при начале действия регулятора и полном выключении подачи топлива.

5. На номинальном режиме расчетным путем определяется эффективная мощность, которая не должна отличаться от технических данных и данных скоростной характеристики.

6. Расчетным путем определяется изменение мощности при снижении частоты вращения и требуемая цикловая подача топлива.

7. Определяется мощность на частотах начала действия регулятора. Мощность сравнивается с данными скоростной характеристики двигателя, полученной на заводе-изготовителе.

8. Если полученная мощность удовлетворяет «Заказчика», то ему выдается соответствующее «Заклучение».

9. Если «Заказчик» решил уменьшить мощность двигателя, то по скоростной характеристике определяется требуемая частота вращения вала двигателя. Насос высокого давления регулируется на частоту, при которой двигатель будет развивать требуемую (меньшую) мощность.

По результатам проверки насоса дается «Заказчику» «Заклучение» о фактической мощности двигателя при работе с данным насосом, или снижается мощность двигателя путем уменьшения предельной частоты вращения вала насоса.

3. Пример снижения частоты вращения дизельного двигателя и его мощности

1. Двигатель К-161 (6ЧСП 12/14), мощностью 90 л.с. при частоте вращения коленчатого вала 1550 мин^{-1} , предназначен для дизель-генераторных и судовых установок.

Основные технические характеристики двигателя [4]:

- номинальная мощность – 90 л.с.;
- частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности – 1550 мин^{-1} , степень сжатия – 16,5;
- диаметр цилиндра – 120 мм, – ход поршня – 140 мм;
- рабочий объем цилиндров – 9,5 л;
- среднее эффективное давление при номинальной мощности – 0,53 МПа [2, 4], двигатель без наддува;
- минимальный удельный расход топлива – 250 г/(кВт·ч) ;
- подача топлива за цикл на номинальном режиме – 72 мм^3 .

2. В таблице 1 приведен расчет зависимости мощности и крутящего момента двигателя 6ЧСП 12/14 от частоты вращения коленчатого вала. Положение рейки топливного насоса соответствовало максимальной подаче. Величина среднего эффективного давления принята постоянной, равной 0,53 МПа, так как крутящий момент на валу двигателя практически не изменился при уменьшении частоты вращения.

Таблица 1

Зависимость мощности и крутящего момента двигателя от частоты вращения

$n, \text{ мин}^{-1}$	900	1000	1100	1200	1300	1500	1550
$N_e, \text{ кВт}$	37	42	46	50	54	64	66
$N_e, \text{ л.с.}$	50	57	63	68	74	85	90
$M_{кр}, \text{ Н·м}$	392	401	399	398	396	407	406

Из анализа выражения (1) и таблицы 1 следует, что эффективная мощность снижается при уменьшении частоты вращения коленчатого вала n .

Если снизить частоту вращения вала двигателя до 1300 мин^{-1} , то согласно данным таблицы 1 мощность двигателя уменьшится до 74 л.с. (54 кВт). Из анализа скоростной характеристики дизеля К-161 (по данным завода-изготовителя, рисунок 1) также следует, что при частоте 1300 мин^{-1} мощность двигателя равна 74 кВт. **Расчетные и опытные данные изменения мощности двигателя в зависимости от частоты вращения совпадают.**

3. Расчетное значение крутящего момента на валу двигателя при снижении частоты вращения определялось выражением

$$M = 9550 N_e / n = 9550 \cdot 54 / 1300 = 396 \text{ Н·м}, \quad (2)$$

и практически не отличалось от величины, полученной на режиме номинальной мощности двигателя К-161 ($9550 \cdot 66 / 1550 = 406 \text{ Н·м}$).

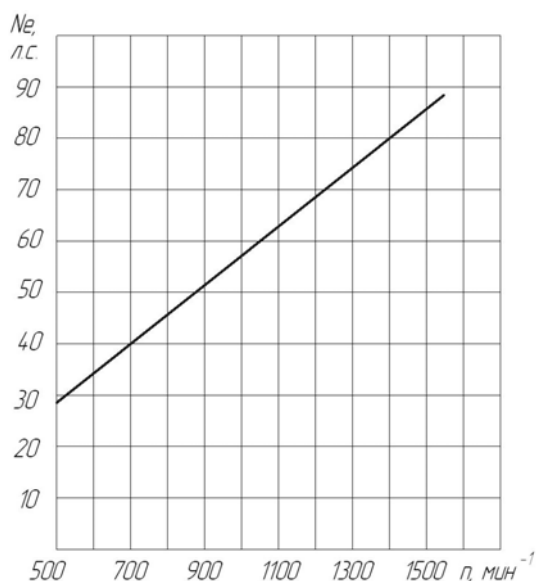


Рисунок 1. Внешняя скоростная характеристика дизеля К-161:

N_e – мощность двигателя в л.с. ;
 n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1}

Число оборотов (частоту вращения вала) двигателя можно уменьшить путем изменения регулировочных параметров всережимного регулятора, а именно снижением натяжения главной пружины [5]. Данный процесс выполняется без разборки всережимного регулятора путем закручивания регулировочного винта и уменьшения силы сжатия пружины, ограничивающей максимальную частоту вращения вала двигателя.

Насос высокого давления с регулятором устанавливается и подключается к испытательному топливному стенду для определения предельной (максимальной) частоты вращения кулачкового вала и фактической цикловой подачи топлива.

4. Требуемая цикловая подача для номинальной мощности 54 кВт (74 л.с.) определяется по формуле и проверяется на стенде «Моторпал»:

$$q_u = q_e \cdot N_e \cdot 1000 / (i \cdot n_n \cdot p_m \cdot 60),$$

где q_e – удельный эффективный расход топлива, $250 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$; N_e – эффективная мощность, 54 кВт; i – число цилиндров, 6; n_n – частота вращения валика насоса, 650 мин^{-1} (у двигателя 1300 мин^{-1}); p_m – плотность топлива, $0,83 \text{ г}/\text{см}^3$,

$$q_u = 250 \cdot 54 \cdot 1000 / (6 \cdot 650 \cdot 0,83 \cdot 60) = 70 \text{ мм}^3.$$

Из представленных расчетов следует, что цикловая подача топлива не требует корректировки, так как она практически не отличается от значения, приведенного в технической характеристике двигателя (72 мм^3).

Устройство, изменяющее частоту вращения насоса высокого давления, и насос высокого давления, питающий топливом двигатель, приведены на рисунках 2 и 3.

Частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется перемещением рукоятки 1 (рисунок 2) по зубчатому шкиву. Положение рукоятки 1 зависит от длины винта 5. Одновременно с рукояткой вращается шестерня 20 (рисунок 3), перемещая зубчатую рейку 19 и деформируя главную пружину

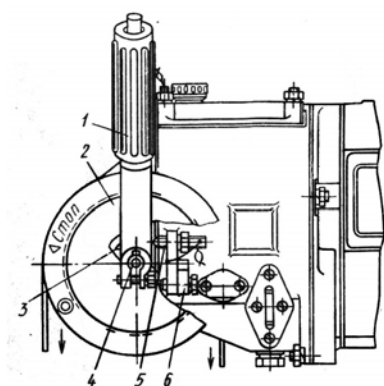


Рисунок 2. Органы управления всережимным регулятором

жину 21. От величины усилия на пружине зависит начало действия регулятора.

При изменении положения винта 5 (рисунок 2) и начале действия регулятора, соответствующей частоте вращения 1300 мин^{-1} , мощность двигателя снижается до значения 74 л.с. (см. рисунок 1). Ниже приводится пример содержания «Заключения» по результатам снижения частоты вращения и мощности двигателя К-161.

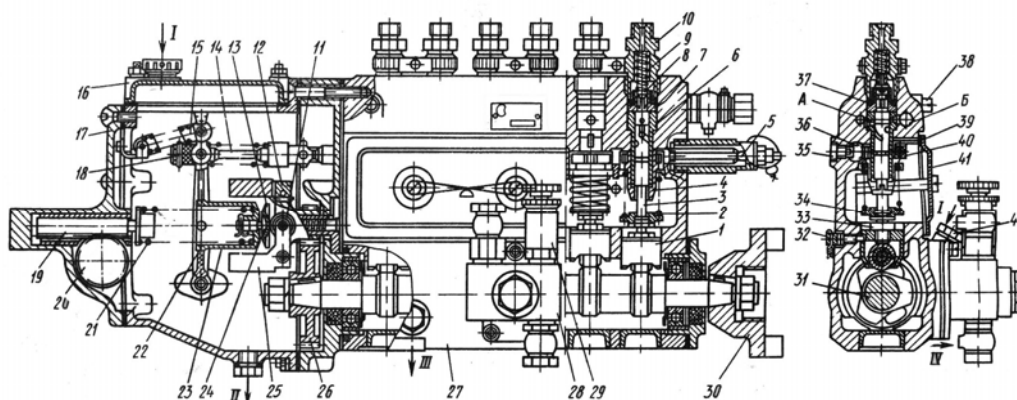


Рисунок 3. Топливный насос с регулятором

4. Заключение

Двигатель К-161, 6ЧСП 12/14 (номер 81222) мощностью 66 кВт при частоте вращения вала 1550 мин^{-1} был дефорсирован до номинальной мощности 54 кВт (74 л.с) путем уменьшения частоты вращения вала двигателя с 1550 до 1300 мин^{-1} за счет снижения силы главной пружины регулятора насоса высокого давления (номер 012684).

Таким образом, дефорсирование двигателя по мощности возможно путем снижения максимальной частоты вращения коленчатого вала и цикловой подачи топлива.

Библиографический список

1. Приказ от 29 июня 2005 г. № 501 Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий. Об утверждении правил технического надзора за маломерными судами.
2. Ваншейдт В.А. Дизели. Справочник. Л.: Машиностроение, 1964. – 600 с.
3. Автомобильные двигатели. Под редакцией Ховаха М.С. Машиностроение, 1977. – 590 с.
4. Дизели ряда 6Ч 12/14 и агрегаты. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. В/О ЭНЭРГОМАШЭКСПОРТ, СССР, Москва, 1970 г.
5. Макушев Ю.П. Системы питания быстроходных дизелей: Учебное пособие – Омск.: Изд-во СибАДИ, 2004. – 181 с.

ПРОГРАММА РАСЧЕТА СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

Ю.П. Макушев, канд. техн. наук;
Д.С. Жингель, аспирант; А.В. Филатов, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

1. Расчет центробежного компрессора

При расчете компрессора с известными размерами определяют требуемое количество воздуха для двигателя, подачу воздуха одним компрессором (если их несколько), степень повышения давления, частоту вращения, общую работу, затраченную на впуск, сжатие и нагнетание воздуха, изменение температуры и давления в каналах и коэффициент полезного действия (КПД).

1.1. **Требуемое массовое количество воздуха** для двигателя определяется из выражения [1]:

$$M_D = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с}, \quad (1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,0) для дизеля; L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1кг топлива (15 кг); g_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) (0,18 – 0,22); N_e – мощность двигателя, кВт; φ – коэффициент продувки (1,1 – 1,2).

1.2. С учетом выбранного числа компрессоров i_k **необходимая подача воздуха** одним компрессором находится по формуле:

$$M_K = \frac{M_D}{i_k}. \quad (2)$$

1.3. Определим **среднее эффективное давление** P_e . Для четырехтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120}, \quad (3)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л ; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

После преобразования выражения (3) получим

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n} \text{ МПа.}$$

1.4. Величина **давления воздуха на выходе из компрессора и степень повышения давления** для четырехтактных двигателей определяется из соотношений:

$$P_k = (0,15 - 0,18)P_e, \quad \pi_k = \frac{P_k}{P_0}, \quad (4)$$

где P_0 – давление на входе в компрессор (атмосферное давление).

1.5. Определяем **окружную скорость** на выходе из колеса компрессора:

$$U_2 = \sqrt{\frac{L_{a\partial}}{\eta_{\text{нап}}}}, \quad (5)$$

где $L_{a\partial}$ – адиабатная работа сжатия; $\eta_{\text{нап}}$ – напорный адиабатный КПД (0,6 – 0,75), характеризует способность колеса создавать напор.

1.6. **Общая удельная работа (Дж/кг)** при адиабатическом сжатии находится из выражения:

$$L_{a\partial} = c_p \cdot T_a \left(\pi_k^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right), \quad (6)$$

где $c_p = 1005$ Дж/(кг·К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; $T_a = 293$ К – температура на входе в компрессор, $k = 1,4$ – показатель адиабаты.

1.7. Зная окружную скорость и наружный диаметр колеса, находим **частоту вращения вала колеса компрессора** из формулы:

$$n_k = \frac{60U_2}{\pi D_{2K}}. \quad (7)$$

1.8. **Действительную удельную работу**, затраченную на всасывание, сжатие и нагнетание воздуха в компрессоре, **адиабатный КПД** рассчитывается по формуле:

$$L_{\text{зам}} = C_p \cdot (T_4 - T_1); \quad \eta_{a\partial} = \frac{L_{a\partial}}{L_{\text{зам}}}. \quad (8)$$

1.9. Давление в каналах компрессора определяют по изменению температуры, которая определяется в результате торможения газа по формуле или методом подбора:

$$T^* = T + \frac{C^2}{2C_p}, \quad (9)$$

где C – скорость газа, м/с.

1.10. Определив температуру, находят давление по формуле:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (10)$$

где n – показатель политропы сжатия.

1.11. **Мощность компрессора** (работа за единицу времени):

$$N_k = \frac{M_k \cdot L_{ad}}{\eta_{ad}}. \quad (11)$$

2. Расчёт радиально-осевой турбины

Исходными данными для расчета турбины являются данные теплового расчета двигателя и расчетные данные компрессора [1]. **Турбина должна обеспечить необходимую частоту вращения компрессора и его мощность.**

2.1. Расход газа через турбину примерно на 3 % больше расхода воздуха через компрессор:

$$M_T = 1,03 M_k. \quad (12)$$

Наружный диаметр колеса турбины принимаем равным диаметру колеса компрессора $D_{1T} = D_{2K}$. Поэтому окружные скорости на входе в колесо турбины и выходе из колеса компрессора будут равны $U_{1T} = U_{2K}$. Частота вращения колеса компрессора равна частоте вращения колеса турбины ($n_K = n_T$). Так как колесо турбины и колесо компрессора закреплены на одном валу, то их мощности равны друг другу $N_T = N_K$.

2.2. Мощность на валу турбины определяется из выражения:

$$N_T = H_T \cdot M_T \cdot \eta_T, \quad (13)$$

где H_T – располагаемый перепад энтальпии, Дж/кг (энтальпия $H_T = C_p \cdot T$); η_T – эффективный КПД турбины (0,7 – 0,8).

2.3. Исходя из равенства $N_T = N_K$, необходимый перепад энтальпии в турбине вычисляется по формуле:

$$H_T = \frac{M_K \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot \eta_T \cdot M_T}. \quad (14)$$

2.4. Если всю энергию отработавших газов преобразовать в скорость на выходе из соплового аппарата, то адиабатная скорость $C_{ад}$ будет равна:

$$C_{AD} = \sqrt{2 \cdot H_T} . \quad (15)$$

Расчет завершается при равенстве мощности турбины и компрессора (допускается расхождение не более 5 %).

3. Расчет совместной работы двигателя и турбокомпрессора

В качестве базовой была принята программа совместной работы двигателя и турбокомпрессора, разработанная в МАДИ [2].

Программа расчёта совместной работы дизеля и турбокомпрессора требует проведения большого количества математических вычислений. Изменение одного входного параметра, приводит к полному перерасчёту работы турбокомпрессора, а, следовательно, и новым временным затратам. Получить качественный и надёжный расчёт характеристик совместной работы дизеля и турбокомпрессора невозможно без использования современной вычислительной техники.

Программа расчёта совместной работы дизеля и турбокомпрессора написано на языке Turbo Pascal. Программа универсальна и позволяет рассчитывать совместную работу различных дизелей с турбонаддувом. Программа является моделью совместной работы дизеля и турбокомпрессора и отражает реальные процессы, протекающие в системе дизель- турбокомпрессор. Поскольку входные параметры легко изменяются, то можно смоделировать оптимальную по производительности и наивысшему КПД систему двигатель- турбокомпрессор. Внутренний цикл является итерационным, т.е. будет выполняться столько раз, сколько необходимо для достижения указанной точности, но не более 20 раз. В этом цикле выполняется расчет режима совместной работы, использующий методы последовательных приближений, основанные на ориентировочном задании частоты вращения ротора и ряда показателей работы дизеля и турбокомпрессора. После вычисления мощностей компрессора и турбины N_K и N_T уточняется значение частоты вращения n_k . Уточняется также значения остальных задаваемых параметров. Далее расчет повторяется при новом значении n_k до тех пор пока разница между N_K и N_T не станет меньше заданной величины, определяющей точностью расчетов.

Программа может быть рекомендована для проведения научных исследований, а также использоваться в учебном процессе в тех курсах, где требуется выполнить расчет и провести исследование совместной работы дизеля и турбокомпрессора.

Исходными данными для расчета являются:

1 – число цилиндров; 2 – тип двигателя; 3 – степень сжатия; 4 – наружный и внутренний диаметр колеса компрессора; 4 – наружный и внутренний диаметр колеса компрессора; 5 – значение Pe по внешней скоростной характеристике; 6 – максимальное давление сгорания; 7 – форма лопаток компрессора (радиальные, загнутые назад); 8 – параметры холодиль-

ника (степень охлаждения); 9 – данные по регулированию турбины (перепуск газа).

В результате расчета дается приближенная информация о параметрах двигателя, компрессора, турбины. В таблице 1 приведены данные расчета совместной работы двигателя Д-440 (Алтайдизель) с турбокомпрессором ТКР-8. В таблице 1 последовательно указаны изменение частоты вращения вала двигателя, среднего эффективного давления, цикловой подачи топлива, удельного часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения, эффективной мощности двигателя, давления и температуры на выходе из компрессора, адиабатного коэффициента полезного действия компрессора, частоты вращения колеса компрессора, температуры на входе в турбину, коэффициента полезного действия турбины, мощности турбины.

Таблица 1

Характеристики совместной работы двигателя и турбокомпрессора

Характеристики двигателя							Характеристики компрессора и турбины						
$n_d, \text{мин}^{-1}$	$P_e, \text{МПа}$	$q_c, \text{мм}^3$	$q_e, \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	α	η_v	$N_e, \text{кВт}$	$P_k, \text{МПа}$	$T_k, \text{К}$	$\eta_{ад}$	$n_k, \text{мин}^{-1}$	$T_t, \text{К}$	η_t	$N_t, \text{кВт}$
1000	0,87	106	234	1,3	0,82	60	0,12	312	0,74	32000	907	0,5	0,9
1150	0,92	109	226	1,35	0,85	65	0,125	323	0,74	44000	917	0,55	2,0
1350	0,89	102	220	1,55	0,88	75	0,135	336	0,74	58500	893	0,6	3,8
1550	0,83	97	220	1,75	0,9	80	0,145	345	0,75	58500	863	0,63	5,7
1750	0,74	95	239	1,85	0,9	80	0,15	350	0,75	62300	859	0,65	7,7

Выводы по работе:

1. Приведена методика расчетного определения параметров воздуха в компрессоре, цилиндре двигателя, отработавших газов в турбине.
2. Усовершенствована программа расчета совместной работы двигателя с турбокомпрессором, которая позволяет выполнять расчеты двигателей типа КамАЗ, АМЗ и ЗиЛ.

Библиографический список

1. Макушев Ю.П., Корнеев С.В., Рындин В.В. Агрегаты наддува двигателей: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 59 с.
2. Хачиян А.С., Синявский В.В. Расчет показателей и индикаторной диаграммы автомобильного двигателя с наддувом. Министерство высшего и среднего специального образования СССР. Московский автомобильно-дорожный институт. М.: 1985. – 33 с.

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА, ФОРСУНКИ И РАСПЫЛИТЕЛЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ

Ю.П. Макушев, канд. техн. наук; А.В. Филатов, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Настоящее исследование проведено для определения совместного влияния различных конструктивных параметров насоса высокого давления, топливопровода, форсунки, распылителя на протекание процесса впрыска с целью получения вариантов топливной аппаратуры (ТА) с различной интенсификацией впрыска. Повышение интенсификации впрыскивания (сокращение продолжительности впрыска, увеличение давления топлива в камере форсунки, повышение объемной скорости подачи) достигалось путем расчетной оптимизации процесса впрыскивания на ЭВМ и опытной проверке комплектаций ТА Алтайского завода топливной аппаратуры (АЗТА) и фирмы Бош (Германия) на безмоторном стенде.

При проведении эксперимента использовался топливный насос АЗТА с тангенциальным профилем кулачка, ходом и диаметром плунжера 10 мм. Насос имел нагнетательные клапаны с разгрузочным объемом 80 мм³. Форсунки типа 6А1-20с1 укомплектованы распылителями с диаметром иглы $d_u = 6$ мм, характерным диаметром посадочного конуса $d_x = 3,6$ мм, ходом иглы $h_u = 0,25$ мм, с максимальным проходным сечением сопловых отверстий $\mu_f = 0,32$ мм². Насос и форсунки соединены трубопроводами высокого давления внутренним диаметром 2 мм, длиной $L_m = 0,9$ м.

Конструкция насоса Бош обладает более жестким корпусом и имеет следующие параметры:

- профиль кулачка – тангенциальный;
- ход плунжера – 10 мм, диаметр плунжера – 12 мм;
- объем полости штуцера – 1000 мм³;
- разгрузочный объем нагнетательного клапана – 80 мм³.

Исследования проводились с тремя видами нагнетательных клапанов. Особенностью конструкции клапана насоса Бош (рисунок 1 а) является то, что в прямом направлении обратный дроссель 2 открывается и не оказывает сопротивление при подаче топлива [1]. После отсечки подаваемого топлива поясок 5 нагнетательного клапана 6 производит разгрузку только полости штуцера. Отраженная волна давления, двигаясь от форсунки к насосу, проходит через малое отверстие в дросселе гасится. Отсутствие отраженных волн стабилизирует процесс впрыска топлива, особенно на режимах холостого хода.

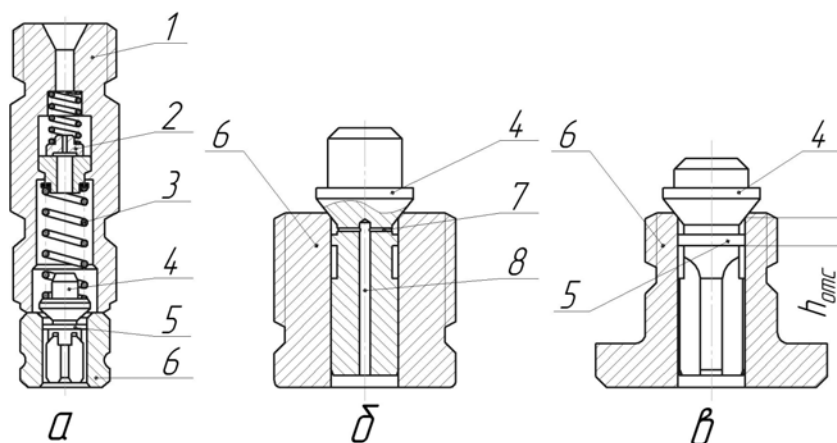


Рисунок 1. Конструкции нагнетательных клапанов:
 а – клапан с обратным дросселем; б – клапан с корректирующим отверстием; в – клапан перьевого обычный; 1 – корпус штуцера; 2 – обратный дроссель (отверстие диаметром 0,6 мм); 3 – пружина; 4 – нагнетательный клапан; 5 – разгрузочный поясok клапана; 6 – корпус нагнетательного клапана; 7 – корректирующее отверстие (диаметр 0,6 мм); 8 – подводящее отверстие

На рисунке 1 б показан клапан Бош с корректирующим отверстием, а на рисунке 1 в приведена конструкция клапана АЗТА.

Форсунка фирмы Бош имела укороченную штангу и два подводящих канала диаметром 2 мм. Данная конструкция форсунки была выбрана с целью уменьшения потерь давления в ее проточной части и создания дополнительного объема для аккумуляции энергии движения. Распылитель имел $d_u = 5$ мм; $d_x = 2,5$ мм; $\mu_f = 0,32$ мм²; $h_u = 0,25$ мм.

При установке распылителя Бош вместо АЗТА давление открытия иглы увеличилось с 20 до 25 МПа. При этом усилие на иглу со стороны пружины было для обоих распылителей одинаковым и равнялось 360 Н. Насос АЗТА имел обычный грибовый клапан (рисунок 1 в). Сравнительные безмоторные исследования различных комплектаций насоса, топливопровода, форсунки, распылителя проводились на следующих режимах:

1. Режим номинальной мощности $n_n = 1000$ мин⁻¹, $q_u = 150$ мм³.
2. Режим максимального крутящего момента $n_n = 650$ мин⁻¹, $q_u = 165$ мм³.
3. Режим холостого хода $n_n = 300$ мин⁻¹, $q_u = 25$ мм³ (для определения неустойчивости впрыска топлива в 50 последовательных циклах).

Давление топлива в канале форсунки регистрировалось тензометрическим, ход иглы – индуктивным датчиками. Для осциллографирования процесса впрыска топлива использовалась тензометрическая станция УТС1-ВТ-12 и осциллограф Н-115. Исследования проводились на топливном стенде «Моторпал».

На рисунке 2 приведены скоростные характеристики топливной системы АЗТА с насосом 10 х10 и с заменой его на насос 12 х10 типа Бош.

Обе комплектации имели $L_T = 0,9$ м, $d_u = 6$ мм, $\mu_f = 0,32$ мм², давление начала подъема иглы $P_{\phi 0} = 20$ МПа. Из анализа характеристик следует, что при равной цикловой подаче (q_u) на режимах номинальной мощности использование насоса Бош повысило максимальное давление в канале форсунки перед распылителем ($P_{\phi \max}$) на 10 МПа, уменьшило продолжительность впрыскивания (ϕ_δ) на 1,2 градуса поворота валика насоса. Данный эффект получен в результате увеличения объемной скорости нагнетания в 1,44 раза, уменьшения объема штуцера насоса в 2,3 раза.

При работе с насосом Бош наблюдается улучшение процесса впрыскивания на режиме максимального крутящего момента (таблица 1, комплектации 1 - 7).

Таким образом, замена насоса АЗТА на насос Бош позволила интенсифицировать процесс впрыска топлива, улучшить протекание скоростной характеристики.

Для определения влияния конструкции клапанов на процесс впрыска топлива проведены сравнительные исследования. Для снятия скоростных характеристик в штуцере насоса Бош установлен клапан с обратным дросселем (рисунок 1 а), обычный нагнетательный клапан без дросселя и клапаном-корректором (рисунок 1 б). Установлено, что наибольшую коррекцию характеристики $q_g = f(n_n)$ обеспечивает клапан корректор. При уменьшении n_n величина q_u изменяется незначительно при работе насоса с клапанами, оборудованным дросселем и без него. Таким образом, обратный дроссель не предназначен для корректирования скоростной характеристики.

Установка насоса АЗТА вместо Бош изменило протекание характеристики $q_u = f(n_n)$, привела к уменьшению $P_{\phi \max}$ и увеличило ϕ_δ на 3 градуса поворота валика насоса.

С целью определения влияния диаметра иглы форсунки на процесс впрыска топлива был произведён гидродинамический расчёт на режиме номинальной мощности ($n_n = 950$ мин⁻¹, $q_u = 145$ мм³). Расчёт проводился

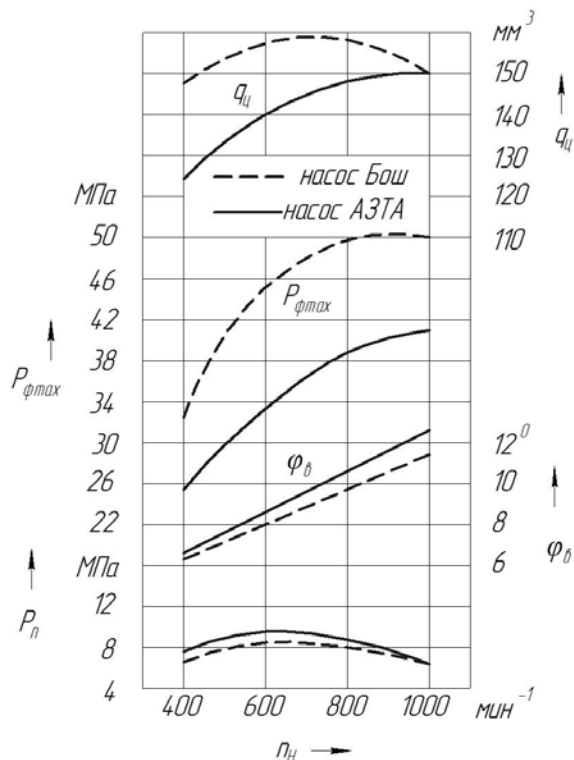


Рисунок 2. Скоростные характеристики ТА с насосами АЗТА и Бош

для $d_u = 6; 5,5; 5; 4,5$ мм при $d_x = 3,6$ мм, $\mu_f = 0,32$ мм², $F_{np} = 360$ Н. Дифференциальная площадка иглы при изменении ее диаметра от 6 до 4,5 мм равнялась 0,2; 0,15; 0,1; 0,05 мм.

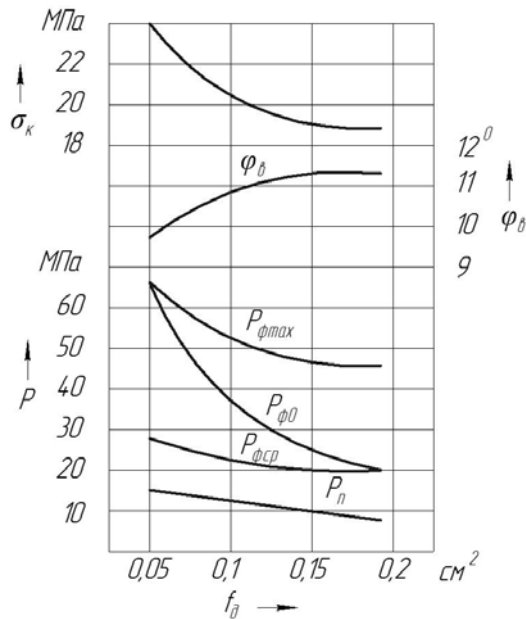


Рисунок 3. Зависимость параметров процесса впрыска от величины дифференциальной площадки иглы

На рисунке 3 приведены зависимости от f_d давления в момент посадки иглы на седло (P_n), среднего ($P_{\phi\ cr}$) и максимального давления впрыскивания ($P_{\phi\ max}$), продолжительности впрыскивания (ϕ_δ) и контактных напряжений в паре кулачок-ролик (σ_k). Из рисунка 3 следует, что при $F_{np} = \text{const}$ и уменьшении f_d значение ϕ_δ уменьшается при одновременном увеличении $P_{\phi\ cr}$ и $P_{\phi\ max}$. С уменьшением f_d увеличивается давление P_n , что повышает стойкость распылителей к образованию кокса [2]. Следует отметить, что при $F_{np} = \text{const}$ с уменьшением f_d значение P_{ϕ_0} увеличивается и стремится к $P_{\phi\ max}$.

Уменьшение f_d (за счет снижения d_u) при постоянном усилии F_{np} интенсифицирует процесс впрыска топлива.

Распылитель Бош в сравнении с АЗТА при равных μ_f и жесткости пружины форсунки (250 Н/мм) обеспечивает более короткий впрыск с одинаковым уровнем $P_{\phi\ max}$ и более высоким значением P_n .

Из приведенных результатов следует, что с учетом требований организации рабочего процесса, необходимая интенсификация впрыска топлива при наличии насоса с высокими энергетическими возможностями может быть получена путем уменьшения диаметра иглы, увеличения давления начала впрыскивания, увеличения проходного сечения распыливающих отверстий и оптимального выбора объема форсунки.

В таблице 1 приведены варианты ТА с различной интенсификацией впрыска топливной аппаратуры Бош, АЗТА (насос-форсунка-распылитель) и для различных их комплектаций (Б – Бош, А – АЗТА). Предложенные варианты комплектации ТА (Б-Б-Б) с (А-А-А), обеспечивающую различную интенсификацию позволят в более короткий период времени осуществить совершенствование рабочего процесса дизеля с механическим процессом впрыска топлива и проводить комплектацию ТА во время ремонта при отсутствии запасных частей одного из завода-изготовителя.

Для обеспечения давления впрыска топлива более 50 МПа рекомендуется применение насос-форсунок или аккумуляторных систем с электронным управлением [3].

Таблица 1

**Основные конструктивные и выходные параметры ТА
при различных комплектациях**

№	Комплек- тация ТА (насос – форсунка – распы- литель)	h_n , мм	L_T , м	μ_f , мм ²	$P_{ф0}$, МПа	Номер клапана	Нестаб. Н, %	Режим номи- нальной мощ- ности			Режим $M_{кр\ max}$		
								$P_{ф\ max}$, МПа	P_n , МПа	Φ_B , град	$P_{ф\ max}$, МПа	P_n , МПа	Φ_B , град
1	Б – Б – Б	0,25	1,2	0,32	25	1	9	48	10	10	39	10	7,6
2	Б – А – Б	0,25	0,9	0,32	25	1	12	45	10	10,6	39	10	7,8
3	Б – А – А	0,25	0,9	0,32	20	1	15	50	6	11,5	40	7	9,3
4	Б – Б – А	0,25	1,2	0,32	20	1	28	42	9	12,1	37	7	9,36
5	Б – Б – А	0,25	1,2	0,32	20	3	37	45	7,5	12,7	39	6	9
6	Б – Б – А	0,25	1,2	0,32	20	2	13	45	7,5	12,7	38	6	9
7	Б – А – Б	0,4	1,2	0,5	25	1	12	47	10	9,1	41	11	7,8
8	А – А – Б	0,4	1,2	0,5	25	4	20	40	11	9,7	37	20	8,5
9	А – А – А	0,25	0,9	0,32	20	4	30	40	6	12,7	37	5	9,7
10	А – А – Б	0,25	0,9	0,32	25	4	25	43	8	11,5	36	10	10,9
11	А – Б – А	0,25	1,2	0,32	20	3	25	43	9	12,7	30	9	10,2
12	А – Б – Б	0,25	1,2	0,32	25	4	13	38	10	13,1	35	15	8,7

Примечание: 1 – клапан Бош с обратным дросселем; 2 – клапан Бош с корректирующим отверстием; 3 – клапан Бош обычной конструкции (без обратного дросселя); 4 – клапан АЗТА обычной конструкции.

Выводы:

1. Из анализа проведенных исследований и данных таблицы 1 следует, что ТА (Б-Б-Б) при сравнении с ТА (А-А-А) имеет высокую стабильность, более короткую продолжительность впрыска, повышенное давление у форсунки и при посадке иглы на седло.

2. Сочетание узлов ТА Бош, АЗТА с четырьмя видами нагнетательных клапанов позволило создать комплектации с различной интенсификацией впрыска.

Библиографический список

1. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 352 с.
2. Макушев Ю.П. Системы питания быстроходных дизелей: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2004. – 181с.
3. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с нем. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004. 480 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ВХОДЕ В ТУРБИНУ НА ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА НА ВЫХОДЕ ИЗ КОМПРЕССОРА

Е.С. Терещенко, аспирант; Д.В. Шабалин, аспирант

Омский танковый инженерный институт имени Маршала Советского
Союза П.К. Кошерева филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных
войск «Общевойсковая академия ВС РФ»

Газовая турбина и компрессор объединены в единый агрегат – турбокомпрессор, не имеющий кинетической связи с двигателем. Такая система носит название наддува со свободным турбокомпрессором (рисунок 1).

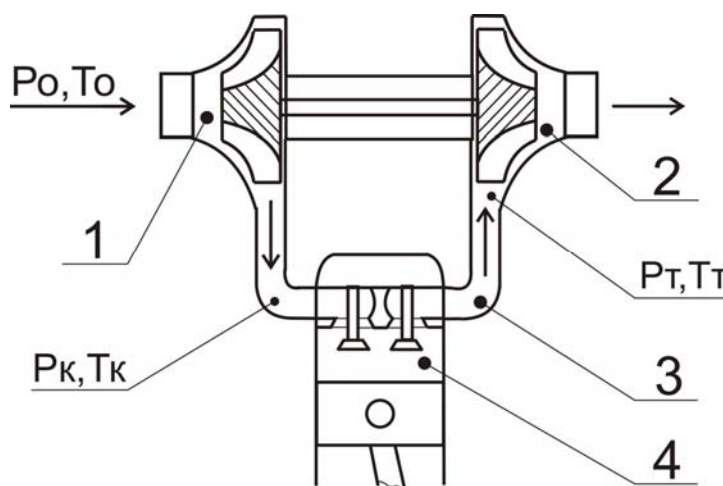


Рисунок 1. Схема газотурбинного наддува поршневого двигателя: 1 – компрессор; 2 – турбина; 3 – выпускной трубопровод; 4 – двигатель

В такой системе отработавшие газы через открывшийся выпускной клапан направляются на турбину турбокомпрессора. Вследствие сопротивления выпуску, создаваемого турбиной, давление в выпускном трубопроводе повышается. Высокотемпературные выпускные газы за счет повышенного давления устремляются в турбину и отдают часть своей энергии рабочему колесу, которое связано валом с ротором компрессора. Компрессор сжимает воздух и нагнетает его через впускной трубопровод в цилиндры двигателя. Вследствие увеличения массы воздушного заряда оказывается возможным увеличить подачу топлива и тем самым повысить мощность двигателя [1].

Схема газотурбинного наддува является наиболее распространенной в современных двигателях, хотя в последнее время в ряде конструкций вновь начинают использовать приводной нагнетатель (бензиновые двигатели легковых автомобилей) или применяют комбинированную схему – свободный турбокомпрессор и приводной нагнетатель (дизели с высоким наддувом).

Так как газовая турбина и нагнетатель имеют с двигателем лишь газовую связь, то мощность турбины на любом из установившихся режимов работы равна мощности, расходуемой на привод компрессора:

$$N_K = N_T. \quad (1)$$

Мощность компрессора определяется количеством нагнетаемого свежего заряда, а также степенью механического и гидравлического совершенства компрессора, то есть его коэффициентом полезного действия [2,3]:

$$\eta_K = \eta_{ad} \cdot \eta_M, \quad (2)$$

где η_{ad} – адиабатический КПД; η_M – механический КПД.

Расход свежего заряда дизелем составляет G_B кг/с. На сжатие каждого килограмма заряда при отсутствии потерь затрачивается работа, равная L_{ad} . Уравнение мощности в самом общем виде будет:

$$N_K = \frac{L_{ad} G_B}{\eta_K}. \quad (3)$$

Применительно к условиям адиабатического сжатия заряда компрессора для располагаемой работы газов можно записать:

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot P_0 V_0 \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]. \quad (4)$$

На основании уравнения для мощности компрессора и для мощности турбины имеем:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{R_B T_0}{\eta_K} \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \cdot G_B = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma \eta_T \left[1 - \left(\frac{P_{\Gamma K}}{P_T} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right] \cdot (G_B + G_T) \quad (5)$$

Если в (5) полагать, что G_B и G_T являются массовыми секундными расходами, то из соотношения $G_B = \alpha L'_0 G_T \varphi$, следует $G_T = \frac{G_B}{L'_0 G_T \varphi}$. Тогда для массового секундного расхода газов через турбину $G_\Gamma = G_B + G_T$ имеем

$$G_\Gamma = G_B \left(\frac{1}{\alpha L'_0 \varphi} \right). \quad (6)$$

Следовательно, уравнение (5) запишется в виде:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{R_B T_0}{\eta_K} \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \cdot G_B = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma \eta_\Gamma \left[1 - \left(\frac{P_{\Gamma K}}{P_\Gamma} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right] \cdot G_B \left(\frac{1}{\alpha L'_0 \varphi} \right) \quad (7)$$

Полученное выражение решим относительно $\left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]$.

$$\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{R_\Gamma T_\Gamma \eta_\Gamma}{R_B T_0} \eta_\Gamma \eta_K \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha L'_0 \varphi} \right) \left[1 - \left(\frac{P_{\Gamma K}}{P_\Gamma} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right] \quad (8)$$

Введём обозначения:

$\eta_\Gamma \eta_K = \eta_{\Gamma TH}$ – коэффициент полезного действия газотурбинного нагнетателя. Для современных газотурбинных нагнетателей находится в пределах 0,60...0,70;

$\beta = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{R_\Gamma}{R_B}$ – параметр, определяемый теплофизическими свойствами свежего заряда (k, R_B) и выпускных газов (k_Γ, R_Γ) ;

$\tau = \eta_{\Gamma TH} \left(1 + \frac{1}{\alpha L'_0 \varphi} \right) \cdot \frac{T_\Gamma}{T_0}$ – параметр, численное значение которого

определяется нагрузкой на двигатель $(\alpha, T_\Gamma, \eta_{\Gamma TH})$. Для режимов полных нагрузок изменяется в сравнительно узких пределах $(\tau = 0,9...1,2)$.

С учётом сделанных обозначений и зависимостей: $\pi_K = \frac{P_K}{P_0}$,

$\pi_T = \frac{P_{TK}}{P_T}$, выражение (8) примет вид:

$$\pi_K^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \beta\tau \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]. \quad (9)$$

Преобразовав данное уравнение относительно давления свежего заряда P_K получим:

$$P_K = P_0 \cdot \sqrt[k]{1 + \beta\tau \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_{TK}} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]}. \quad (9)$$

Полученное выражение (9) позволяет заключить, что параметры состояния на выходе из компрессора определяются состоянием рабочего тела на входе в турбину: π_K зависит от π_T . Для повышения давления свежего заряда P_K , необходимо повысить давление отработавших газов P_T перед турбиной.

Решение проблемы обеспечения необходимой работы дизеля с турбокомпрессором требует избавиться от недостатков турбокомпрессора применением дополнительных, иногда довольно сложных схем управления давлением наддува. Основные задачи при этом – уменьшение давления при высоких оборотах двигателя и повышение его при низких. Одна задача решается довольно легко: избыточное давление наддува на высоких частотах вращения коленчатого вала дизеля, возможно снижать с помощью перепускного клапана.

Другая задача сложнее. Полностью исключить проблемы, связанные с работой турбокомпрессора, решается использованием различных систем управления и регулирования работой турбокомпрессора.

Библиографический список

1. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1988. 284 с.
2. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания и расчёт процессов / Под редакцией засл. Деят. Науки РФ Б.А. Шароглазова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. 382 с..
3. Симсон А.З. Турбонаддув высокооборотных дизелей. М.: Машиностроение, 1986. 288 с.

**СЕКЦИЯ
ЭЛЕКТРОНИКА СОВРЕМЕННОГО УРОВНЯ
В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

УДК 621.43

**ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

В.П. Денисов, д-р техн. наук; С.С. Журавлев, студент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Эксплуатационные качества современных автомобилей: мощность, экономичность, долговечность и, особенно, экологические показатели, требуют поддержания заданной температуры двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Для стабилизации теплового состояния ДВС предназначена система автоматического регулирования температуры (система охлаждения). Структурная схема наиболее распространенной в автомобильных двигателях системы охлаждения, включающей в себя два контура управления: жидкостный и воздушный [1], приведена на рисунке 1. Насос обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости, воздушное охлаждение радиатора осуществляется вентилятором, тем самым обеспечивается требуемая температура ДВС.

В статье рассмотрена возможность оптимизации регулирования температуры ДВС при минимизации энергозатрат. Заданный уровень теплового состояния двигателя поддерживается при условии равенства количества теплоты, поступившего от двигателя в систему охлаждения $Q_{\text{п}}$ и отдачи теплоты (расход через радиатор) окружающей среде $Q_{\text{р}}$.

При изменении режима работы двигателя количество теплоты $Q_{\text{п}}$, поступающее от двигателя в систему охлаждения, также изменяется, и система охлаждения обеспечивает постоянство теплового состояния двигателя изменением количества теплоты $Q_{\text{р}}$. В общем случае:

$$Q_{\text{р}} = CG(T - T_{\text{вх}}), \quad (1)$$

где C – приведенная теплоемкость системы охлаждения; G – расход охлаждающей жидкости в единицу времени; T – температура воды на выходе из

головки двигателя ; $T_{\text{вх}}$ – температура жидкости на входе в двигатель.

Приведенная теплоемкость C определяется по выражению:

$$C = C_{\text{ж}} G_{\text{ж}} + C_{\text{м}} G_{\text{м}},$$

где $C_{\text{ж}}$ и $C_{\text{м}}$ – удельные теплоемкости жидкости и металла; $G_{\text{ж}}$ и $G_{\text{м}}$ – массы жидкости и металла, участвующие в аккумулировании теплоты. Количество теплоты Q_p можно изменить воздействуя либо на расход охлаждающей жидкости G , либо на температуру $T_{\text{вх}}$ жидкости на входе в систему в соответствии с изменением количества теплоты Q_p .

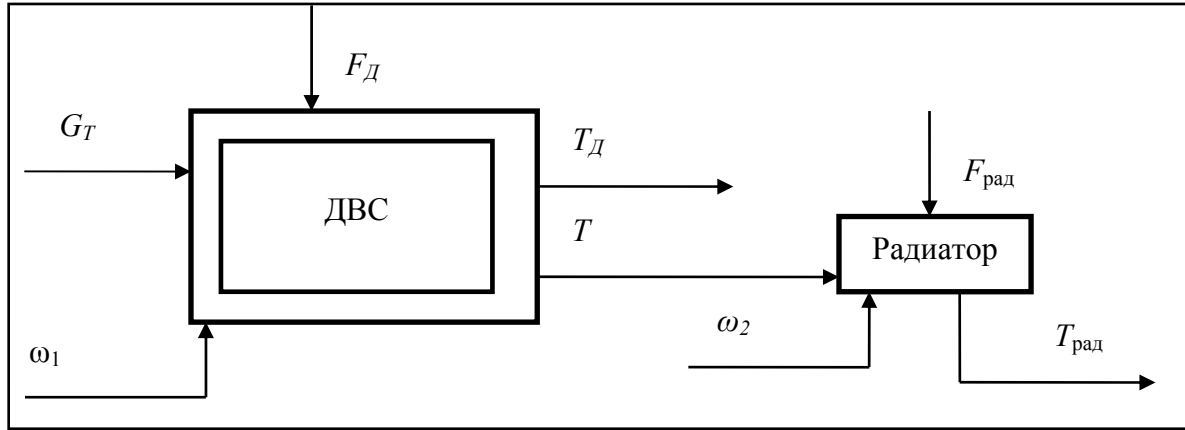


Рисунок 1. Регулирование температуры ДВС при двухконтурной системе охлаждения: G_T – расход топлива; $F_{\text{д}}$, $F_{\text{рад}}$ – возмущающие воздействия на двигатель и радиатор; ω_1 – частота вращения привода насоса;

$T_{\text{д}}$ – температура двигателя;

T – температура теплоносителя после двигателя;

ω_2 – частота вращения вентилятора;

$T_{\text{рад}}$ – температура теплоносителя после радиатора

Для определения оптимальных значений частоты вращения насоса ω_1 и вентилятора ω_2 , обеспечивающих поддержание оптимального температурного режима, применен метод неопределенных множителей Лагранжа. В качестве целевой функции выбрана мощность P , затрачиваемая на приведение в действие насоса и вентилятора, с учетом к.п.д. насоса k_1 и к.п.д. вентилятора k_2 :

$$P = k_1 \omega_1^3 + k_2 \omega_2^3 \rightarrow \min \quad (2)$$

Принимая во внимание, что $G \approx \omega_1$, а $T_{\text{вх}} \approx \omega_2$, остальные параметры, входящие в (1), обозначим k , тогда ограничение (1) запишется в виде $k\omega_1\omega_2 - Q_p = 0$.

Сформируем функцию Лагранжа и определим оптимальные значения частоты вращения насоса ω_1 и вентилятора ω_2 :

$$L = k_1 \omega_1^3 + k_2 \omega_2^3 - \lambda(k\omega_1\omega_2 - Q_p) \quad (3)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \omega_1} = 3k_1\omega_1^2 - \lambda k\omega_2 = 0 \quad \frac{\partial L}{\partial \omega_2} = 3k_2\omega_2^2 - \lambda k\omega_1 = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = k\omega_1\omega_2 - Q_p = 0 \quad (5)$$

$$\omega_1 = \sqrt[6]{\frac{k_2 Q_p^3}{k_1 k}}; \quad \omega_2 = \sqrt[6]{\frac{k_1 Q_p^3}{k_2 k}} \quad (6)$$

Для регулирования температуры в системах охлаждения ДВС начал применяться электропривод сначала вентилятора, а потом и насоса. В работе [2] вопрос поддержания оптимальной температуры двигателя решался использованием электропривода насоса.

Для выбора способа регулирования исполнительными механизмами рассмотрены два способа управления вентилятором системы охлаждения с традиционным релейным (рисунок 2) и широтно-импульсным регулятором (рисунок 4).

Математическая модель системы охлаждения реализована в интерактивной среде для выполнения научных и инженерных расчетов MATLAB с входящим в его состав пакетом расширения Simulink [3].

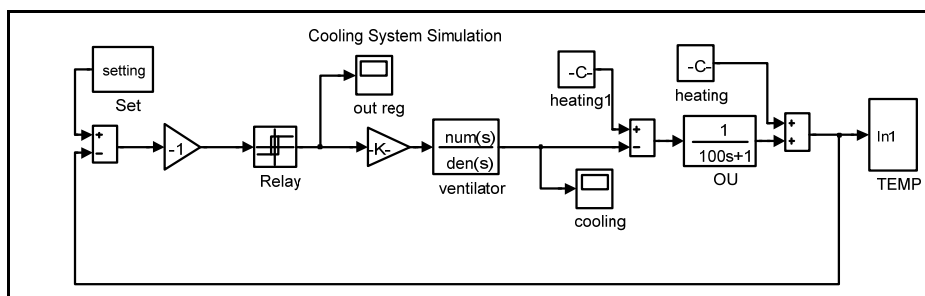


Рисунок 2. Схема моделирования релейной системы регулирования

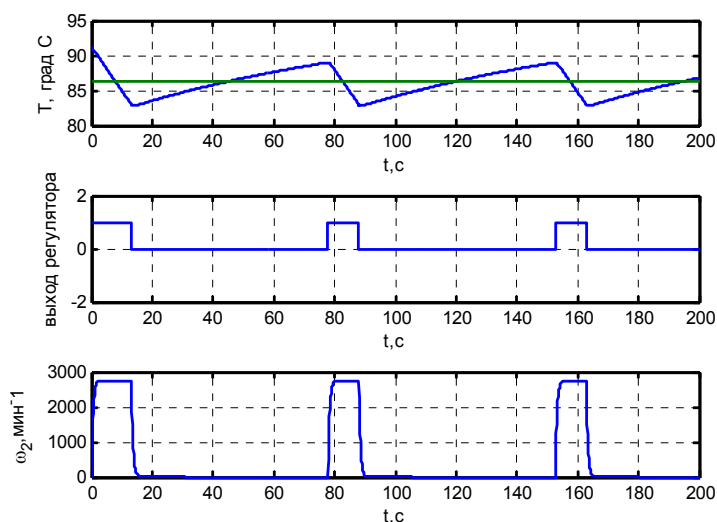


Рисунок 3. Переходные процессы в релейной системе регулирования

Результаты исследований процессов в системе охлаждения, полученные для двух вариантов системы, приведены рисунке 3 и рисунке 5, соответственно. Как видно из графиков, система регулирования в обоих случаях позволяет поддерживать требуемую температуру двигателя, при этом регулирование с широтно-импульсным регулятором обеспечивает стабилизацию температурного режима ДВС с высокой точностью.

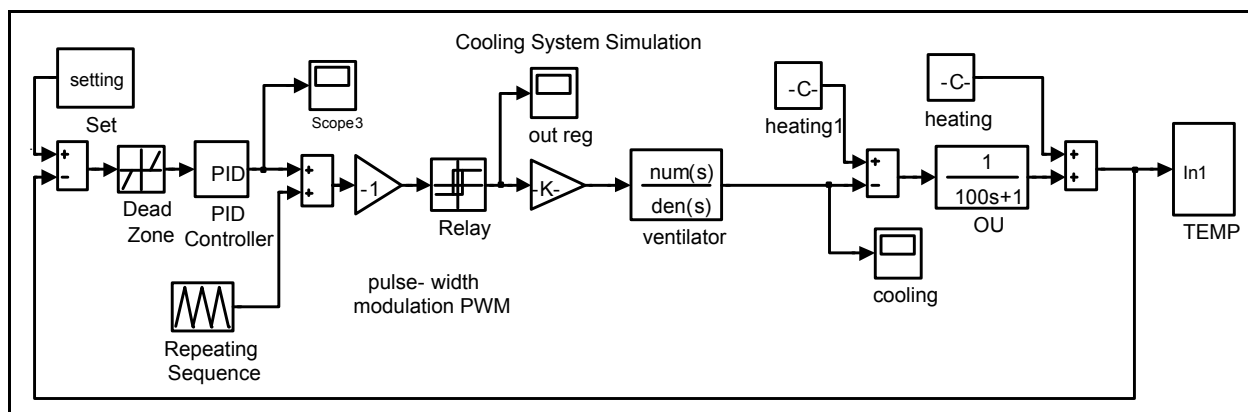


Рисунок 4. Схема моделирования системы с широтно-импульсным регулятором

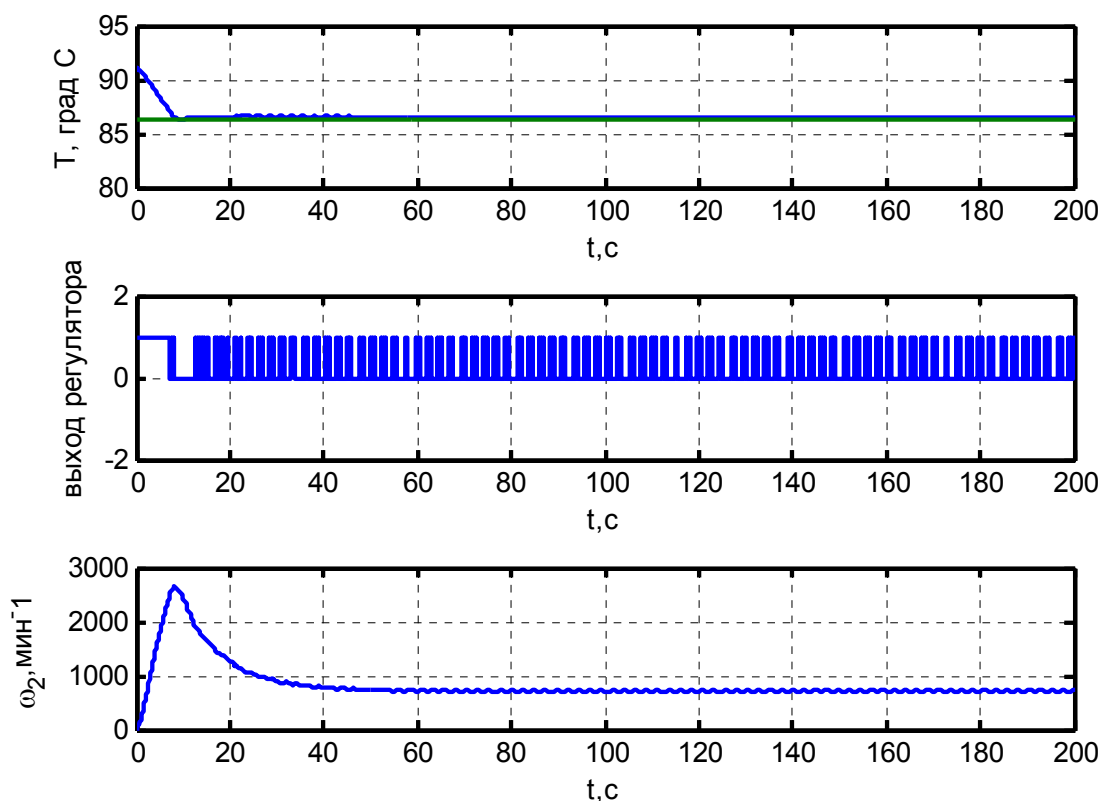


Рисунок 5. Переходные процессы в системе с широтно-импульсным регулятором

Такой способ управления рекомендуется применять и для насоса. Таким образом, из проведенного анализа следует, что предлагаемая система охлаждения ДВС, так же как и рассмотренная в работе [4], осуществляя поддержание заданной температуры, обеспечивает при найденных частотах вращения вентилятора и насоса минимальные затраты мощности ДВС на работу системы охлаждения.

Библиографический список

1. Мельников А.А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: Системы электроники и автоматики. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. 376 с.
2. Драгомиров С.Г., Журавлев С.А., Драгомиров М.С. Математическая модель системы автоматического регулирования температуры двигателя. // Электроника и электрооборудование транспорта. №2-3. 2010. с. 2–5.
3. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. М.: Солон-Пресс, 2005. 576 с.
4. Денисов В.П., Маркин А.Г. Моделирование системы охлаждения ДВС. Тр. V Междунар. науч. конф. «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». – Харьков, 2011. – С. 376–384.

УДК 621.873

УПРАВЛЕНИЕ ПОВОРОТОМ ПЛАТФОРМЫ СТРЕЛОВОГО КРАНА НА ОСНОВЕ НЕЙРО-НЕЧЕТКОГО ВЫВОДА

И.В. Денисов, преподаватель

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Применение стреловых самоходных кранов (ССК) на строительномонтажных работах обусловлено рядом преимуществ, такими как почти полное отсутствие подготовительных работ и затрат на перебазирование с участка на участок, высокие мобильность и маневренность, автономность в обслуживании, возможность одновременного использования для подъемной операции двух или нескольких кранов, а так же относительно хорошая проходимость и способность работать как стационарно так и в движении. При этом зона обслуживания ССК на конкретном объекте значительно шире, чем у кранов других типов, что требует особого внимания к безопасности его эксплуатации.

Повышение степени «интеллектуализации» и автоматизации управления краном даст возможность максимально эффективно использовать силовые и скоростные возможности конструкции крана с учетом всех факторов, влияющих на безопасность работ.

Разработка эффективных алгоритмов автоматического управления подъемным краном с учетом действий человека-оператора возможна на основе математического аппарата нечеткой логики [1].

Ниже приведена система нечеткого логического вывода для управления поворотной платформой крана, которая представлена в виде нейро-нечеткой пятислойной сети прямого распространения сигнала (рисунок 1).



Рисунок 1. Структура ANFIS-сети

Сеть реализует систему нечеткого вывода типа Сугено нулевого порядка, имеет две входные переменные EF и $EZ0$ – рассогласование по углу поворота в плане и по высоте груза относительно его исходного положения. Выход сети – лингвистическая переменная VF , т.е. скорость поворота платформы.

В качестве терм-множества первой лингвистической переменной EF используется множество $T_{EF} = \{\text{«допустимое»}, \text{«положительное большое»}, \text{«отрицательное большое»}\}$, которое записывается в символическом виде т.о.: $T_{EF} = \{EFD, EFP1, EFN1\}$. В качестве термина второй лингвистической переменной $EZ0$ используется терм «начальное», который в символическом виде записывается как $EZ1$. Терм-множество выходной лингвистической переменной VF составляет множество значений скорости поворота платформы $T_{VF} = \{v_j\}, j = 1, \dots, 4$.

Рассмотрим назначение слоев нейро-нечеткой сети [2].

Слой 1. Определяет нечеткие термы входных параметров. Выходы узлов этого слоя представляют собой значения функций принадлежности (ФП) при конкретных значениях входов. Каждый узел слоя является адаптивным с функцией принадлежности $\mu_{A_i}(x)$, где x – вход i -го узла, $i = 1, \dots, n$; A_i – лингвистическая нечеткая переменная, ассоциированная с данным узлом. Для термов входных переменных выбраны трапецевидные, S-образные и Z-образные ФП.

Слой 2. Определяет посылки нечетких правил. Данный слой – неадаптивный. Каждый узел соединен с теми узлами первого слоя, которые формируют предпосылки соответствующего правила. Выполняет нечеткую логическую операцию «и» (т.е. «min») на параметрах посылок правила.

Выходами нейронов этого слоя являются степени истинности посылок каждого j -го правила базы знаний системы, вычисленные по формулам:

$$w_j = \min[\mu_{EFj}(EF), \mu_{EZ0j}(EZ0)], j = 1, \dots, 3; \quad (1)$$

$$w_4 = 1 - \mu_{EZ04}(EZ0).$$

Слой 3. Осуществляет нормализацию степеней выполнения правил. Неадаптивные узлы этого слоя рассчитывают относительную степень (вес) выполнения нечеткого правила по формуле:

$$\overline{w_j} = w_j / \sum_{j=1}^4 w_j. \quad (2)$$

Слой 4. Четкое число v_j , задающее заключение каждого j -го правила, рассматривается как нечеткое множество с синглтонной функцией принадлежности. Адаптивные узлы четвертого слоя рассчитывают вклад каждого нечеткого правила в выход сети по формуле:

$$y_j = \overline{w_j} v_j, j = 1, \dots, 4. \quad (3)$$

Слой 5. Неадаптивный узел этого слоя суммирует вклады всех правил:

$$y = \sum_{j=1}^4 y_j. \quad (4)$$

Параметры узлов сети при обучении настраиваются так, чтобы минимизировать невязку между экспериментально измеренной скоростью поворота платформы V и выходом сети VF :

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{t=1}^N [V(t) - VF(t)]^2} \rightarrow \min, \quad (5)$$

где N – количество точек в выборке обучающих данных EF , $EZ0$ и V .

Программа обучения ANFIS использует алгоритм гибридного обучения для определения параметров ФП систем нечеткого вывода типа Сугено. Этот алгоритм представляет собой комбинацию метода наименьших квадратов и обратного распространения ошибки [2, 3].

Алгоритм обратного распространения ошибки на основе градиентного метода наискорейшего спуска настраивает параметры предпосылок нечетких правил, т.е. ФП EF и $EZ0$. Методом наименьших квадратов оцениваются значения заключений правил.

Каждая итерация процедуры настройки выполняется в два этапа. На первом этапе на входы подается обучающая выборка EF и $EZ0$, и по невязке между экспериментальным значением скорости V и выходом сети VF методом наименьших квадратов находятся оптимальные параметры v_j

узлов четвертого слоя. На втором этапе остаточная невязка передается с выхода сети на входы, и методом обратного распространения ошибки настраиваются параметры ФП первого слоя. При этом найденные на первом этапе значения заключений правил не изменяются. Итеративный процесс обучения сети заканчивается, когда выполнено заданное число циклов обучения или достигнут целевой уровень ошибки обучения.

Предложенная система нейро-нечеткого вывода позволяет вырабатывать управляющие воздействия, имитируя поведение человека-оператора при управлении поворотом платформы крана. Приведенный алгоритм нейро-нечеткого управления дает возможность повысить производительность по сравнению с ручным управлением за счет исключения простоев в работе механизмов крана и повышения средней скорости перемещения груза.

Библиографический список

1. Денисов И. В., Мещеряков В. А., Итяксова В. С. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана // Омский научный вестник. – 2009. – № 3(83). – С. 123–126.
2. Агамалов О.Н. Моделирование переходных процессов системы возбуждения турбогенератора АЭС средствами нейро-нечеткой идентификации // Exponenta Pro. – 2003. – № 4. – С. 9–14.
3. MATLAB Fuzzy Logic Toolbox User's Guide. The MathWorks, Inc. – 2008. – 333 с.

УДК 656.131

ПОРТАТИВНЫЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ АДАПТЕР ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ

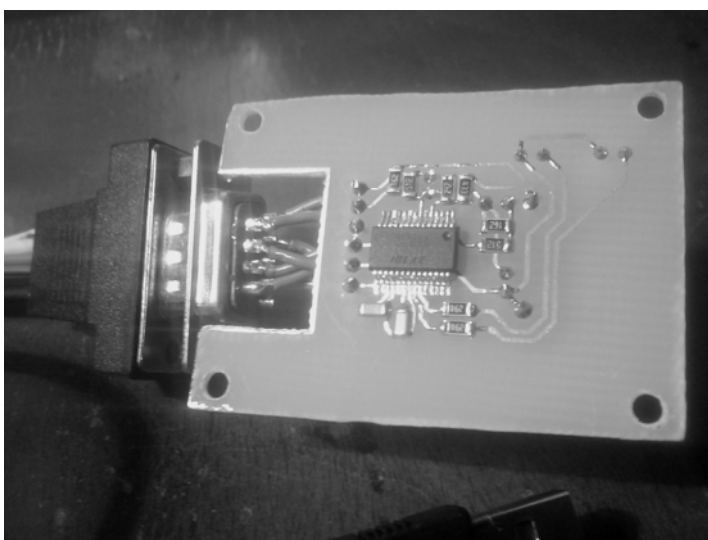
А.В. Рожков, студент; А.И. Рычилов, студент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В настоящее время современные настольные компьютеры достаточно редко оборудуются последовательным портом. Если говорить о недорогих портативных компьютерах, то данный порт совсем не встречается. Для решения данной проблемы изготавливаются специализированные микросхемы, позволяющие подключать посредством универсальной последовательной шины (USB) устройства, предназначенные для последовательного порта.

Используя специализированную микросхему, мы создали устройство, изображенное на рисунке 1.

Подключив, например, ноутбук к автомобилю, при помощи специализированного программного обеспечения появляется возможность управлять некоторыми исполнительными устройствами и контролировать дан-

Схема данного диагностического адаптера, изображенного на рисунке 2, достаточно проста. Используется типовое включение микросхемы, описанное в документации к ней. Чтобы не перегружать выход микросхемы и для усиления исходящего сигнала используется усилитель на биполярном транзисторе, включенном с общим эмиттером.



The diagram illustrates a USB-to-VAZ interface circuit. On the left, a USB connector provides a +5V supply, D- and D+ data lines, and GND. The FT232RL chip is connected to these lines: VCCIO to +5V, VCC to GND, TXD to pin 1, and RXD to pin 5. The chip's TXD pin is also connected to the K-Line of the VAZ device. The VAZ device provides a +12V supply, K-Line, and GND. The circuit includes two LEDs (HL1, HL2) for status indication, a transistor (VT1, 2N3904) for signal conversion, and several resistors (R1-R7) and capacitors (C1-C3) for signal conditioning and timing.

76

Для правильного функционирования необходимо установить инверсию входа TXD в энергонезависимой памяти микроконтроллера при помощи специализированной утилиты.

Некоторые автомобили в диагностической колодке обладают L-линией. Схему можно легко модифицировать, чтобы провести диагностику таких автомобилей.

При помощи данного адаптера можно производить диагностику даже во время движения автомобиля. Мобильность данного диагностического адаптера позволяет нам намного быстрее находить неисправности, так как некоторые из них невозможно определить у стоящего автомобиля[1]. Применяя для диагностики портативный компьютер и данный диагностический адаптер, у нас появляется возможность сохранить все показания датчиков и другие важные параметры на жесткий диск или любой другой носитель информации для дальнейшего их анализа, сравнить с данными исправного автомобиля аналогичной модели. Не все автомобильные сканеры могут обеспечить подобную функциональность, имея при этом достаточно высокую стоимость.

Библиографический список

1. Тюнин А.А. Диагностика электронных систем управления двигателями легковых автомобилей М.: Солон-Пресс, 2008, 352 с.

СЕКЦИЯ
СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ,
ТЕХНОЛОГИИ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ В
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИИ

УДК 762: 621.034

СОЗДАНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА
ОСНОВЕ КАРБИДОВ И ИНТЕРМЕТАЛЛИДОВ.

В.В. Акимов, д-р техн. наук, профессор;
М.В. Пластинина, канд. физ.-мат. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В работе проведены исследования получения композиционных материалов типа тугоплавкое соединение – переходной сплав. В качестве переходного сплава могут быть использованы хорошо зарекомендовавшие себя титан и его сплавы, а так же материалы на основе алюминия (TiNi, Ti-Al, Ni-Al, Ni₃Al, Cu-Al-Ni), и стали марок 110Г13, «ХАРДОКС» с повышенными прочностными свойствами в сочетании с достаточной пластичностью. Известно, что титан и алюминий в условиях нагрева могут образовывать высокопрочные интерметаллиды, благоприятно влияющие на комплекс механических свойств композита. Такие материалы могут использоваться для изготовления демпфирующих элементов конструкций.

В настоящее время потребность в инструментальных материалах не может удовлетворяться только за счет применения фольфрамосодержащих твердых сплавов в связи с ограниченностью сырьевых запасов вольфрама и кобальта. Имеющиеся промышленные безфольфрамовые твердые сплавы ТН-20, ТН-30, КНТ-16, КХН-15, КХНФ-15, ТС30ХН, ТС40ХН, ТВ5, КТС и другие уступают сплавам типа ВК, ТТК по прочности, твердости, пластичности и имеют ограниченную область применения. Объясняется это тем, что применяемые в твердых сплавах связующие фазы не обладают достаточной релаксационной способностью, необходимой для эффективного уменьшения внутренних напряжений, возникающих при нагружении твердых сплавов с гетерогенной структурой.

Пластическая деформация в тонких межчастичных прослойках композиционного материала затруднена. Связующая фаза не обеспечивает в достаточной мере передачу нагружения на упрочняющие твердые частицы, поэтому из-за низкой пластичности материалы склонны к разрушению. В данном случае традиционные подходы, ведущие к повышению пластичности твердых сплавов: разрушение каркасного строения, измельчение зерна карбидов, использование сложных карбидов не позволили создать проч-

ные, вязкие композиционные материалы. Причина низкой пластичности твердых безвольфрамовых сплавов заключается в высоком структурном уровне пластической деформации, что приводит к хрупкому разрушению [1].

Для повышения уровня пластичности в твердых сплавах нужно придать связующей фазе свойство изменение формы за счет структурного фазового превращения. Существенное повышение пластичности при сохранении уровня прочности можно достигнуть переводом связующей фазы в структуронеустойчивое состояние, причем пути достижения этого состояния могут быть разными. Это можно осуществить путем изменения температуры деформации или за счет состава композиции [1].

При нагружении в процессе исследования сплавов TiNi в области упругого поведения структура связующей фазы меняется от дисперсной доменной до структуры с полосатым контрастом, что характерно для промежуточных структур сдвига. В сплавах же TiC-TiNi еще в недеформированном состоянии структура связей неоднородна, значит никелид титана находится в предпереходном состоянии с ближним порядком смещения [2].

При температурах, когда нет фазовых превращений, связующая прослойка из TiNi деформируется как обычный ОЦК-кристалл, дислокационным скольжением. В сплавах с большим содержанием твердой фазы TiC предел текучести не достигается почти до самого разрушения. Трещины возникают по менее прочным местам границам карбид-карбид, карбид-связка. В самих же карбидах трещин почти нет.

Материал с содержанием твердой фазы более 70 об % разрушается хрупко, распространяется по границам фаз и хрупким сколам по связке и карбидам [2, 3, 4]. Для твердых сплавов с содержанием карбидов менее 40 об % следы пластической деформации появляются при больших нагрузках. Деформация композита происходит на грани разрушения.

Трещины чаще образуются в карбидных зернах TiC и по границам карбид-связующая фаза [2, 4, 5]. В данном случае разрушение происходит по границам фрагментов, образовавшихся в связке путем вязкого отрыва, что подтверждает повышенную пластичность пограничных областей.

Таким образом связующая фаза TiNi должна обеспечивать формоизменение в небольших объемах материала и обладать высокой способностью к упрочнению под действием внешней нагрузки в условиях сжимающих внутренних напряжений. Это позволяет понизить масштаб структурного уровня пластической деформации в композите и существенно повысить физико-механические свойства в условиях неоднородного нагружения.

Проведенные исследования показали, что при создании композиционных материалов нельзя достигнуть существенного повышения свойств используя существующие традиционные методы. Ранее при создании КМ

большее предпочтение отдавалось твердым карбидным упрочнителям и меньше внимания уделялось связующей фазе. Экспериментальные исследования [5] показали, что очень часто связующая фаза обуславливает перераспределение приложенной нагрузки внутри композиционного материала. Связующая фаза в КМ должна обладать высокой пластичностью, свойствами упрочнения при деформации, сопоставимой структурным превращениям мартенситного типа.

Опытные данные показали, что коэффициент затухания ультразвука зависит в определенной мере от состояния, в котором находится связующая фаза. Если температура фазового превращения близка к температуре деформации, то материалу присущ высокий коэффициент затухания [5]. Это определяет решающую роль связующей фазы в релаксации внутренних напряжений в КМ.

Использование структурнонеустойчивых связующих типа TiNi, Ti-Al, Ni-Al, Ni₃Al, Cu-Al-Ni, сталей 110Г13, «ХАРДОКС» позволили получить новые материалы с карбидными упрочнителями, способными работать при нагружении динамического типа. Изменяя состав композиции путем изменения типа упрочнителя и связующего материала или введением в состав небольших добавок элементов и соединений можно получить серию композиционных материалов с демпфирующей структурой и заданными свойствами. Это позволит применить разработанные материалы для изготовления деталей машин и элементов конструкций ответственного назначения, способных длительное время и с высокой степенью надежности эксплуатироваться в тяжелых условиях внешнего нагружения.

Библиографический список

1. Панин В.Е., Гриняев Ю.В., Данилов В.И., Зуев Л.Б. и др. Структурные уровни пластической деформации и разрушение. – Новосибирск: Наука, Сиб. отделение, 1990. – 255 с.
2. Кульков С.Н., Полетика Т.М., Чухломин А.Ю. и др. Влияние фазового состава порошковых композиционных материалов TiC-TiNi на характер разрушения и механические свойства. – 1984 - №8 – С. 88-92.
3. Кульков С.Н. Структурные превращения и проблема повышения механических свойств композитов.: Автореф. дис. доктор. физ-мат наук / С.Н. Кульков// Томск. – 1990. – 33 с.
4. Акимов В.В., Калачевский Б.А., Пластинина М.В. и др. Изучение процессов спекания и формирования структур сплавов на основе TiC с неравновесным состоянием связующей фазы TiNi. Омский научный вестник. – вып. 19. – 2002 – с. 76-78.
5. Акимов В.В., Иванов Н.А. Применение ультразвукового резонансного метода для определения упругих и пластических характеристик сплавов TiC-TiNi. Прикладная механика и техническая физика. – 2002. – Т.43. - №2. – с. 76-78.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

С.А. Балановский, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Производство и ремонт деталей газового тракта газотурбинных установок, систем наддува ДВС и других связана с удалением объема припуска, ограниченного поверхностями сложной формы. Эффективность решения этих задач может быть многократно повышена путем моделирования процессов удаления указанного припуска [1]. На основе геометрического моделирования выполненные разработки позволили установить наиболее эффективные технологические схемы таких процессов.

С учетом геометрической сложности припуска, его удаление проводят в два этапа: предварительной и окончательной обработки. На первом этапе должна быть удалена большая часть припуска. Эффективность удаления припуска при предварительной обработке проводят по коэффициенту эффективности удаления припуска:

$$K_{\pi} = V_{\text{пр}}/V_{\text{об}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{пр}}$ — объем материала припуска, удаляемого на предварительной обработке;

$V_{\text{об}}$ — общий объем припуска на указанном этапе обработки.

Производительность удаления припуска при предварительной обработке принято оценивать [2] в единицах скорости удаления объема материала припуска ($\text{мм}^3/\text{мин}$, $\text{см}^3/\text{мин}$ и др.).

Вместе с тем при определении коэффициента K_{π} значение $V_{\text{пр}}$ назначают при условии гарантированного сохранения минимального припуска для окончательной обработки. Припуск на предварительную обработку, определяемый как толщина удаляемого слоя со сложной поверхности детали и измеряемый по нормали к этой поверхности, может быть найден из условия:

$$Z_{\text{пр}} \leq Z_{\text{об}} - \sum_{i=1}^n (Z_{i\text{ок}})_{\min}, \quad (2)$$

где $Z_{\text{пр}}$ — припуск на предварительную обработку; $Z_{\text{об}}$ — общий припуск;

$Z_{iок}$ — припуск под окончательную обработку при выполнении i -й операции;

$\sum_{i=1}^n (Z_{iок})$ — суммарное значение минимального припуска при выполнении n операций (переходов) окончательной обработки [2].

Вследствие сочетания сложной формы обрабатываемых поверхностей, низкой обрабатываемости резанием конструкционных материалов деталей характерными являются повышенный уровень сил резания и упругих перемещений в системе «инструмент деталь» и более высокая интенсивность изнашивания формообразующих инструментов. Как показал опыт, приведенная зависимость (2), может быть использована лишь для предварительных расчетов. Уточненные данные будут получены опытным путем, при условии коррекции назначаемых параметров обработки, когда предусмотрена обработка товарной партии деталей.

Если невозможно выполнить предварительную обработку за один переход, деление припуска $Z_{пр}$ (2) проводят по условиям обеспечения наибольшей производительности и меньшей себестоимости обработки при наличии заданного режима обработки [2,3]. Сведения по остаточному объему материала и размеру припуска, который должен быть удален при последующей чистовой обработке, необходимы для выбора способа этой обработки и условий его применения [4].

С учетом производительности разных процессов предварительной обработки и размеров остаточного припуска на окончательную обработку, количественная оценка размеров и формы удаляемого припуска, применительно к разным типоразмерам деталей, позволяет выбрать способ удаления припуска, тип и характеристики применяемого технологического оборудования и оснастки в каждом конкретном случае.

Использование возможностей геометрического моделирования при выборе рациональных схем удаления предварительного припуска показано на примере обработки деталей типа «крыльчатка» на рисунках 1 и 2.

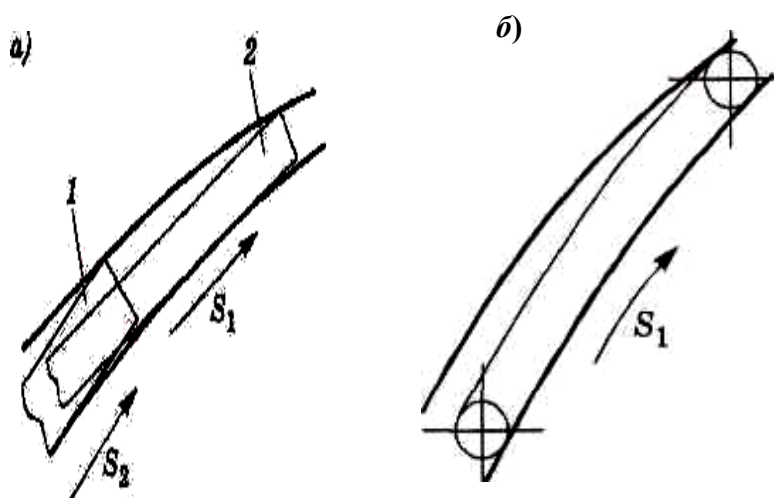


Рисунок 1. Схема обработки при фрезеровании: а) дисковыми фрезами, S_1, S_2 — направления подач фрез разной ширины; 1, 2 — последовательность удаления припуска; б) при фрезеровании концевыми фрезами

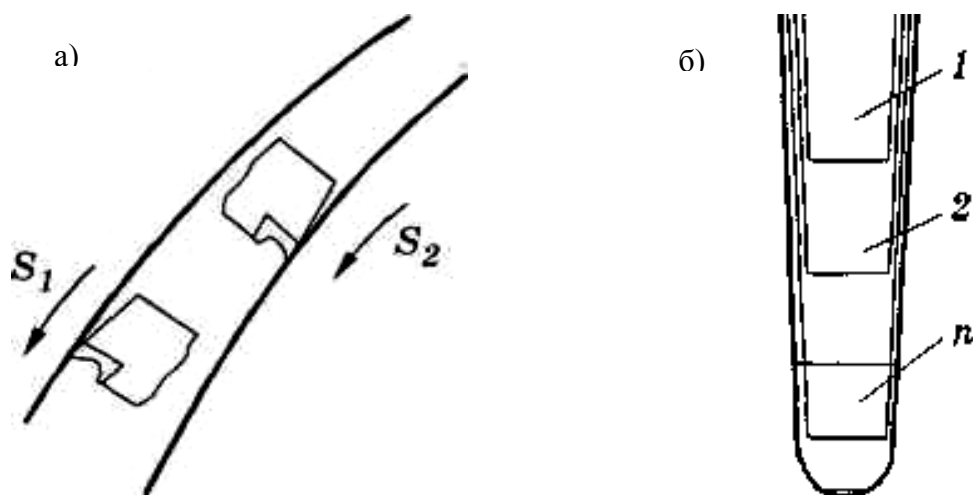


Рисунок 2. а) Схема обработки при точении на автоматизированном оборудовании с применением многоточечной обработки и протягивания; б) схема удаления припуска при фрезеровании концевыми фрезами с делением припуска по глубине;
1, 2... n — последовательность удаления припуска

Выбор той или иной схемы или их комбинаций осуществляется итерационно, на основе визуализации процесса формообразования и количественных параметров удаляемого и остающегося объемов. Так, в приведенных выше примерах объемы удаляемого припуска на этапах предварительной обработки составляют 70...90 % и более от общего объема припуска.

Разработка способов формообразования сложных поверхностей на этапах предварительной и окончательной обработки может быть эффективно осуществлена и с применением методов моделирования средствами компьютерной графики. Фрагмент этого решения приведен на рисунке 3.

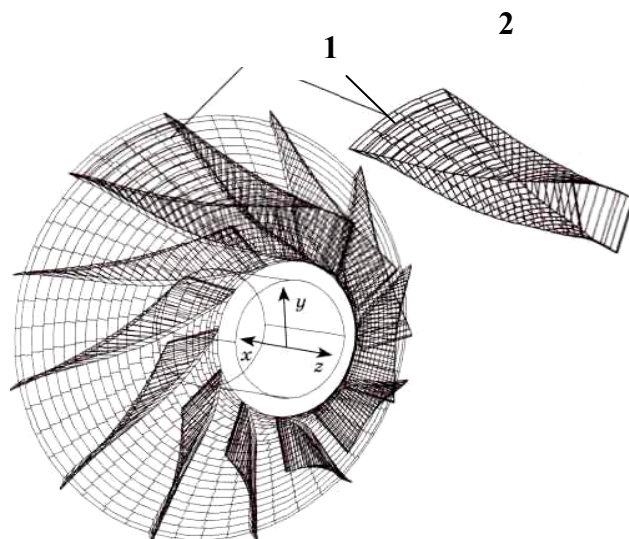


Рисунок 3. Крыльчатка с удаляемым припуском:
1 - заготовка детали, 2 - удаляемый припуск межлопаточного объема

Основные представления о методологии геометрического моделирования процессов формо-образования сложных поверхностей деталей, предназначенной для выбора наиболее эффективных процессов размерной обработки на этапах предварительного удаления припуска, ограниченного сложными поверхностями, приведены в работе [1].

Некоторые способы решения задач обработки изделий со сложными поверхностями с применением данного метода приведены в таблице 1.

Таблица 1

**Решение технологических задач обработки изделий со сложными поверхностями
с применение методов геометрического моделирования**

Решаемая задача	Определяемый параметр	Назначение полученных результатов
Оценка технологических возможностей процессов изготовления заготовок деталей по критерию обеспечения минимального объема этого припуска $V_{об.min}$	Общий объем сложного припуска $V_{об}$ заготовок деталей для последующей размерной обработки	Выбор технологического процесса, оборудования и оснастки для изготовления заготовки
Расчетное определение геометрических характеристик удаляемого припуска и его частей	Форма и общий объем припуска $V_{об}$. Форма и объем припуска на предварительную обработку $V_{пр}$. Форма и объемы припуска на окончательную обработку $V_{ок}$	Назначение технологических вариантов удаления объема припуска и его частей $V_{пр}$, $V_{пр1}$, $V_{пр2}$, $V_{пр3}...$ $V_{прл}$ и объема припуска на окончательную обработку $V_{ок}$
Оценка технологических возможностей процессов размерной обработки по удалению припуска и его частей $V_{пр}$, $V_{пр1}$, $V_{пр2}$, $V_{пр3}...$ $V_{прл}$	Производительность процесса. Характеристики точности процессов размерной обработки. Себестоимость процессов размерной обработки	Выбор технологического процесса, оборудования, оснастки для размерной предварительной обработки
Определение стоимости материала припуска $V_{пр}$ необратимо потерянного в процессе предварительной размерной обработки (при шлифовании, электрофизической обработке и др.)	Объем потерянного материала припуска $V_{пр}$	Оценка себестоимости процессов размерной обработки по удалению припуска $V_{ок}$ с учетом потери материала заготовки и прочих затрат

Результаты решения этих задач могут быть использованы при автоматизированном проектировании технологических процессов изготовления изделий и освоении обработки поверхностей сложной формы, таких как крыльчатки, роторы винтовых насосов, шнеки и другие детали, выполненных из сталей и сплавов с низкой обрабатываемостью.

Библиографический список

1. Ляшков А.А., Вивденко Ю.Н., Шутов А.Н. Моделирование формообразования сложных поверхностей деталей // Металлообработка. 2010. № 4. С. 36-42.

2. Баранчиков В.И., Тарапанов А.С, Харламов Г.А. Обработка специальных материалов в машиностроении; Справочник. М.: Машиностроение, 2002. 264 с.
3. Справочник технолога-машиностроителя: В 2 тТ. 1 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. М.: Машиностроение, 2001. 912 с.
4. Полетаев В.А. Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей. М.Машиностроение, 2002. 376 с.

УДК 62-567.5:629.331

АКТИВНАЯ НЕЛИНЕЙНАЯ СИСТЕМА ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Ю.А. Бурьян, д-р техн. наук, профессор;

В.Н. Сорокин, д-р техн. наук, профессор; Ю.Ф. Галуза, студент
Омский государственный технический университет

Исследуется активная гидромеханическая нелинейная система демпфирования колебаний твердого тела для плоской задачи при подвесе тела на упругих элементах, наличии пассивных демпферов и при кинематическом возбуждении.

При вывешивании твердого тела на упругих опорах с малой жесткостью (транспортные средства, виброзащитные системы и т.д.) возникает проблема создания эффективного демпфирования в области низких частот. Применяемые в настоящее время пассивные устройства гашения колебаний недостаточно эффективны в низкочастотной части спектра действующих возмущений, особенно в зоне резонансных частот.

Схема подвеса твердого тела для плоской задачи показана на рисунке 1.

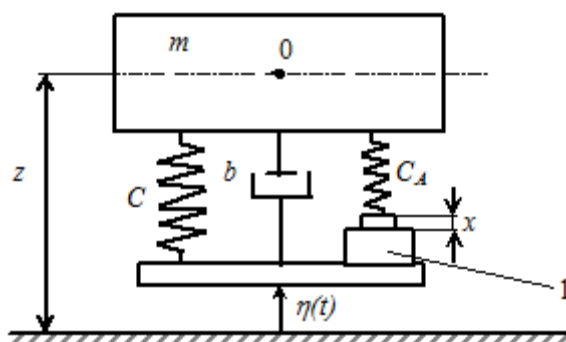


Рисунок 1. Схема подвеса:

1 – гидроцилиндр; m – масса тела; C , C_A – коэффициенты жесткости пружин;
 b – коэффициент демпфирования пассивного демпфера;
 x – перемещение штока гидроцилиндра;
 Z – перемещение центра масс; $\eta(t)$ – кинематическое возмущение

В работе рассмотрена возможность построения активной системы демпфирования линейных колебаний на базе гидромеханического следя-

щего привода. Шток силового гидроцилиндра следящего привода с пропорциональным быстродействующим клапаном перемещает пружину с коэффициентом жесткости C_A , создавая тем самым усилие для работы активной системы. Управляющие сигналы для работы сервоклапана определяются по линейной скорости массы и перемещению штока. В качестве датчиков линейной скорости предполагается использовать микромеханические приборы, выдающие сигнал о линейной скорости с малой зоной пропорциональности.

При учёте того, что силы тяжести уравниваются силами упругости, а линия действия сил упругости и сил демпфирования проходит через центр масс дифференциальное уравнение, описывающее поведение тела на Рисунке 1 будет иметь вид:

$$m\ddot{z} + b(\dot{z} - \dot{\eta}) + (C + C_A)(z - \eta) = C_A x. \quad (1)$$

Уравнение (1) должно быть дополнено уравнениями сигнала с датчика скорости и гидромеханической следящей системы.

Схема гидромеханической следящей системы показана на рисунке 2.

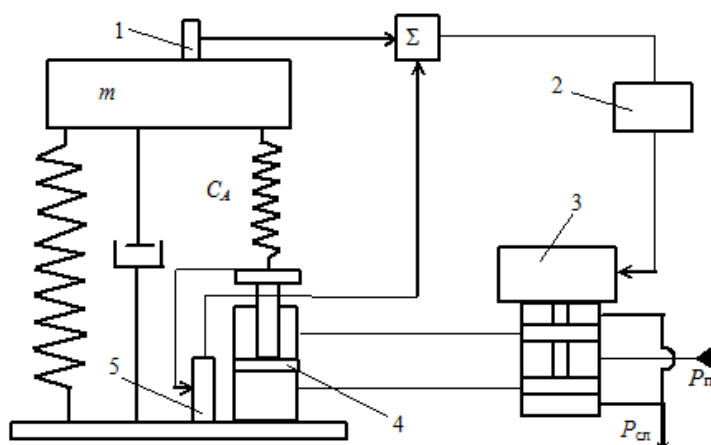


Рисунок 2. Принципиальная схема гидромеханической следящей системы:

- 1 – датчик линейной скорости $\dot{z}$; 2 – усилитель;
3 – пропорциональный сервоклапан (золотник); 4 – исполнительный гидроцилиндр;
5 – датчик перемещения штока гидроцилиндра

Перемещение штока гидроцилиндра производится следящей системой с пропорциональным сервоклапаном, на управление которым подаётся управляющий сигнал:

$$u_{\text{упр}} = K_y [-K_{\text{дп}} x + u(\dot{z})]$$

где K_y ; $K_{\text{дп}}$ – коэффициенты передачи усилителя и датчика перемещения;
 $u(\dot{z})$ – сигнал с датчика линейной скорости.

Будем полагать, что $u(\dot{z})$ имеет вид, показанный на рисунке 3.

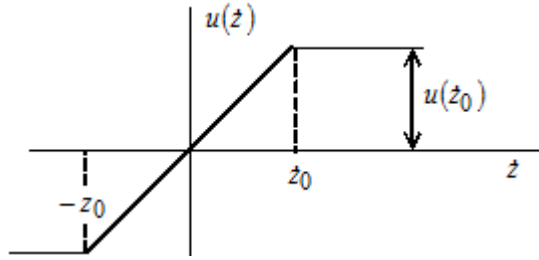


Рисунок 3. $-\dot{z}_0 \div \dot{z}_0$ – участок пропорциональной зависимости;
 $u(z_0) = K_{дс} \dot{z}_0$; $K_{дс}$ – коэффициент передачи датчика линейной скорости

Без учёта сжатия жидкости в гидросистеме, дифференциальное уравнение движения штока гидроцилиндра можно записать в виде $T\ddot{x} + \dot{x} = f(\dot{z})$,

$$f(\dot{z}) = \begin{cases} K \cdot \dot{z} & \text{при } |\dot{z}| \leq \dot{z}_0 \\ K \cdot \dot{z}_0 & \text{при } |\dot{z}| \geq \dot{z}_0 \end{cases} \quad (2)$$

где $K = K_{дс} / K_{дп}$; $T = T_r / K_{дп} K_{yc}$; $T_r = S_{ц} / \mu \cdot b \sqrt{P_{п} - P_{сл} / \rho}$;

S – площадь поршня гидроцилиндра;

b – ширина окна золотника сервоклапана;

$\mu \approx 0,6 \div 0,7$;

ρ – плотность жидкости;

$P_{п}$ – давление в напорной магистрали гидросистемы;

$P_{сл}$ – давление рабочей жидкости в сливной магистрали.

Система нелинейных дифференциальных уравнений (1) и (2) описывает при сделанных выше допущениях поведение твёрдого тела на упругом подвесе и активной гидромеханической системе демпфирования колебаний.

Будем полагать, что кинематическое возмущение происходит по гармоническому закону, т.е.

$$\eta(t) = B \sin \Omega t, \quad (3)$$

где B – амплитуда; Ω – частота.

Приближенные решения для нелинейной системы уравнений (1) и (2) будем искать с помощью метода гармонической линеаризации.

Проводя гармоническую линеаризацию нелинейного элемента [1] на рисунке 3 получим:

$$f(\dot{z}) = q(\dot{z}_m) \cdot \dot{z},$$

где $q(\dot{z}_m) = (2K/\pi) \left(\arcsin(\dot{z}_0/\dot{z}_m) + (\dot{z}_0/\dot{z}_m) \sqrt{1 - (\dot{z}_0^2/\dot{z}_m^2)} \right)$ при $\dot{z}_m \geq \dot{z}_0$

$q(\dot{z}_m) = K$ при $\dot{z}_m \leq \dot{z}_0$,

$\dot{z}_m$ – амплитуда колебаний по координате $\dot{z}$.

Вынужденные колебания при гармоническом кинематическом возбуждении (3) будем искать в виде $z = z_m \sin(\Omega t + \alpha)$,

где z_m и α - неизвестные величины.

Запишем систему уравнений (1), (2) в виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + 2\xi\omega_0\dot{z} + \omega_0^2 z &= -\omega_0^2 x/n + \omega_0^2 \eta(t) + 2\xi\omega_0 \dot{\eta}(t) \\ T\dot{x} + x &= \begin{cases} K\dot{z}_0 & \text{при } |\dot{z}| \geq \dot{z}_0 \\ Kz & \text{при } |\dot{z}| \leq \dot{z}_0 \end{cases} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где $\omega_0^2 = (C + C_A)/m$, $2\xi\omega_0 = b/m$; $C_A/m = \omega_0^2/n$.

В соответствии с (4) и с учётом гармонической линеаризации нелинейного элемента передаточная функция линеаризованной системы примет вид:

$$W(p) = \frac{z(p)}{\eta(p)} = \frac{(Tp+1)(\omega_0^2 + 2\xi\omega_0 p)}{(p^2 + 2\xi\omega_0 p + \omega_0^2)(Tp+1) + (\omega_0 q \cdot p/n)}.$$

Выражение относительно z_m можно записать в виде:

$$\begin{aligned} [Tp^3 + (1 + 2\xi\omega_0 T)p^2 + (T\omega_0^2 + 2\xi\omega_0 + \omega_0 q/n) \cdot p + \omega_0^2] z_m = \\ = [2\xi\omega_0 Tp^2 + (T\omega_0^2 + 2\xi\omega_0)p + \omega_0^2] (B \cos \alpha - (B \cdot p \cdot \sin \alpha / \Omega)). \end{aligned} \quad (5)$$

Гармоническое периодическое решение с заданной внешней частотой Ω после подстановки в (5) $p = i\Omega$, отделения действительной и мнимой части будет определяться следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} [-T\Omega^3 + (T\omega_0^2 + 2\xi\omega_0 + \omega_0 q/m)\Omega] z_m &= a \cdot B \cos \alpha - bB \sin \alpha \\ [- (1 + 2\xi\omega_0 T)^2 + \omega_0^2] z_m &= bB \cos \alpha + aB \sin \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где $a = \Omega(T\omega_0^2 + 2\xi\omega_0)$; $b = \omega_0^2 - 2\xi\omega_0 T\Omega^2$.

Разрешая систему уравнений (6) относительно z_m , $\cos \alpha$, $\sin \alpha$ и подставляя q получим квадратичное уравнение для определения z_m :

$$z_m^2 (A^2 + D^2) + (8/\pi m)\omega_0 K \dot{z}_0 (Aa - Db) z_m + (16K^2 \cdot \dot{z}_0^2 / n^2 \pi^2) (a^2 + b^2) = B(a^2 + b^2),$$

где $A = ac + db$, $D = a \cdot d - b \cdot c$,

$$c = -T\Omega^3 + T\omega_0^2 \cdot \Omega + 2\xi\omega_0 \Omega,$$

$$d = \omega_0^2 - (1 + 2\xi\omega_0 T)\Omega^2.$$

На рисунке 4 для значений:

$T = 0,05$; $\dot{z}_0 = 0,1$ м/с, $K = 1$, $\omega_0 = 10$ с⁻¹, $\xi = 0,2$, $n = 2$ -показаны частотные характеристики, полученные аналитически по методу гармонической линеаризации и полученные численным решением (4).

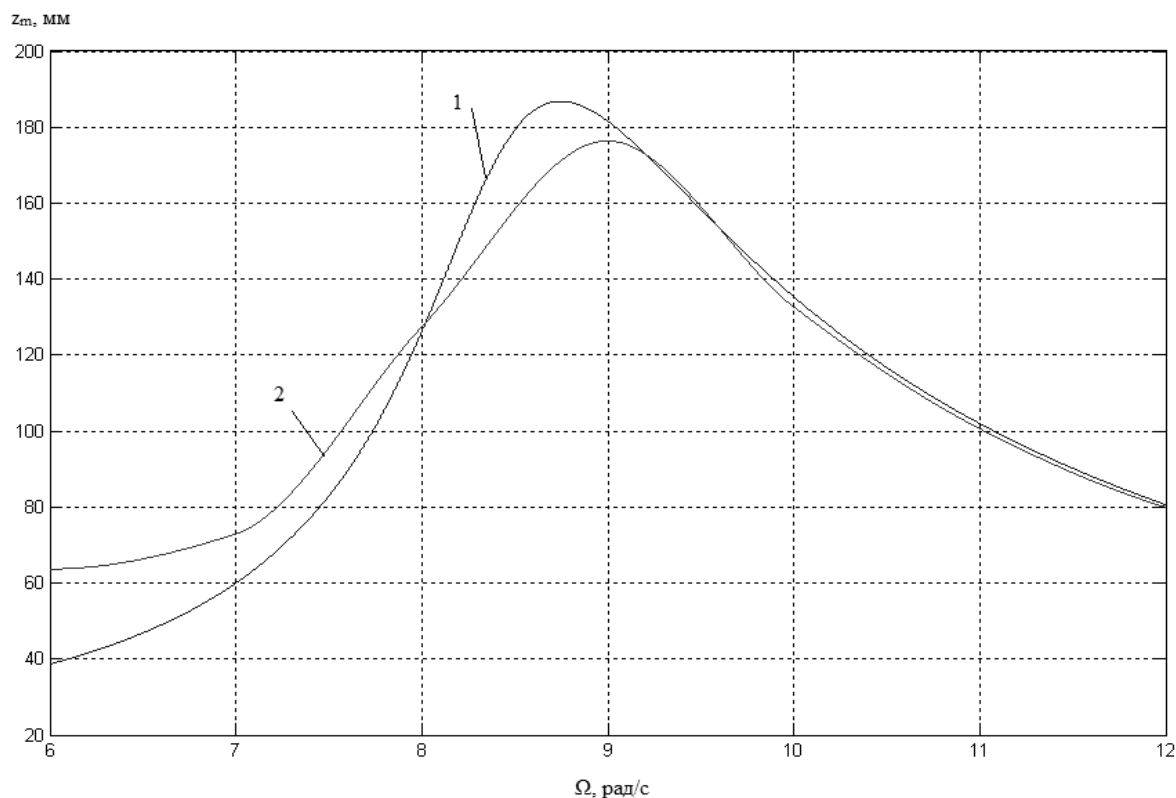


Рисунок 4. Частотные характеристики:
1 – аналитическое решение; 2 – численное решение

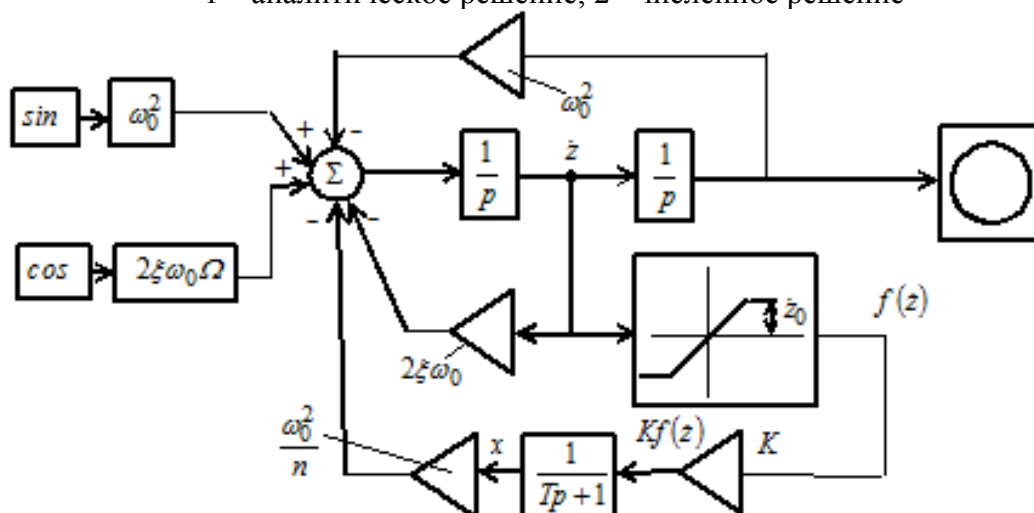


Рисунок 5.

Численный расчёт переходных процессов и вынужденных колебаний в нелинейной активной системе выполнен с помощью программы “Matlab” с расширением “Simulink”, схема набора показана на рисунке 5.

Для значений $T = 0,1$ с, $\dot{z}_0 = 0,1$ м/м, $K = 1$, $\omega_0 = 10$ с⁻¹, $\xi = 0,2$, $n = 2$ произведено моделирование результаты которого представлены на рисунках 6, 7.

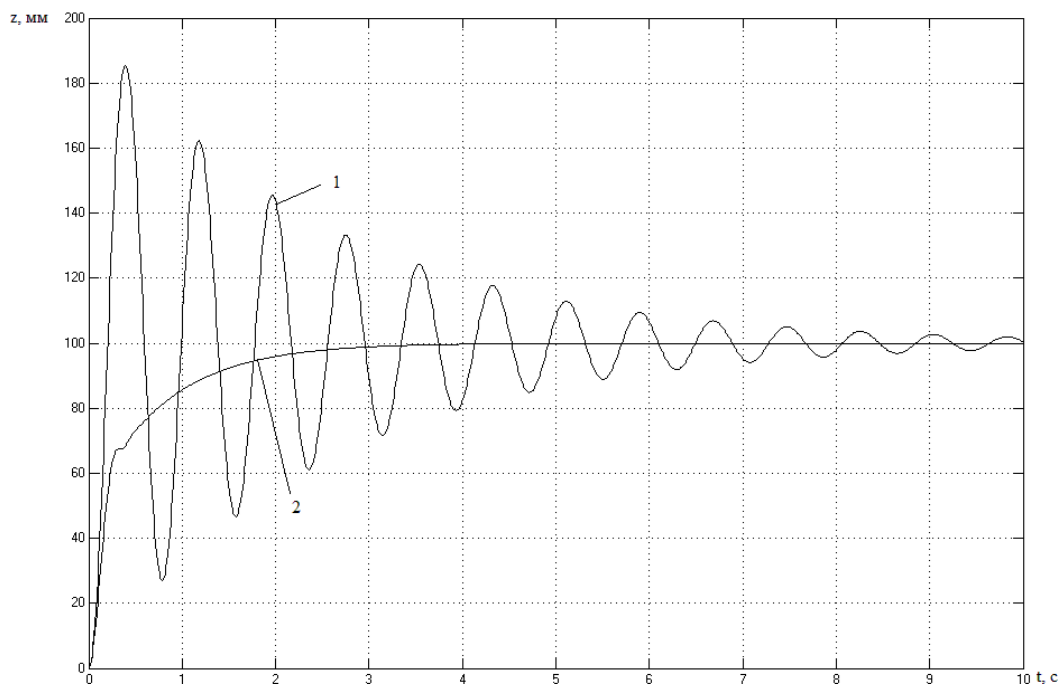


Рисунок 6. Результаты численного расчёта переходных процессов:
2 – с активным демпфированием; 1 – без активного демпфирования

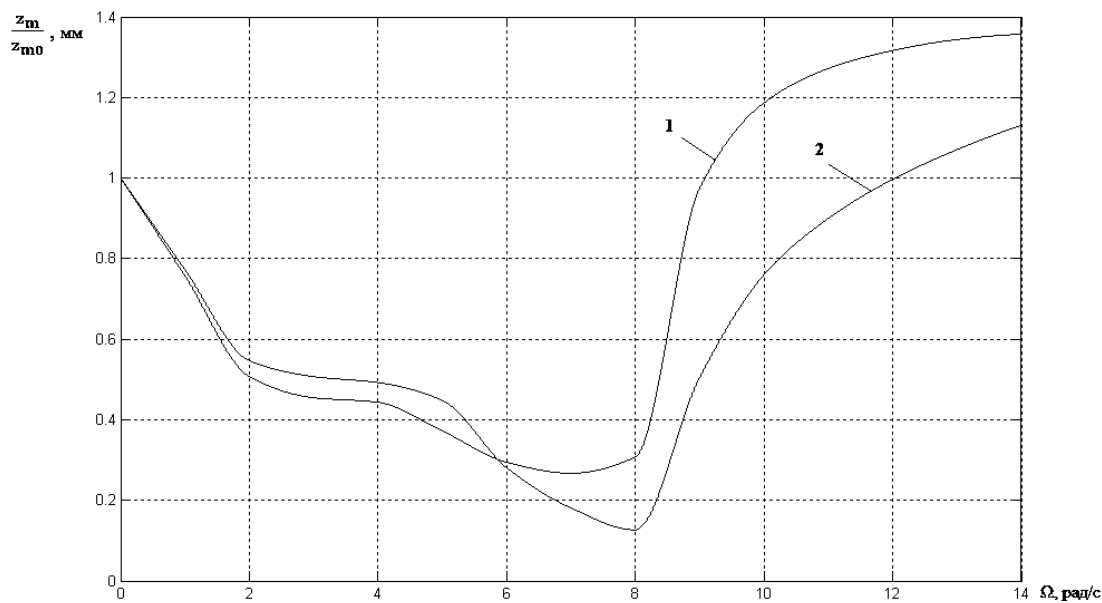


Рисунок 7. Результаты расчёта отношения z_m/z_0 при вынужденных колебаниях:

z_m – амплитуда колебаний с активной системой; z_0 – амплитуда колебаний
без активной системы; 1 – при $T=0,1$ с; 2 – при $T=0,05$ с

Результаты исследования показывают, что активная система демпфирования колебаний эффективна на низких частотах, причём максимальный эффект достигается в области резонанса колебательной системы, т.е. для случая наиболее неблагоприятного диапазона частот кинематического возмущения.

Библиографический список

1. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. – М.: Физматгиз, 1960. – 792 с.
2. Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н. Управлением угловыми колебаниями автотранспортных средств. – Москва: Механотроника, автоматизация, управление, 2007 г. - № 6. – С. 36-40.

УДК 004.9:621.9.07:621.833

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ГТУ КАК БАЗЫ САПР ИХ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

Ю.Н. Вивденко, д-р техн. наук, профессор; С.А. Балановский, аспирант;
А.А. Ляшков, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Производство и ремонт деталей и узлов транспортных и стационарных газотурбинных установок (ГТУ) связан с технологическими процессами формообразования геометрически сложных поверхностей.

Одной из определяющих задач при размерной обработке деталей со сложными поверхностями, является назначение рациональных технологических схем удаления припуска сложной формы на этапе предварительной обработки.

Назначение условий размерной обработки таких деталей требует решения множества технологических задач, связанных с геометрическим положением обрабатываемых поверхностей, формообразующих инструментов и их взаимного перемещения. С учетом пространственно сложного характера поверхностей изделий не всегда возможно выполнение указанных задач на основе известных справочных и нормативных данных. Некоторые из них удастся решить с учетом известного опыта математического описания процессов формообразования [1].

Вместе с тем, эффективное решение рассматриваемых задач формообразования сложных поверхностей может быть проведено с применением методов моделирования средствами компьютерной графики [2-3]. В общем случае это решение предполагается проводить в два этапа: 1) Разработать твердотельную модель детали и ее заготовки с заданными поверхностями и представить варианты моделирования удаляемого припуска. 2) По результатам моделирования разработать алгоритм удаления припуска и назначить необходимые технологические условия обработки такой детали наиболее рациональными методами размерной обработки в форме, необходимой для автоматизированного проектирования технологического процесса.

Как правило, для обоих этапов существует много решений. При этом часто конкретная деталь может быть обработана инструментами одного вида, но с разными формообразующими параметрами. Так, например, возможна обработка винтовой поверхности канавки дисковой или червячной фрезой, реечным инструментом и др. Современные средства компьютерной графики, предоставляющие возможность моделирования процесса формообразования, позволяют определить влияния различных параметров инструмента и его установки на форму поверхности детали.

В данной работе решение задач по назначению технологических схем размерной обработки наиболее технологически сложных и затратных при изготовлении деталей, выполнено на примере изготовления деталей со сложнопрофильными поверхностями с применением средств компьютерного моделирования. При этом конструкция деталей предусматривает наличие труднодоступных поверхностей, обрабатываемые объемы (каналы, полости) являются глубокими по отношению к применяемому формообразующему инструменту. Удаляемый межлопаточный объем ограничен поверхностями спинки и корыта соседних лопаток.

Трудоемкость размерной обработки таких деталей на 50...80 % связана с удалением припуска, ограниченного межлопаточным объемом. При этом требования точности соответствуют IT7...IT8 и требованиям шероховатости обработанных поверхностей R_a 0,12...0,16 мкм [3].

Размерная обработка детали связана с применением концевых инструментов, осевая касательная к рабочей поверхности которых является прямой линией (концевые фрезы, концевые абразивные и алмазные инструменты для обычного и электроалмазного шлифования). Обработка проводится на 3...5-координатных станках с ЧПУ. При обработке заготовок из сплавов с низкой обрабатываемостью, когда минимальная ширина межлопаточного канала составляет 6...8 мм, а глубина удаляемого объема 40...50 мм и более, для операций предварительной обработки канала характерны высокая трудоемкость и себестоимость.

С учетом изложенного разработана методология назначения вариантов удаления припуска межлопаточного объема на предварительной обработке путем использования разных технологических процессов, когда требования качества обработки не являются определяющими. Схема, иллюстрирующая постановку задачи, приведена на рисунке 1.

В процессе удаления общего объема припуска V предусмотрено прежде всего снятие припуска на операциях предварительной обработки:

$$V_{\text{пр}} = V_1 + V_2 + \dots + V_n, \quad (1)$$

где $V_{\text{пр}}$ — объем припуска, удаляемый при предварительной обработке.

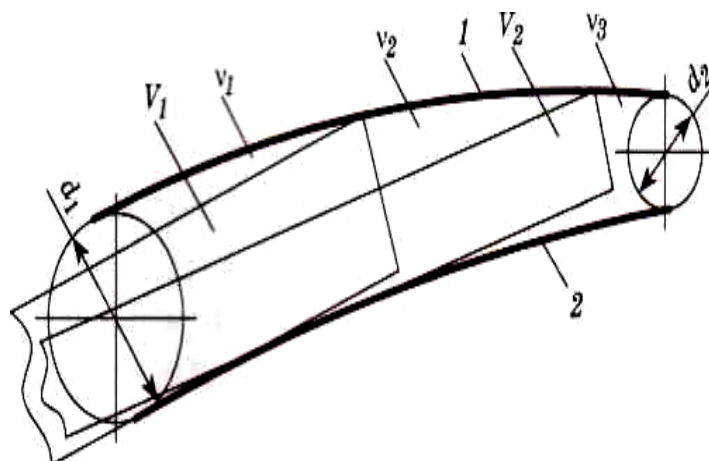


Рисунок 1. Схема предварительного удаления припуска межлопаточного объема:
 $1, 2$ — поверхности корыта и спинки соседних лопаток, соответственно;
 V_1, V_2 — варианты удаляемых предварительной обработкой объемов припуска;
 v_1, v_2, v_3 — сечения объемов припуска, которые предполагается удалять чистовой обработкой; d_1, d_2 — размеры входного и выходного сечений межлопаточного объема соответственно

Для последних намечено применение процессов, соответствующих наибольшей производительности: фрезерование дисковыми фрезами, протягивание, прошивка и др. При этом предусмотрено удаление оставшихся минимальных припусков v_1, v_2, v_3 концевыми фрезами, осевым абразивным или алмазным инструментом и другими инструментами при последующей чистовой обработке. Решение задач обоснования рациональных схем удаления припуска, с применением геометрического моделирования, рассмотрено на примере размерной обработки крыльчаток газотурбинного двигателя.

Для решения задачи формообразования межлопаточного объема предложено использовать ряд операций моделирования тел деталей: выдавливание, резка тела поверхностью, булевы операции и др.

Выбор рациональных схем удаления большей части припуска межлопаточного объема предполагает решение следующих задач: анализ формы поверхностей; геометрическое моделирование удаления части припуска межлопаточного объема, выбор рациональной технологической операции удаления частей припуска, выбор технологического процесса, оборудования и оснастки для предварительной обработки крыльчатки.

Для рационального выбора одной или нескольких операций вначале целесообразно установить форму поверхности, ограничивающей тело межлопаточного объема, предусмотреть использование операции «резки» тела поверхностью, в частном случае — плоскостью. Так, на рисунке 2а представлено сечение тела тремя поверхностями, конгруэнтными поверхности спинки ло-

патки, повернутой вокруг оси вращения крыльчатки. На рисунке 2б то же самое тело показано рассеченным четырьмя плоскостями, перпендикулярными к оси вращения крыльчатки.

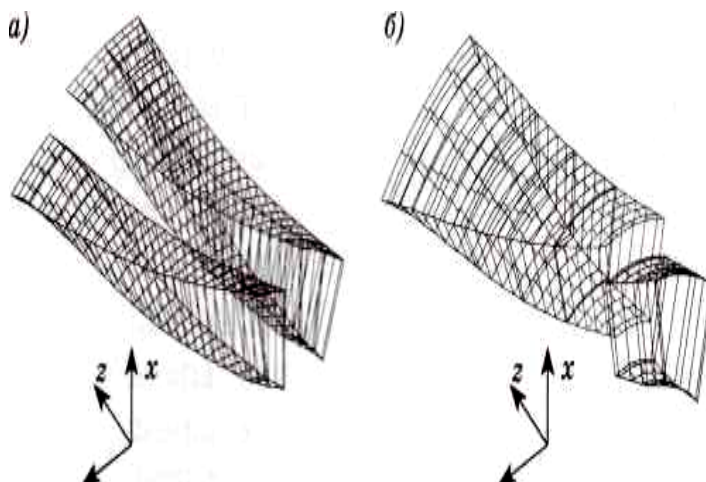


Рисунок 2. Модели тела межлопаточного объема, рассеченные поверхностями, конгруэнтными одной из боковых поверхностей лопатки (а), и плоскостями, перпендикулярными к оси вращения крыльчатки (б)

При формировании тела «выдавливанием» исходный контур должен быть замкнутым без самопересечения. При моделировании удаления части припуска, например, цилиндрической фрезой исходный контур задается в виде прямоугольника. Тогда тело, полученное «выдавливанием» этого контура, будет призматическим. Чтобы данное тело моделировало концевую фрезу, его передняя часть скруглена. На рисунке 3 показаны модели в процессе формообразования тела с использованием операции «выдавливание» с двух сторон.

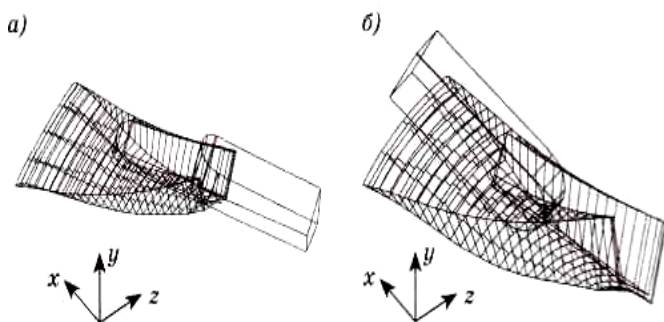


Рисунок 3. Моделирование удаления части межлопаточного объема с использованием операции выдавливания с двух сторон:

a — модель межлопаточного объема после удаления его части с одной стороны; *б* — модель межлопаточного объема в процессе удаления его части с другой стороны

Процесс построения сложного тела близок к процессу изготовления моделируемого объекта. При моделировании формообразования изделия инструментом, последний рассматривается как некоторое производящее тело. В процессе движения (например, по заданной траектории) это тело занимает последовательные положения. С использованием булевой опе-

рации вычитания указанного тела из тела изделия моделируется удаление частей этого изделия рисунок 4.

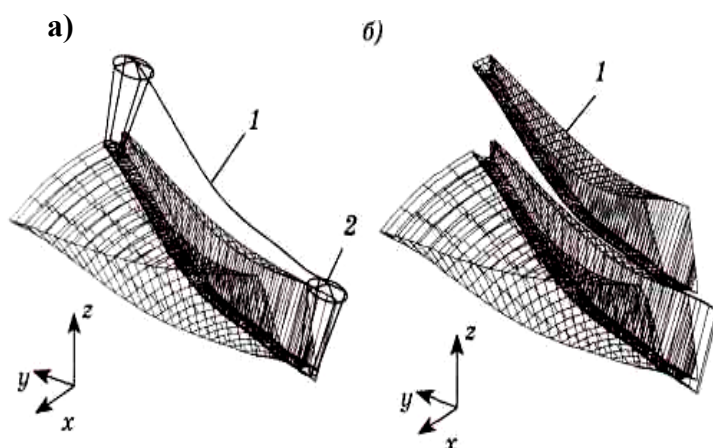


Рисунок 4. Моделирование удаления части межлопаточного объема с использованием производящего тела, перемещающегося по заданной траектории: *а* — процесс формообразования: *1* — траектория перемещения производящего тела; *2* — начальное положение производящего тела; *б* — конечный результат: *1* — удаляемый объем

Существующие САПР [4], в которых может выполняться рассматриваемое моделирование, позволяют вычислить масс-инерционные характеристики исследуемых тел, в частности площадь поверхности, объем, массу. Таким образом, можно определить эффективность используемой схемы удаления части межлопаточного объема. Так, межлопаточный объем после удаления его части с двух сторон (Рисунок 3) уменьшился в рассматриваемом случае на 40...50 %. Один проход обработки концевой фрезой (рис. 4) позволил уменьшить объем тела на 25...35 %.

Варианты моделирования телом инструмента путем задания его сечений (операция «по сечениям») показаны на рисунке 5. Движение инструмента обеспечило три сквозных прохода (рисунок 5а) и дополнительно врезание на определенную глубину (рисунок 5б). В первом случае удалено около 60...70 % объема, а во втором — 85...90 %.

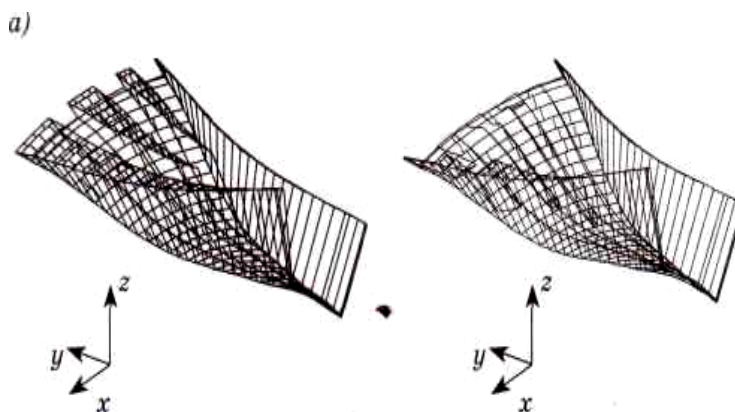


Рисунок 5. Удаление части межлопаточного объема операцией «по сечениям»: *а* — за три сквозных прохода; *б* — за три сквозных прохода и пять дополнительных несквозных

Рассмотренные схемы формообразования тел сложной формы использованы для решения задач автоматизированного проектирования технологических процессов размерной обработки изделий со сложными поверхностями. Так, в приведенных выше примерах объем удаляемого припуска на этапах предварительной обработки составляет 70...90 % и более от общего объема припуска. При этом важно учитывать как возможности оборудования и инструмента для реализации указанных схем, так и размеры остаточного объема тела для последующей чистовой обработки.

Использование положений геометрического моделирования в условиях автоматизированного проектирования технологических процессов позволяет следующие задачи:

- обеспечение возможности деления припуска, ограниченного сложными поверхностями на части, соответствующие этапам предварительной и окончательной размерной обработки, в автоматизированном режиме;
- выбор метода размерной обработки, соответствующего удалению наибольшего объема припуска на этапе предварительной обработки;
- получение данных для проектирования формообразующей части применяемых инструментов.

Библиографический список

1. *Дружинский И.А.* Сложные поверхности: Математическое описание и технологическое обеспечение: Справочник. Л.: Машиностроение, 1985. 263 с.
2. *Ляшков А.А.* Компьютерное моделирование процесса формообразования зубчатых колес методом обкатки инструментальной рейкой и долбяком //Теоретические и прикладные вопросы современных информационных технологий: Материалы Всерос.науч.-техн. конф: В 2 ч. Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2009. Ч. 1. С. 49-54.
3. *Вивденко Ю.Н., Конторез Г.И., Барац М.Я.* Механическая обработка крыльчаток из титановых сплавов: Руководящие технические материалы. М.: НИАТ, 1982. 35 с.
4. *Погорелов В.И.* AutoCAD 2010: концептуальное проектирование в 3D. СПб.: BHV, 2009. 368 с.

УДК 629.083: 656.13

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ФИНИШНОЙ АНТИФРИКЦИОННОЙ БЕЗАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА МЕТОДОМ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

В.И. Гурдин, д-р техн. наук, профессор; А.Л. Дерман, магистр;
А.В. Бердюгин, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Одним из самых крупных резервов экономии и бережливости в сфере эксплуатации подвижного состава выступает восстановление изношенных

деталей. Восстановление изношенных деталей машин обеспечивает экономии высококачественного материала, топлива, энергетических и трудовых ресурсов.

Для восстановления трудоспособности изношенных деталей требуется в 5-8 раз меньше технологических операций по сравнению с изготовлением новых деталей [1].

Согласно статистических данных 85 % деталей восстанавливают при износе не более 0,3 мм., т.е. их работоспособность восстанавливается при нанесении покрытия незначительной толщины.

Однако ресурс восстановленных деталей по сравнению с новыми, во многих случаях, остается низким. В тоже время имеются такие примеры, когда ресурс восстановленных прогрессивными способами, в несколько раз выше ресурса новых деталей [2].

Основа повышения качества при ремонте отдельных деталей - применение передовых технологий восстановления их начальных параметров.

При устранении такой неисправности коленчатых валов двигателей, как износ шатунных и коренных шеек, возникает необходимость изыскания новых, более прогрессивных способов восстановления, которые смогли бы повысить ресурс этих поверхностей при сравнительно низких затратах. В частности при применении методов финишной антифрикционной безабразивной обработки (ФАБО) уменьшается время прирабатывания сопряжённых поверхностей деталей (шейка коленчатого вала - вкладыш), пробег автомобиля с восстановленным коленчатым валом, увеличивается межремонтный пробег двигателя.

Ниже представлено описание конструкции устройства предназначенного для проведения подобного вида работ.

Устройство предназначено для проведения финишной антикоррозионной безабразивной обработки шеек коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания с целью увеличения межремонтных пробегов коленчатых валов после проведения их расточки под соответствующие очередные ремонтные размеры за счёт сглаживания микронеровностей и их заполнение материалом накатных головок.

В состав устройства входят, см. рисунки 1, 2: накатная головка, поз. 1, которая в свою очередь состоит из двух роликов, вилки, двух осей накатных роликов с пресс-маслёнками, стопорного винта и крепиться к штоку поз.2 четырьмя винтами 11 поз. 14; втулка, поз. 3; корпус, поз. 4; возвратная пружина, поз. 5; поршень, поз. 6; регулировочный винт, поз. 7; пружина, поз. 8; корпус клапана, поз. 9; прокладка, поз. 10; штуцер, поз. 11; крышка, поз. 12; соединительные и уплотнительные стандартные изделия - винт I поз. 13, винт II поз. 14, гайка штока поз. 15, шайба /топорная поз. 16, шайба пружинная поз. 17, шарик поз. 18, кольцо уплотнительное I поз. 19, кольцо уплотнительное II поз.20.

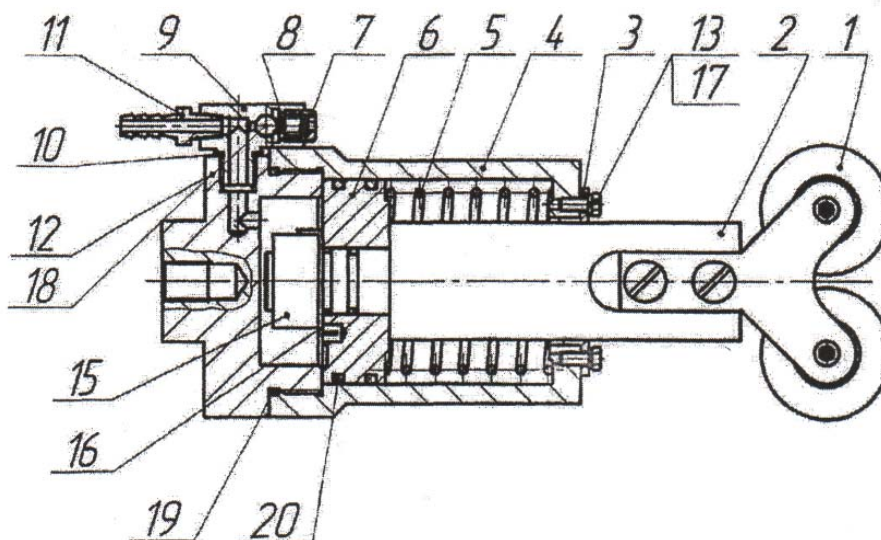


Рисунок 1. Устройство для ФАБО шеек коленчатого вала методом пластической деформации (вид с боку, в разрезе)

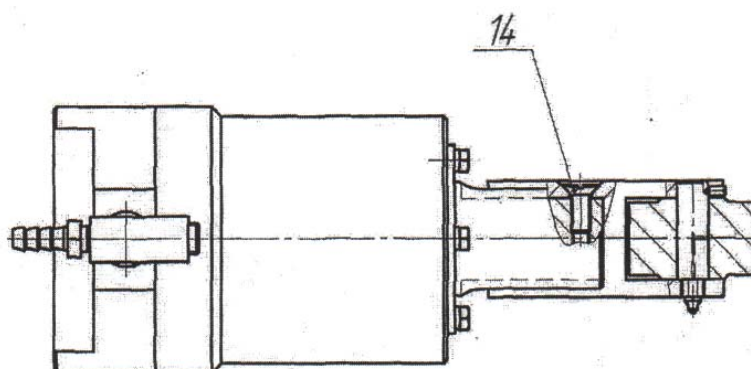


Рисунок 2. Устройство для ФАБО шеек коленчатого вала методом пластической деформации (вид с верху)

После установки коленчатого вала в токарном станке, в резцедержателях посредством промежуточной вставки (на иллюстрациях не показана) которая крепится с торцевой части устройства, с двух сторон от обрабатываемой шейки подводят два приспособления, согласно предложенной схемы рисунок 3 (при обработки шатунных шеек коленчатый вал закреплять в центросместителях). Оба устройства подключаются параллельно к одному пневмоисточнику (к компрессору или промышленной пневмоцентралю).

Каждое из приспособлений предварительно регулируется на определённое давление накатных роликов в зависимости от материала собственно роликов и шеек коленчатого вала, по средством отворачивания или вворачивания регулировочного винта поз. 7, рисунок 1. Эту операцию желательно проводить на специальном стенде.

При работе устройства воздух подаётся через штуцер поз. 11, и через внутренние каналы корпуса клапана поз. 9 и крышки поз. 12 в надпоршневое пространство устройства. Преодолевая силы сжатия возвратной пружины поз. 5 давление поршня передаётся через шток поз. 2 на накатную головку поз. 1. За счёт чего осуществляется постоянное давление роликов на обрабатываемую поверхность шейки коленчатого вала. В случае возникновения избыточного давления в пневмоцентrale, что может привести к местному наклёпу обрабатываемой поверхности, произойдёт сжатие пружины поз. 8 клапана за счёт повышения давления на поверхности шарика поз. 18, вследствие чего произойдёт сброс давления через торцевое отверстие регулировочного винта поз. 7.

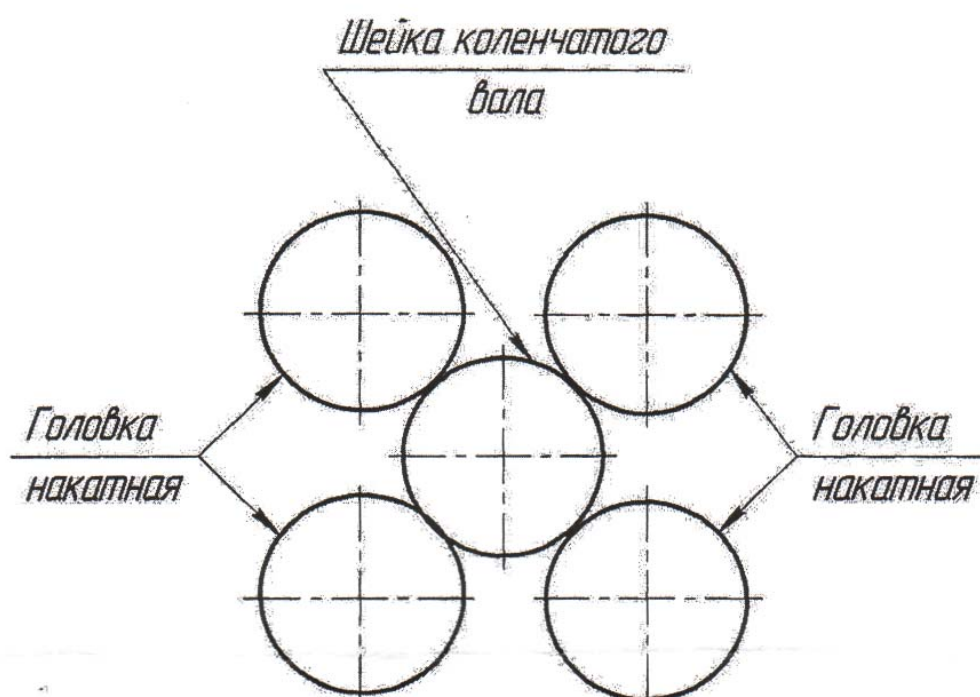


Рисунок 3. Схема установки устройства

В зону контакта рабочего инструмента с деталью, необходимо вводить металлоплакирующую смазку, которая одновременно служит средством для переноса материала и выполняет функцию охлаждающей жидкости.

Библиографический список

1. Единая Система Конструкторской Документации. Основные положения. - М. Государственный комитет РФ по стандартам. 2003г., 295 с.
2. Е.Л. Воловик Справочник по восстановлению деталей. - М.: Колос, 1991 г., 310с.

ПОЛУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ МЕТОДОМ ПОРОШКОВОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

В.В. Евстифеев, профессор; И.О. Олейник, аспирант;
В.И. Гурдин, профессор; А.Г. Восканян, магистрант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Во многих случаях подшипники скольжения целесообразно изготавливать из спеченных порошковых материалов, так как можно легко управлять их свойствами за счет подбора составляющих композиции. Кроме того, технологии порошковой металлургии позволяют существенно экономить дорогие материалы, повышать производительность труда.

Подшипники, предназначенные для работы в режиме сухого или полусухого трения, в основном изготавливают из порошковых композиций на основе меди [1]. В композиции вводят графит, дисульфид молибдена, кобальт, титан, алюминий, олово, стекло и вещества, играющие роль твердой смазки (сульфиды, селениды и др.). Такие антифрикционные материалы должны обладать [2]: хорошей начальной прирабатываемостью; высокими триботехническими свойствами; меньшей твердостью, чем, например, шейки валов; хорошими технологическими характеристиками; хорошими антикоррозионными свойствами.

В качестве ориентира при разработке материала с новым составом композиции рассмотрены оригинальные антифрикционные материалы на основе меди (мас. %):

- дисульфид молибдена – (1-2); графит – (1-2); алюминий – (4-7); железо – (4-7); медь – остальное [3].

- стекло (8,1-13,2); дисульфид молибдена – (1-3,50); алюминий – (0,2-8,5); железо – (0,1-3,2); олово – (0,05-0,20); медь - остальное [4].

Недостатком первого материала являются нестабильные механические свойства композиции из-за введения загрязняющего ее оксида алюминия, что приводит к понижению физико-механических свойств материала в целом. Недостатком второго является повышенная хрупкость и небольшая прочность из-за большого количества стекла, неравномерный износ трущихся поверхностей. Здесь надо отметить, что при спекании порошков на границе раздела твердых металлов и жидкой фазы происходит взаимодействие свободного кремнезема с оксидами металлов. Стекло хорошо смачивает все металлы при температурах, которые ниже температуры основного металла. Стеклянная фаза имеет микротвердость порядка (8-12) ГПа, что предопределяет высокую износостойкость композиции.

С целью устранения указанных недостатков в состав исследуемых композиций кроме дисульфида молибдена, графита (до 1,5 %) и стекла (1,1-3,0)% вводился порошкообразный бор, так как добавка бора значительно повышает механические свойства сплавов цветных металлов за счет измельчения их структуры. В данном случае бор раскисляет поверхности порошкообразных компонентов композиции и повышает работу адгезии на их границах. Площадь контакта порошинок увеличивается, что сказывается и на повышении механических свойств спеченной композиции [5].

По результатам испытаний двух типов образцов (цилиндрического и кольцевого) на машине трения сформирована композиция с составом (масс. %): дисульфид молибдена – (1,2-1,7), графит – (1,2-1,7), стекло – (2,5- 3,0), бор, медь – остальное.

Библиографический список

1. Андреевский, Р.А. Введение в порошковую металлургию / Р.А. Андреевский. – Фрунзе: Изд-во «Илим», 1988. 174 с.
2. Огневой, В.Я. Машиностроительные материалы: Учеб. Пособие / В.Я. Огневой. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2002. 343 с.
3. Пат. 1730857 Российская федерация, МПК⁶ C22C9/1. Спеченный антифрикционный материал на основе меди / Куимов С.Д., Пузанова О.Г. Пермский научно-исследовательский технологический институт. Б.И. № 10, 2002.
4. Пат. 2017848 Российская федерация, МПК⁵ C22C9/02. Антифрикционный порошковый материал на основе меди / Кусков В.Н. Тюменский индустриальный институт. Б.И. № 27, 2000.
5. Порошковая металлургия. Спеченные и композиционные материалы /Под ред. В. Шотта. Пер. с нем. – М.: Металлургия.1983. 520 с.

УДК 623.438.3.017

ОПТИМИЗАЦИЯ СИЛОВОГО РЕЖИМА ШТАМПОВКИ ВЫДАВЛИВАНИЕМ В КОНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕ

В.В. Евстифеев, д-р техн. наук, профессор; А.И. Ковальчук, аспирант;

А.А. Александров, канд. техн. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Для определения технологических параметров при проектировании процессов холодного выдавливания, рационально применение энергетических методов с использованием уравнения баланса мощностей внешних и внутренних сил [1, 2].

Актуальной задачей является разработка аналитических математических моделей процессов позволяющих определять с достаточной для практики точностью значения основных технологических параметров. Для определения деформирующей силы прямого выдавливания цилиндрической

заготовки в конической матрице используем расчетную схему, показанную на рис. 1. Согласно энергетическому методу баланса мощностей [1], очаг деформации принят в виде треугольной зоны 2.

В результате теоретического анализа получены уравнения для расчета величины полной относительной удельной силы Q , действующей на пуансон при выдавливании, и ее составляющих:

$$Q = Q_D + (Q_{S1,2} + Q_{S2,3}) + (Q_{T1} + Q_{T2} + Q_{T3}). \quad (1)$$

Здесь Q_D – сопротивления деформации в зоне 2.

$$Q_D = \frac{D_2}{2} \ln \left(\frac{(D_1 D_2 + D_3)(D_2 C_1 - C_2)}{(D_1 D_2 - D_3)(D_2 C_1 + C_2)} \right) + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \ln \left(\frac{B + C_1}{A + D_1} \right) + C_1 - D_1.$$

$$D_1 = \sqrt{A^2 + 4}, \quad D_2 = \sqrt{4 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}, \quad D_3 = 4 + A \cdot \operatorname{ctg} \alpha, \quad A = \operatorname{ctg} \alpha - \frac{r}{r_0} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha),$$

$$B = \operatorname{ctg} \alpha - \frac{R}{r_0} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha), \quad C_1 = \sqrt{B^2 + 4}, \quad C_2 = 4 + B \cdot \operatorname{ctg} \alpha, \quad r_0 = h / \cos \alpha.$$

$Q_{S1,2}$ и $Q_{S2,3}$ – сопротивления сдвига на поверхностях разрыва скоростей между зонами 1 и 2, 2 и 3;

$$Q_{S1,2} = \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \cdot R^2 - 2Rr_0 + r_0^2}{R \cdot r_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad Q_{S2,3} = \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \cdot r^2 - 2rr_0 + r_0^2}{r \cdot r_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Q_{T2} – сопротивления трения на поверхности контакта между зоной 2.

Q_{T3} – трения на калибрующем пояске, Q_{T1} – на контейнерной части.

$$Q_{T1} + Q_{T2} + Q_{T3} = \frac{2\mu \cdot (R - r) \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha + 1)}{\operatorname{tg} \alpha \cdot r_0} + 2\mu \left(\frac{L_1}{R} + \frac{L_3}{r} \right),$$

где μ – коэффициент контактного трения. Остальные обозначения даны на рисунке 1.

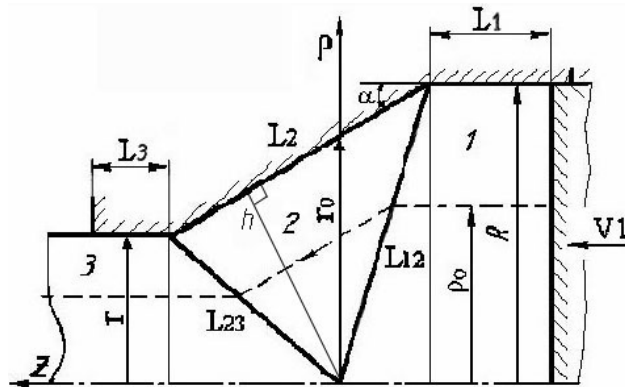


Рисунок 1. Расчетная схема процесса прямого выдавливания в конической матрице

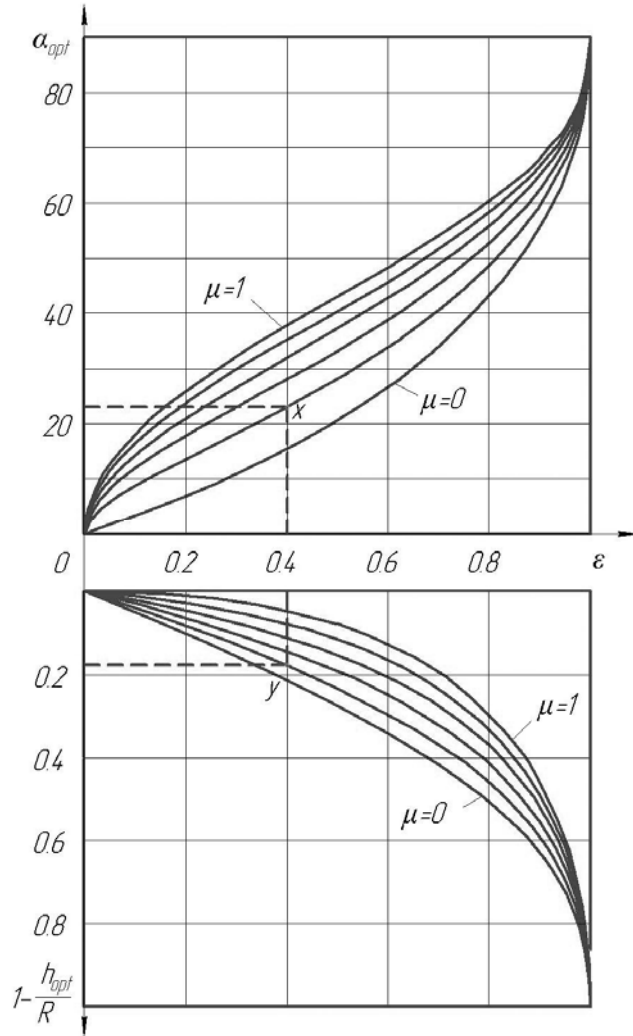


Рисунок 2. Графики параметров матрицы, соответствующие минимуму удельной силы выдавливания

С использованием полученных уравнений путем вычисления частных производных $\partial Q/\partial h$, $\partial Q/\partial \alpha$ и приравнивания их к нулю, были найдены значения оптимального угла матрицы α_{opt} и высоты очага деформации h_{opt} (при задаваемых величинах R, r, μ), обеспечивающих минимум относительной удельной силы Q_{min} .

По результатам оптимизационного расчета были построены графики оптимального угла α_{opt} , высоты очага деформации h_{opt} , Q_{min} в зависимости от относительного обжатия $\varepsilon = R - r/R$ и коэффициента трения μ , представленные на рис. 2 и рис. 3. Для удобства вычислений оптимальная высота на рис. 2 представлена в относительном виде $1 - h_{opt}/R$.

Определение оптимальных параметров α_{opt}, h_{opt} , обеспечивающих минимум усилия прямого выдавливания цилиндрической заготовки в ко-

нической матрице, покажем на примере. Исходные данные: $R=40$, $r=24$, $\mu=0.2$, $L_1=60$, $L_3=5$. материал заготовки - сталь 20 (ГОСТ 1050-74).

Найдем величину относительного обжатия $\varepsilon = R - r / R = 40 - 24 / 40 = 0,4$. Далее, используя рисунок 2, определим искомые параметры. Для этого от точки $\varepsilon = 0,4$ на шкале ε проводим вертикальные прямые (показаны пунктиром) до пресечения её в точке X с графиком оптимального угла α_{opt} , и в точке Y с графиком оптимальной высоты очага деформации h_{opt} . соответствующих $\mu = 0,2$. От точек X и Y проводим горизонтальные прямые до пересечения со шкалами оптимального угла и высоты очага деформации, определяя, таким образом, их значения: $\alpha_{opt} = 22,9^\circ$ и $h_{opt} = 32,75$ мм.

Подобными построениями, показанными на рис. 3, определяется минимальная относительная удельная сила. Для $\varepsilon = 0.4$ $Q_{min} = 2,7$.

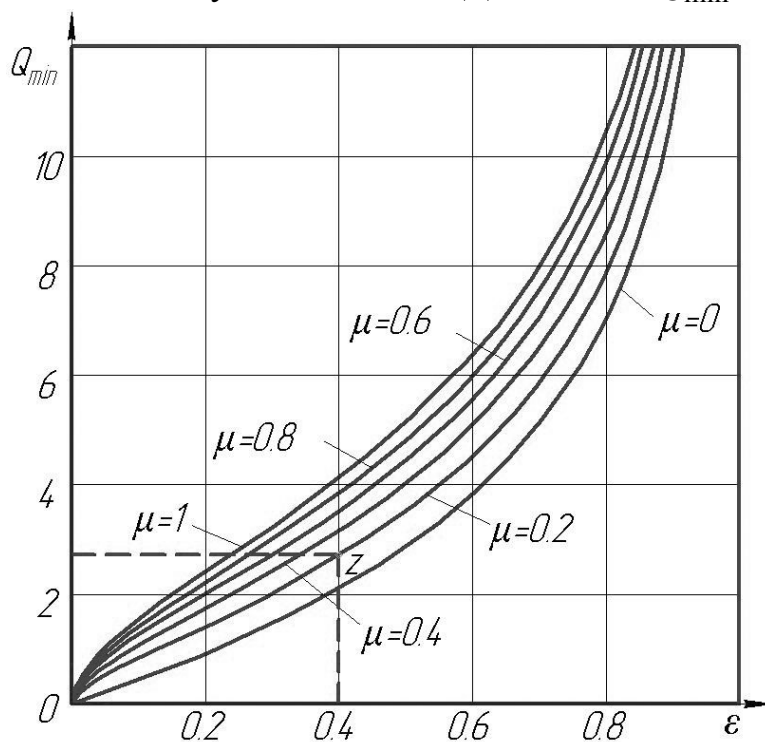


Рисунок 3. Графики минимальных удельных сил Q_{min} в зависимости от обжатия ε и коэффициента трения μ

Необходимо отметить, что при расчете Q_{min} не учитывались составляющие, учитывающие затраты на контактное трение на поверхностях контейнерной части и калибрующего пояска матрицы Q_{T1}, Q_{T3} . Последние рассчитываются по вышеприведенным формулам.

$$Q_{T1} = 2\mu L_1 / R = 0,6 ; Q_{T3} = 2\mu L_3 / r = 0,08 .$$

Поэтому полная относительная удельная сила, определяется по формуле $Q = Q_{\min} + Q_{T1} + Q_{T3} = 2,7 + 0,6 + 0,08 = 3,38$

Величину усилия прямого выдавливания рассчитаем по формуле [2]:

$$P = Q \left(A + C \ln \left(\frac{R^2}{R^2 - r^2} \right)^N \right) \frac{\pi R^2}{\sqrt{3}} \quad (2)$$

где А, С, N – коэффициенты аппроксимации кривой упрочнения.

Для стали 20 $A=37.5$, $C=3.16$, $N=0,64$.

Подставляя все найденные величины в (2) находим силу Р, действующую на пуансон. $P=3.8$ Мн.

Предложенная методика расчета оптимальных параметров матрицы, обеспечивающих минимальное усилие прямого выдавливания, позволяет инженеру-технологу определять с достаточной для практики точностью значения основных технологических параметров.

Библиографический список

1. *Алюшин Ю.А.* Расчет процессов пластического формоизменения по линиям тока. Учебное пособие / *Ю.А.Алюшин* – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1979. 81 с.
2. *Евстифеев, В.В.* Проектирование технологических процессов холодной объемной штамповки с применением ЭВМ / *В.В. Евстифеев, В.В. Грязнов, И.В. Маркечко.* – Омск: ОмПИ, 1989. – 27 с.

УДК 539,538:678.01

ВЛИЯНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И ТРИБОЭЛЕКТРИЗАЦИИ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ МАШИН НА НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

А.В. Тюкин, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Полимеры и полимерные композиционные материалы (ПКМ), используемые в узлах трения машин играют важную прогрессивную роль в развитии современного машиностроения. Их применение позволяет значительно снизить трудоемкость изготовления различных деталей за счет использования ресурсосберегающих технологических процессов. Необходимо отметить, что в науке о трении полимеры породили множество новых задач, обусловленных возникновением процессов трибоэлектризации. Установлено, что процессы трибоэлектризации интенсифицируют одну из разновидностей вида изнашивания – коррозионно-механическую, влияют на процессы образования антифрикционными материалами пленки фрик-

ционного переноса, диффузию продуктов деструкции полимера в металл, структурно-фазовые изменения.

Трибоэлектризация оказывает влияние и на термодинамику процесса изнашивания металлополимерного узла, влияющую на величину износа, а соответственно и на срок службы трибосистемы [1-4] поэтому управления процессами трибоэлектризации является весьма актуальной задачей.

Известно, что линейные законы Онзагера, позволяют связать между собой изменение энтропии трибосистемы, тепловые, электрические и другие эффекты. Используя зависимости для производства энтропии от физико-химических процессов в локальных объемах системы в работе [5] обоснована термодинамическая модель металлополимерной трибосистемы.

$$J_h = \frac{1}{\rho F L T \Delta S^*} \left[\iint_{\Omega t} \left(\sum_{k=1}^n J_k q_k E' - \tilde{\Phi} / \nabla \bar{v} \right) d\Omega dt - \iint_{\Omega t} \left(J_Q - \sum_{k=1}^n \mu_k J_k \right) d\Omega dt, \right. \quad (1)$$

где J_h – интенсивность изнашивания; ΔS – изменение удельной энтропии; ρ – плотность; J_Q – тепловой поток; J_k – диффузионный поток k -й компоненты ПКМ; μ_k – химический потенциал k -й компоненты ПКМ; E' и B' – напряженность электрического поля и индукция магнитного поля; $\tilde{\Phi}$ – тензор давления; $\bar{v}$ – вектор скорости.

Согласно этой модели для снижения интенсивности изнашивания материала необходимо создать условия, обеспечивающие минимально возможное накопление энтропии. На основе этой модели получено уравнение, позволяющее оценить интенсивность изнашивания трибосистемы.

Как видно из уравнения термодинамическая модель позволяет учесть влияние электрической составляющей, так как первое слагаемое подынтегрального выражения отражает вклад диффузионных потоков в изменение энтропии системы за счет возникающего при трении электрического заряда. Из уравнения следует, что увеличение заряда увеличивает изменение энтропии и наоборот. Известным фактом является зависимость трибозаряда от таких факторов как температура и концентрация электропроводящего наполнителя, поэтому в работе была поставлена задача, связанная с проведением комплексной оценки взаимосвязи тепловых и трибоэлектрических процессов.

Для исследований электрических эффектов при трении ПКМ на основе ПТФЭ была разработана специальная установка, в рабочем узле, которой реализуется торцовая схема трения палец-диск. Для изучения зависимости величины заряда от температуры и концентрации наполнителя про-

ведена серия экспериментов с образцами, имеющими массовую долю СКГ 10..20 масс. %. Исследование проводили при контактном давлении 2,0 МПа, скорости скольжения полимерного образца равной, 1,2 м/с в интервале температуры от 313 К..323 К (увеличение температуры контртела достигалось за счет тепла, генерируемого при трении). Для измерения температуры использовалась термопара типа «К» НУТР - 105, которая крепилась на поверхности металлического контртела. Для исследования зависимости $Q = f(T, C)$ установка была укомплектована специально изготовленным электроизмерительным блоком, который состоял из баллистического гальванометра, двух герконов и конденсатора постоянной емкости.

Методика предусматривала проведение полного факторного эксперимента типа $N = S^k$, где $S=2$ - количество уровней варьирования; $k=2$ - количество варьируемых факторов. Условия проведения эксперимента, уровни варьирования и результаты эксперимента приведены в таблице 1.

Математической моделью электрического заряда Q принят полином первой степени:

$$\bar{y}_1 = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2, \quad (2)$$

где x_1, x_2 - кодовые значения факторов концентрации наполнителя % масс. СКГ и температуры соответственно; $\bar{y}_1$ - среднее натуральное значение электрического заряда; b_0, b_1, b_2 - коэффициенты уравнения регрессии.

Таблица 1

Условия проведения опытов и результаты испытаний

№ опыта	Концентрация наполнителя, масс. % СКГ x_1	Температура, x_2 , К	Электрический заряд $\bar{y}_1$, мкКл
1	10	313	32,4
2	10	323	28,7
3	20	313	21,5
4	20	323	19,6

В результате обработки результатов исследования были получены уравнение регрессии для электрического заряда в кодовых и в натуральных значениях параметров имеющее вид:

$$Q = 129,6 - 1,0 C - 0,28 T, \text{ мкКл} \quad (3)$$

В уравнении (3) заряд k -й компоненты выражается через температуру и концентрацию наполнителя. Анализируя полученное уравнение регрессии, можно отметить, что на величину электрического заряда концентрация на-

полнителя оказывает большее влияние, чем температура. Увеличение концентрации наполнителя и температуры приводит к снижению электрического заряда, формирующегося в условиях трения, поэтому для снижения электрического заряда следует повышать концентрацию наполнителя и создавать условия работы для узла трения при повышенных значениях температуры. Подставив уравнение (3) в натуральных значениях в выражение (1) получим уравнение, которое является развитием термодинамической модели трибосистемы и позволяет более глубоко раскрыть механизмы образования трибозаряда и влияния электрической составляющей на изменение энтропии трибосистемы и интенсивность ее изнашивания.

$$J_h = \frac{I}{\rho F L T \Delta S^*} \left[\iint_{\Omega t} \left(\sum_{k=1}^n J_k E' (129,6 - 1,0C - 0,28T) - \tilde{\Phi} / \nabla \bar{v} \right) d\Omega dt - \right. \\ \left. - \iint_{\Omega t} \left(J_Q - \sum_{k=1}^n \mu_k J_k \right) d\Omega dt \right] \quad (4)$$

Выражение (4) представляет собой термодинамическую энтропийную модель металлополимерной трибосистемы, как открытой термодинамической системы. Она дает возможность еще на этапе проектирования оценить интенсивность изнашивания металлополимерной пары трения от физико-химических процессов, происходящих в зоне трения и величины трибозаряда.

Библиографический список

1. Машков Ю. К. Структурно–энергетическая самоорганизация и термодинамика металлополимерных трибосистем / Ю. К. Машков, Л. Н. Поцелуева // Долговечность трущихся деталей машин: сб. – М.: Машиностроение, 1990. – Вып. 4. – С. 219–244.
2. Бершадский Л. И. Основы теории структурной приспособляемости и переходных состояний трибосистемы и ее приложение к задачам повышения надежности зубчатых и червячных передач: дис. ... д-ра техн. наук / Л. И. Бершадский ; УСХА. – Киев, 1983. – 240 с.
3. Термодинамический метод оценки интенсивности изнашивания трущихся материалов // А.А. Рыжкин, А.И. Филипчук, К.Г. Щучев, М.М. Климов // Трение и износ. – 1982. – Т.3, № 5. – С. 867 – 872.
4. Поляков А. А. Диссипативная структура избирательного переноса / А. А. Поляков // Долговечность трущихся деталей машин: сб. – М., 1987. – Вып. 2. – С. 97–106.
5. Машков Ю. К. Трибофизика и свойства наполненного фторопласта / Ю. К. Машков. – Омск : ОмГТУ, 1997. – 192 с.

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ УПРОЧНЕНИЯ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ЛАЗЕРНЫМ ИЗЛУЧЕНИЕМ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Д.А. Цуркан, соискатель; М.О. Погребная, магистрантка;

А.Н. Самсонов, соискатель

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Поиску парных корреляций между износостойкостью и физическими и механическими свойствами материалов посвящено много исследований. Однако устойчивой корреляции при этом не обнаружено, хотя в отдельных случаях коэффициенты корреляции и достигли больших значений.

Интенсивность изнашивания уменьшается с увеличением твердости поверхностного слоя. Однако твердость не всегда является определяющим фактором сопротивления износу [1].

В качестве критерия оценки сравнительной износостойкости предлагается использовать статистический параметр:

$$\beta = 3 + 6 v^2, \quad (1)$$

где $v = (S/H)$ – параметр, характеризующий величину рассеяния микротвердости по сравнению с ее средним значением H ; S – среднеквадратическое отклонение (СКО) микротвердости. Между β и износостойкостью W существует связь, являющаяся математическим выражением правила Шарпи:

$$W = A (B/\beta - 1),$$

где A и B – эмпирические коэффициенты, учитывающие характер нагружения и условия работы трущихся пар, справедливые лишь для ферритно-перлитных чугунов. Например, для гильз цилиндров при натурных испытаниях:

$$W(\text{мкм}/1000 \text{ км}) = 4,355(3,986/\beta - 1).$$

В связи с тем, что микротвердость структурных составляющих чугуна различна, оценка их влияния на износостойкость достаточно сложна.

В данной работе для статистической оценки характера распределения микротвердости между структурными составляющими использовали метод склерометрирования на специально созданной установке. Склерометрирование проводили стандартной алмазной пирамидной с углом при вершине 136° при постоянной нагрузке $0,4\text{Н}$ со скоростью $3,3 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-2}$ мм/с ребром вперед. Типичный вид трека на чугуне СЧ 24 – 44. Ширина трека определяла прочностные характеристики всех фаз, в том числе

и графита. Параметры трека анализировали на растровом микроскопе «Стереоскан-180», измеряли и подвергали статистической обработке. Анализ результатов исследования показал, что микротвердость феррита серых чугунов H_F 70-130, перлита H_P 180-240; при этом СКО микротвердости на образцах различных плавок H20-45 и H30-80 соответственно.

Использование уравнения (1) позволяет выявить зависимость изменения параметра β от соотношения феррита и перлита. Кривые построены при H_F 90, H_P 180 и СКО = H20, СКО_П = H20, H_F 110, H_P 240 и СКО_Ф = H20, СКО_П = H60. Видно, что при изменении соотношения количества феррита и перлита (т.е. площадей участков с высокой и низкой микротвердостью) изменение параметра β происходит по кривой с максимумом, положение и величина которого зависят от средней микротвердости и дисперсии микротвердости структурных составляющих. Расчеты показали, что это справедливо для любой гетерогенной системы. С увеличением различия микротвердости β возрастает. При этом необходимо, чтобы площадь участков с высокой микротвердостью не превышала определенного предела. Включения должны быть изолированы и равномерно расположены в матрице, т.е. металлическая структура должна обладать полной инверсией фаз. Если количество твердой фазы будет превышать определённый предел, то это приведет к повышению средней микротвердости, снижению СКО и, следовательно, к уменьшению параметра β [2].

Таблица 1

H	СКО	Значение β при наличии в чугуне участков с высокой микротвердостью, %								
		3	5	8	10	12	20	25	30	35
110/500	20/50	—	6, 53	6, 91	6, 94	6, 87	6, 27	—	5, 49	—
110/700	20/50	8, 36	9, 26	9, 40	9, 18	—	7, 54	—	—	—
110/900	20/50	11, 2	12, 0	11, 6	—	8, 47	7, 52	—	—	—
110/800	30/40	9, 17	10, 4	10, 7	10, 5	10, 2	—	—	—	—
110/800	30/60	10, 2	10, 7	10, 3	9, 81	9, 28	—	—	—	—
110/800	30/80	10, 6	10, 7	9, 75	9, 10	8, 51	—	—	—	—
190/800	76/60	—	5, 94	—	6, 37	—	6, 92	6, 89	6, 73	6, 2
190/600	76/60	—	4, 60	—	5, 07	—	5, 49	5, 53	5, 49	5, 2
П р и м е ч а н и е. В числителе приведены средние значения микротвердости H и СКО для исходного чугуна, в знаменателе — для зоны оплавления после лазерной обработки.										

Подробную структуру чугуна можно получить после различных технологических операций, в том числе и после локальной термической обработки поверхности лазерным лучом. По схеме, проводили расчет оптимального соотношения площадей упрочненной и не упрочненной лазерным лучом поверхности чугуна с исходной ферритной и перлитной структурами, результаты которого приведены в таблице. На основании резуль-

татов исследования установлено, что наибольшее значение β в чугунах с ферритной структурой достигается при содержании участков с высокой микротвердостью 5 – 10 %, а в чугунах с перлитной структурой – лишь при 20 – 25 %. Рабочую поверхность гильзы цилиндра автомобиля ЗИЛ-130 упрочняли газовым CO₂-лазером ЛТ1-2.

Выбор оптимальных режимов облучения проводили с применением метода математического планирования эксперимент. Использовали четырехфакторный эксперимент на двух уровнях с дробной репликой 2^{4-1} . В качестве управляемых параметров были выбраны мощность (X_1) луча ($P = 1-5$ кВт) скорость (X_2) луча ($v = 0,5-3$ м/мин), фокусировка (X_3) луча (3-5 мм) и сканирование (X_4) луча.

(0 – 3000 об/мин), в качестве функции отклика – толщина зон оплавления и закалки, ширина трека, наличие пор и трещин в треке, средняя микротвердость и СКО микротвердости. Уравнения регрессии проверяли на адекватность по критерию Фишера. После отброса незначимых коэффициентов уравнение регрессии для определения толщины (мм) оплавленной зоны можно записать как:

$$h = 0,387 + 0,147 X_1 - 0,167 X_2 - 0,086 X_3 - 0,077 X_1 X_2 - 0,085 X_1 X_3. \quad (2)$$

Среднюю микротвердость можно определить из уравнения

$$H = 739,6 + 54,7 X_1 - 56,1 X_2 + 19,8 X_4 + 12,4 X_1 X_4 + 13,4 X_1 X_3 + 23,6 X_2 X_3 - 10,3 X_3 X_4 + 17,6 X_1 X_2 X_4 + 35,9 X_1 X_3 X_4 + 24,7 X_2 X_3 X_4 \text{ и т.д.} \quad (3)$$

В приведенных выше уравнениях $X_1 - X_4$ записаны в нормальном виде.

Расчет уравнений регрессии показал, что изменение управляемых параметров позволяет весьма гибко регулировать процесс термической обработки.

Поперечное сечение трека при обработке по режиму $P = 1$ кВт, $v = 0,5$ м/мин сфокусированным лучом без сканирования.

Металлографическим и рентгеноструктурным анализам оплавленной зоны установлено, что она состоит из трех фаз: аустенита, цементита и мартенсита. Средняя микротвердость оплавленной зоны изменялась от Н790 и Н920 для различных образцов. Наличие трехфазной структуры в зоне оплавления обеспечивает высокую среднюю микротвердость и достаточно большую дисперсию распределения микротвердости [2].

Таким образом, лазерная обработка поверхности гильзы цилиндра позволяет получить зоны (треки) повышенной микротвердости в относительно мягкой металлической матрице.

В соответствии с уравнением (1) и данными таблицы расстояние между треками при обработке лазером по оптимальному режиму должно составлять 20 – 25 мм на ферритных чугунах и 15 – 20 мм на перлитных.

Стендовые испытания опытных гильз цилиндров, подвергнутых лазерной обработке, на форсированном режиме показали, что их износостойкость увеличилась в 2,0 – 2,5 раза по сравнению с износостойкостью гильз из чугуна аналогичного состава без лазерной обработки. Ожидаемый экономический эффект от внедрения лазерного упрочнения гильз цилиндров составит около 500 тыс. руб. в год.

Вывод. Лазерная обработка гильз цилиндров является эффективным методом повышения их износостойкости. Оптимальная износостойкость гильз достигается при лазерном упрочнении 25 % площади, подвергаемой изнашиванию.

Библиографический список

1. Григорян А.Г. Основы лазерной обработки материалов. – Москва: «Машиностроение». - 1989 г. – С. 304.
2. Чудина О.В. Поверхностное легирование железоуглеродистых сплавов с использованием лазерного нагрева / Чудина О.В //Материаловедение и термическая обработка металлов – 1994г. - № 12. - С. 2-7.
3. Приходько В.М., Петрова Л.Г., Чудина О.В. Металлофизические основы разработки упрочняющих технологий. – Москва: «Машиностроение». - 2003 г. – С. 384.

УДК 620.18:621.793.7

РЕМОНТ ДЕТАЛЕЙ ИЗ МЕДНЫХ СПЛАВОВ МЕТОДОМ ТЕРМОДИФфуЗИОННОГО НАСЫЩЕНИЯ

М.Я. Швец, канд. техн. наук, доцент;

В.В. Акимов д-р техн. наук, профессор; А.Ф. Мишуров ст. преподаватель
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При эксплуатации автомобилей и дорожно-строительных машин часто возникает потребность замены деталей из медных сплавов, такие как втулки коромысел распределительного механизма распределительного механизма, компрессоров и коленчатых валов. Как правило, они изготавливаются из специальных бронз. Особенно это заметно на корпусах цилиндра качающего узла гидронасоса, где износ в 0,1 мм. нарушает компрессию в цилиндрах и требует замены корпуса (рисунок 1).

Обычные методы восстановления таких деталей наплавкой, напылением, наваркой весьма проблематичны и практически не применяются.

В качестве метода восстановления изношенной поверхности может быть предложено термодиффузионное насыщение, которое приводит к увеличению толщины насыщенного слоя до 0,4 – 0,5 мм., а этого вполне достаточно для восстановления размеров деталей до номинального размера.

Значительным преимуществом этого метода является простота выполнения технологических операций, доступность используемых материалов, несложность оборудования.

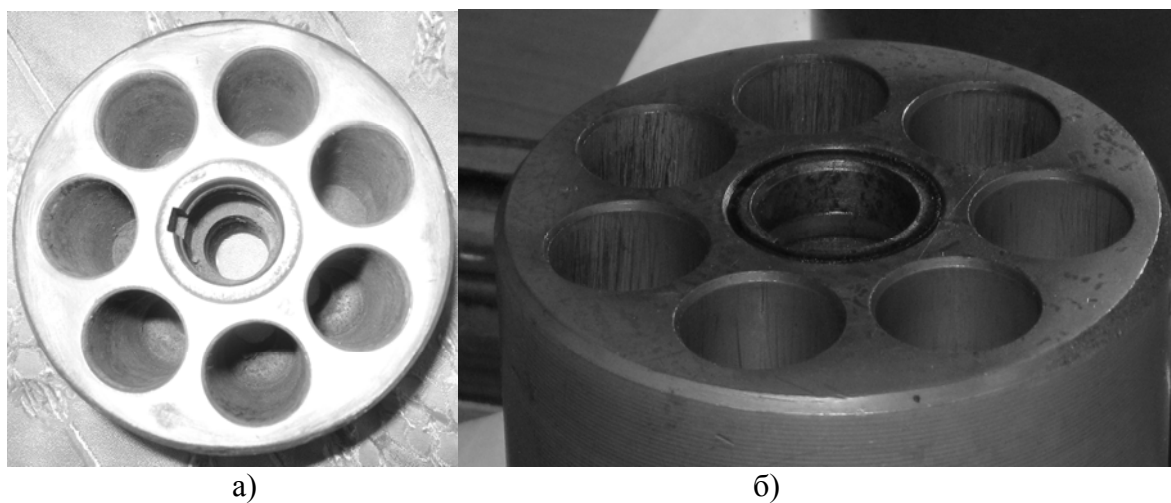


Рисунок 1. Блок цилиндров качающего узла гидронасоса:
а- до восстановления; б- после восстановления

В качестве насыщающей смеси использовали следующий состав: 20 % цинка в порошке, 1 % хлористого аммония (NH_4Cl), остальное – огнеупорная глина.

Смесь должна быть тщательно перемешана до получения однородной массы.

Технологию восстановления блока цилиндров качающего узла гидронасоса проводили следующим образом:

- контроль изношенных узлов (не допускаются механические повреждения);
- обезжиривают узел в моющем растворе;
- подготовить контейнер для насыщения (зачистить или опескоструить внутреннюю его поверхность и крышку);
- засыпать в контейнер насыщающую смесь. Для экономии можно сначала насыпать слой огнеупорной глины толщиной 10 мм, на дно контейнера;
- установить восстанавливаемый узел в контейнер, не допуская большого смещения его в ту или другую сторону стенок контейнера;
- засыпать в рабочие цилиндры приготовленную смесь так, чтобы она выступала над верхней – поверхностью на 5-10 мм;
- заполнить контейнер огнеупорной глиной ниже крышки на 10 мм, и закрыть листом асбеста;
- установить крышку и обмазать разъем огнеупорной глиной для создания герметичности (можно воспользоваться шнуровым асбестом);

- разогреть печь до принятой для насыщения температуры и установить в нее контейнер;

- как только факел в трубке крышке погаснет, или будет близок к угасанию, трубку закрыть огнеупорной глиной; с этого момента ведут отсчет времени насыщения.

- после окончания процесса, контейнер охлаждается с печью на воздухе.

в центре крышки приварена трубка с внутренним диаметром 2 – 3 мм., по которой следят за факелом сгорания аммиака.

Толщина наращиваемого слоя составляет 0,3-0,5 мм.

Для определения оптимального режима насыщения был проведен эксперимент, где менялось время насыщения и температура выдержки (см. рисунок 2)

Из рис. 2 видно, что оптимальный режим насыщения составляет $T = 750^{\circ}\text{C}$, и время выдержки $t = 8 \cdot 10^4$ с. При этом, толщина слоя может быть равной 0,5 мм. Надо отметить, что толщина слоя зависит от оборудования и оснастки, если печь большого объема процесс будет проходить быстрее, это надо учитывать в каждом конкретном случае.

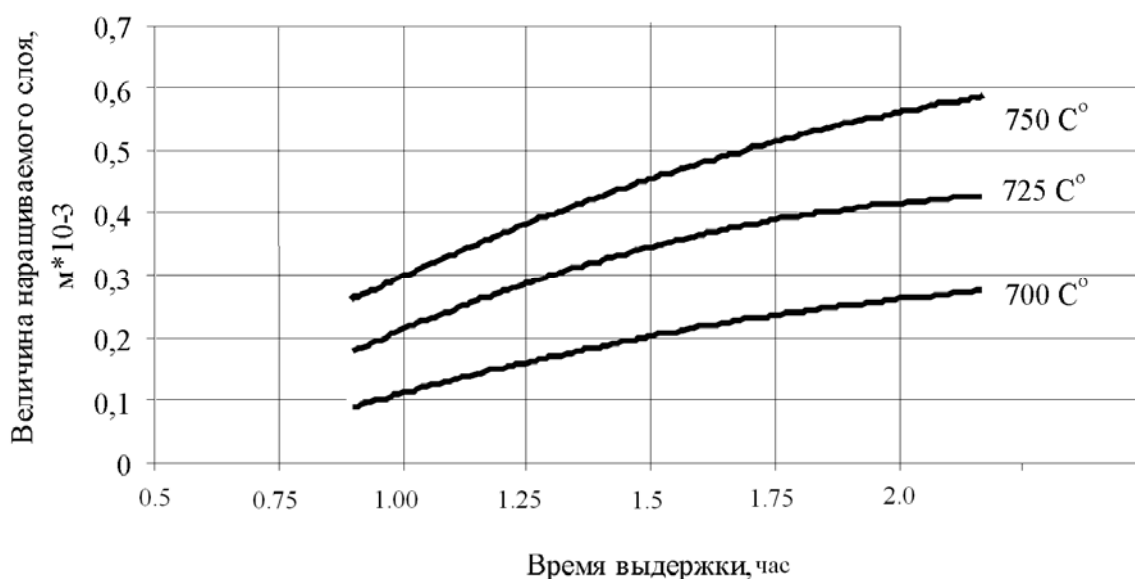


Рисунок 2. Зависимость величины наращиваемого слоя от времени диффузионного процесса при различных температурах

Как в любом химико-термическом процессе в нашем случае можно менять температуру и время. Концентрацию не меняли, т.к. увеличение больше 20 % Zn приводит к охрупчиванию слоя, что ухудшает эксплуатационные характеристики.

Аналогичным способом была обработана технология восстановления втулок коромысла распределительного механизма автомобиля КамАЗ. В

связи с тем, что втулок, обычно требуется много, целесообразно изготовить контейнер (400х400 мм.) из стали толщиной 5 мм. Все остальное аналогично предыдущему технологическому процессу. Данные экспериментов по втулкам приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты насыщения втулок при различных температурах

d внутр. мм	D наруж. мм	S толщина слоя, мм	d внутр. мм	D наруж. мм	S толщина слоя, мм	
40,15	55,85	0,15	39,8	55,90	0,15	T=700°C t _{выд} =1 час выдержка
40,10	55,85	0,15	39,9	55,90	0,10	
40,05	55,9	0,10	39,75	55,85	0,20	
40,00	55,80	0,20	44,70	55,80	0,20	T =725 °C Время вы- держки t _{выд} >1 час
40,15	55,90	0,25	49,75	55,90	0,20	
40,15	55,85	0,20	49,70	55,90	0,25	

Надо отметить, что восстановление втулок при T =750 °C может быть сопряжено с заметным их охрупчиванием и в эксперименте не применялось.

Втулки в контейнере размещались так, чтобы не касались друг друга ни стенками, ни торцами при многослойном их расположении. Втулки насыщались по внутреннему диаметру и по наружному, поэтому надо прорезь на втулке прорезать вулканитом, толщиной 1-1,5 мм. От этого внутренний диаметр еще уменьшается за счет сжатия втулки при запрессовке и номинальный диаметр практически получается всегда.

На практике два контейнера втулок обеспечивают месячную потребность в них при ремонте двигателей.

И в первом и во втором случае экономическая целесообразность восстановления деталей из Cu – сплавов очевидна и целесообразна.

Библиографический список

1. Волков, Г. М. Материаловедение / Г. М. Волков – М.: Издательство «Академия» 2008 г. - 400 с.
2. Минкевич, Б. А., Котов, В. А. / Химико-термическая обработка меди и латуни / Б. А. Минкевич, В. А. Котов. – М.: Машгиз, 1960. – 36 с.
3. Колачев, Б. А., Металловедение и термическая обработка цветных металлов и сплавов / Б.А. Колачев, В. А. Ливанов, В. И. Елагин. М. : Металлургия, 1972. – 480 с.

СЕКЦИЯ
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

УДК 629.083: 656.13

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

В.И. Гурдин, канд. техн. наук, профессор; А.В. Бердюгин, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В настоящее время существующие методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации перестали удовлетворять современной макроэкономической ситуации. В результате системы технической эксплуатации автомобилей (ТЭА) большинства хозяйствующих субъектов не отвечают современным требованиям, что привело к снижению эксплуатационной надежности автомобилей и эффективности эксплуатации. Назрела необходимость адаптации методологических основ контроля и управления техническим состоянием автомобилей к существующей макроэкономической ситуации.

Особенность проблемы состоит еще и в том, что важен не только сам факт достижения заданного нормативно-технической документацией уровня надежности автомобилей, их агрегатов и систем, но и правильный выбор методов, обеспечивающих заданный и более продолжительный срок эксплуатации автомобилей.

Обеспечение высокого уровня качества и надежности автомобилей – одна из основных проблем, как для отечественной, так и зарубежной автомобильной промышленности. От надежности зависят безопасность, экономичность, эффективность эксплуатации и конкурентоспособность автомобиля. Недостаточная надежность автомобилей, ее структурная несбалансированность, вызывает значительные потери материальных, трудовых, сырьевых, энергетических и других ресурсов в сферах производства и эксплуатации. Так за срок службы автомобиля расходы на техническое обслуживание (ТО) и ремонт в 5-7 раз превышают стоимость нового автомобиля, а затраты труда на производство составляют лишь 2-5% общих затрат, включающих ТО, текущие и капитальные ремонты [2].

На работоспособность автомобиля влияет значительное число факторов. Особенности этих факторов, их сочетаний на этапах проектирования, производства и эксплуатации автомобиля определяют методы обеспечения и повышения надежности [1]. На практике они

обеспечиваются рядом организационных, информационных, управленческих и технических мероприятий.

Важной целью системы ТО и ремонта (СТОР) является управление техническим состоянием автомобилей в течение всего срока службы. Принятые стратегии ТО и ремонта, обеспечивают заданное направление процессам технической эксплуатации автомобилей.

Работоспособность автомобилей в процессе эксплуатации, определяются эффективностью системы ТО и ремонта. Используемые при этом средства включают комплекс стационарных сооружений, средств технического оснащения и технического диагностирования [2]. Система ТО и ремонта может быть централизованной или децентрализованной. Применение централизованной СТОР целесообразно и эффективно на объектах где сосредоточено значительное количество техники, а значит характерно наличие единого органа управления процессами.

При ТО и ремонте предусматривается специализация в различных направлениях: по видам ТО, по типам машин, по функциональным системам и др.

В основе классификации форм ТО и ремонта автомобилей лежит уровень концентрации машин и степень участия сторонних организаций в выполнении технических воздействий.

Различные формы проведения управляющих воздействий нельзя рассматривать альтернативно, противопоставляя одну форму другой. Только оптимальное сочетание этих форм может обеспечить наибольшее качество и эффективность.



Рисунок 1. Методы формирования СТОР

Существует два альтернативных подхода, чтобы сформировать систему обеспечения и управления надежностью автомобилей. В первом случае система строится на профилактическом проведении технических воздействий, в соответствии с установленной плановой периодичностью. Второй подход предусматривает проведение профилактических

воздействий с учетом технического состояния каждого конкретного автомобиля. При организации технической эксплуатации автомобилей в практике организаций наибольшее распространение имеет стратегия проведения ТО и ремонтов по плановой наработке [3]. Стратегия предусматривает проведение ТО и ремонтов автомобиля по наработке в плановом порядке с установленной периодичностью. А также возможно и после отказа, в аварийно-восстановительном порядке.

При проведении воздействий в плановом порядке по наработке, не учитывается фактическое состояние автомобилей в целом и отдельных сборочных единиц. Это приводит к выполнению технологических воздействий ТО и ремонта, которые неоправданны техническим состоянием автомобилей. Плановая замена неполно использует ресурс, заложенный в конструкции автомобиля.

Стратегия ТО и ремонтов автомобилей по фактическому состоянию предусматривает периодический контроль технического состояния автомобилей по основным эксплуатационным показателям и диагностическим параметрам. Это позволяет своевременно выявить и предотвратить отказы автомобилей.

Информация о причине отказов отмечается в статистических данных, полученных на основе регистрации отказов, которая производится по диагностическим параметрам, следовательно, это обеспечивает возможность индивидуального прогнозирования долговечностей автомобилей.

Таким образом выбор того или иного варианта системы технического обслуживания и ремонта автомобиля диктуется рядом факторов: уровнем надежности автомобилей, наличием необходимых ресурсов у технической службы предприятия, условиями эксплуатации, задачами, стоящими перед технической службой предприятия. Вариация этих факторов для различных предприятий велика, а используемый вариант СТОР должен учитывать особенности предприятия и эксплуатируемого подвижного состава, что практически невозможно реализовать применением только одного варианта системы. Указанное затруднение можно разрешить только разработкой нескольких вариантов системы («пакета»), максимально охватывающих всевозможные ситуации.

Библиографический список

1. *Силкин А.С., Клейнер А.Н.* Современные методы организации ремонта автомобилей. - Киев, Техника, 1977. - 238 с.
2. *Спичкин Г.В., Либин Б.Л., Третьяков А.М.* Диагностирование технического состояния автомобилей. - М.: Высш. школа, 1983. - 368 с.
3. *Шейнин А.М.* Основные принципы управления надежностью машин в эксплуатации. - М.: Знание, 1977. - 60 с.

ПАРАМЕТРЫ, РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ДЛЯ УЧЕТА ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ВЫБОРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.П. Елгин, канд. техн. наук, доцент; Р.З. Кисматулин, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Выбирая технологическое оборудование для оснащения автотранспортного предприятия (АТП), необходимо стремиться к тому, чтобы затраты предприятия, зависимые от выбора оборудования, были минимальными [1].

$$Z_{зав} = \sum_{n=1}^i (C_i \cdot N_i + Z_{пр.ПС}) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $Z_{зав}$ – затраты АТП зависимые от выбора технологического оборудования, руб;

C_i – удельные затраты на одно воздействие, выполняемое на данном оборудовании, руб;

N_i – количество воздействий, выполняемых на данном оборудовании за срок полезного использования оборудования;

$Z_{пр.ПС}$ – потери дохода в результате простоя подвижного состава (ПС) в техническом обслуживании (ТО) и ремонте, руб.

Удельные затраты на одно воздействие, выполняемое на данном оборудовании, можно определить по следующей формуле [1]:

$$\begin{aligned} C_i = & \frac{C_{обор} + C_{дост} + C_{мон} + C_{обн} + C_{ликв}}{N_i} + \\ & + \frac{C_{мат}^{обсл} + C_{зат.ч} + C_{от} + C_{обуч} + C_{др}}{N_i} + \\ & + t \cdot C_{зп} + C_{мат} + C_{энерг}. \end{aligned} \quad (2)$$

где $C_{обор}$ – первоначальная стоимость оборудования при приобретении, руб;

$C_{дост}$ – затраты на доставку оборудования, руб;

$C_{мон}$ – затраты на монтаж оборудования, руб;

$C_{обн}$ – затраты на обновление и модернизацию оборудования, руб;

$C_{ликв}$ – стоимость ликвидации оборудования (может принимать как положительное значение при утилизации оборудования, так и отрицательное – при продаже или сдаче оборудования на металлолом с компенсацией части первоначальных вложений), руб;

$C_{мат}^{обсл}$ – затраты на эксплуатационные материалы, используемые при обслуживании и ремонте оборудования, руб;

$C_{зап.ч}$ – затраты на запасные части, используемые при обслуживании и ремонте оборудования, руб;

$C_{от}$ – затраты на оплату труда, связанного с обслуживанием и ремонтом оборудования, руб;

$C_{обуч}$ – затраты на обучение персонала для работы на данном оборудовании, руб;

$C_{др}$ – прочие эксплуатационные затраты, руб.

t – трудоемкость единицы работы, чел-ч;

$C_{зп}$ – удельная ставка заработной платы на единицу работы, руб/чел-ч;

$C_{мат}$ – затраты на расходные материалы, применяемые при выполнении работ на данном оборудовании, руб;

$C_{энерг}$ – затраты на энергию привода оборудования, в том числе электроэнергия и другие издержки, руб.

В качестве основных параметров, учитываемых при оптимальном выборе технологического оборудования, предлагается использовать следующие группы параметров: применимость оборудования, производительность оборудования, величина капитальных вложений в технологическое оборудование и прочие параметры. Каждый из параметров, влияющих на целевую функцию оптимальности выбора технологического оборудования [1], следует учитывать в формуле (2) в одном из её элементов.

Рассмотрим каждую группу параметров более подробно.

1) Применимость технологического оборудования – это возможность его использования для выполнения определенных технологических процессов по ТО и ремонту ПС, возможность его использования по отношению к объектам технического воздействия, а также соответствие нормам безопасности при выполнении работ на выбираемом оборудовании.

Применимость технологического оборудования следует учитывать в формуле (2) в количестве воздействий N_i , выполняемых на данном оборудовании за срок полезного использования оборудования.

2) Под производительностью технологического оборудования понимается объем работы, производимый конкретным оборудованием в единицу времени [2]. К данной группе параметров относятся максимально возможная и фактическая производительность.

Максимально возможная производительность оборудования – это максимальный объем определенных технологических операций, который может быть произведен оборудованием в единицу времени при оптимальной организации производственного процесса [2].

Фактическая производительность оборудования – это максимальный объем заданного вида работ, который может быть произведен оборудованием в единицу времени с учетом возможных ограничений [2].

Фактическую производительность технологического оборудования можно учитывать в формуле (2) в трудоемкости единицы работы t с учетом эффективности работы оборудования, которая определяется по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_p = \frac{Q_\phi}{Q_{MAX}}, \quad (3)$$

где $\mathcal{E}_p$ – эффективность работы оборудования;
 Q_ϕ – фактическая производительность оборудования;
 Q_{MAX} – максимальная производительность оборудования.

3) Капитальные вложения представляют собой совокупность затрат на воспроизводство основных средств и улучшение их качественного состава – создание новых, расширение и модернизацию действующих [3]. Величина капитальных вложений в технологическое оборудование будет складываться из затрат на приобретение, затрат на доставку и в зависимости от его назначения и конструкции из затрат на монтаж оборудования.

Капитальные вложения учитываются в формуле (2) в первоначальной стоимости оборудования при приобретении $C_{нач.вл}$, в затратах $C_{дост}$ на доставку оборудования на АТП и в затратах $C_{мон}$ на монтаж оборудования. По окончании срока эксплуатации оборудования капитальные вложения могут или увеличиться за счет затрат на утилизацию оборудования, или снизиться за счет средств, полученных при его последующей продаже или сдаче в металлолом.

4) Под прочими параметрами технологического оборудования подразумевается совокупность параметров, влияющих на экономические затраты, связанные с эксплуатацией конкретного оборудования, которые не были учтены в предыдущих группах.

К данной группе параметров, в том числе, можно отнести показатели надежности, эргономические, экологические и технологические показатели, которые определяются в ГОСТ 22851-77 «Выбор

номенклатуры показателей качества промышленной продукции. Основные положения» [4].

Показатели надежности характеризуют свойства безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости [4].

Показатели надежности технологического оборудования можно отразить в формуле (2) в эксплуатационных затратах $C_{\text{экспл.об}}$ в виде затрат на эксплуатационные материалы $C_{\text{мат}}^{\text{обсл}}$ и запасные части $C_{\text{зап.ч}}$, используемые при техническом обслуживании и ремонте оборудования в течение срока его эксплуатации.

Показатели стандартизации и унификации элементов конструкции технологического оборудования характеризуют степень использования в конкретном технологическом оборудовании стандартизованных деталей, сборочных единиц, блоков и других составных элементов, а также уровень унификации составных частей оборудования (стандартизованные, унифицированные и оригинальные) [4].

Показатели стандартизации и унификации технологического оборудования следует учитывать в формуле (2) в эксплуатационных затратах $C_{\text{экспл.об}}$ в виде затрат на запасные части $C_{\text{зап.ч}}$, используемые при техническом обслуживании и ремонте оборудования в течение срока его эксплуатации.

Технологические показатели характеризуют свойства оборудования, обуславливающие оптимальное распределение затрат времени, расходных материалов, энергии и средств труда при технической подготовке оборудования к работе и его эксплуатации, а также затрат на обслуживание и ремонт самого оборудования, его обновление и модернизацию и т.п. [4].

Технологические показатели отражаются в формуле (2) в виде трудоемкости единицы работы t , затрат на расходные материалы $C_{\text{мат}}$, применяемые при выполнении работ на данном оборудовании, и затрат на энергию привода оборудования $C_{\text{энерг}}$. Эти показатели должны быть указаны в техническом паспорте оборудования.

Эргономические показатели технологического оборудования характеризуют систему «человек – оборудование» и учитывают комплекс свойств человека, проявляющихся в процессе эксплуатации оборудования [5].

Эргономические показатели технологического оборудования следует учитывать в формуле (2) в количестве воздействий N_i , выполняемых на данном оборудовании за срок полезного использования оборудования. В случае несоответствия технологического оборудования нормативной документации, регламентирующей требования к рабочей среде, в том числе и к системе «человек – оборудование, производственная программа

N_i будет равна нулю и величина удельных затрат на одно воздействие будет неопределенна.

Экологические показатели характеризуют уровень вредных воздействий на окружающую среду, возникающих при эксплуатации технологического оборудования [4].

Экологические показатели можно учитывать в формуле (2) в эксплуатационных затратах $C_{\text{экспл.об}}$ в виде других эксплуатационных затрат, представляющих собой экологические платежи, установленные в соответствии с постановлением Правительства РФ от 12 июня 2003 года № 344 «О нормативах платы за выбросы в атмосферный воздух загрязняющих веществ стационарными и передвижными источниками, сбросы загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные объекты, размещение отходов производства и потребления» [6].

Оптимальность выбора технологического оборудования заключается в выборе оборудования, имеющего оптимальное сочетание нескольких параметров, каждый из которых в отдельности не всегда имеет наилучшее значение. Поэтому при выборе оборудования необходимо учитывать как можно больше параметров, описанных в данной статье. Для их учета предлагается использовать математическую модель полного алгоритма выбора технологического оборудования, описанную ранее.

Различные параметры имеют разную значимость, определяемую по степени влияния параметра на целевую функцию оптимальности выбора технологического оборудования [1].

Определив значимость наиболее часто учитываемых параметров, можно разработать упрощенный алгоритм оптимального выбора оборудования при ограниченном числе известных параметров.

Библиографический список

1. Кисматулин Р. З. Условия оптимальности выбора технологического оборудования для автотранспортных предприятий: Статья / Р. З. Кисматулин. – Омск: 6-я Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов, молодых ученых «Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования», 2011.
2. Портал «Управление производством». Производственная мощность предприятия [Статья]. – Электрон. дан. – М., сор. 2010-2011. – Режим доступа: http://www.up-pro.ru/library/production_management/planning/kak-yvelichit.html/.
3. Бабаев Ю. А., Комиссарова И. П., Крашенинникова М. С. Бухгалтерский учет: Учебник для студентов экономических вузов и специальностей, а также специалистов – теоретиков и практиков бухгалтерского учета работников соответствующих служб предприятий и организаций / Ю. А. Бабаев, И. П. Комиссарова, М. С. Крашенинникова – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2007. – 392 с.
4. ГОСТ 22851-77. Выбор номенклатуры показателей качества промышленной продукции.
5. Проект «Quality Handbook». Эргономические показатели качества продукции [Статья]. – Электрон. дан. – М., сор. 2010. – Режим доступа: <http://qh.siteedit.ru/008>.

6. Постановление Правительства РФ от 12 июня 2003 г. №344 «О нормативах платы за выбросы в атмосферный воздух стационарными и передвижными источниками, сбросы загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные объекты, размещение отходов производства и потребления».

УДК 629.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА ИСПОЛНИТЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

И.П. Залознов, канд. техн. наук, доцент; М.С. Павлов, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Постоянный прогресс в области автомобилестроения, создание технологического оборудования для технического обслуживания подвижного состава автомобильного транспорта, разработка новых подходов к эксплуатации не решают проблему разработки целостной системы технической эксплуатации автомобилей. Техническая эксплуатация автомобилей неразрывна связана с экономической эффективностью использования автотранспортных предприятий.

Большое значение имеет внедрение на автотранспортные предприятия эффективных механизмов оптимизации затрат, поскольку рост прибыли предприятия возможен за счет увеличения дохода или уменьшения затрат.

Одной из наиболее существенных статей затрат на автотранспортном предприятии является затраты на техническое обслуживание (далее -ТО) и ремонт подвижного состава.

Согласно уровням регламентации системы ТО и ремонта автомобилей в РФ и зарубежных странах нет регламентации количества ремонтных рабочих на то или иное техническое воздействие.

Технической документации, излагающей принципы функционирования системы ТО недостаточно, чтобы судить о возможности качественно выполнить определенный объем работ по ТО за минимальное время.

В условиях применения системы планирования и экономического стимулирования Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта (далее – Положение) предусмотрено всемерное развитие инициативы работников автомобильного транспорта по совершенствованию организации технического обслуживания и ремонта.

В связи с тем, что в конструкциях современных автомобилей периодически происходят изменения, а также в связи с непостоянством

условий их эксплуатации Положением предусматривается оперативный учет происходящих изменений. С этой целью в Положение включаются две части.

Первая часть, содержащая основы технического обслуживания и ремонта подвижного состава, определяет систему и техническую политику на автомобильном транспорте.

Вторая часть содержит конкретные нормативы по каждой базовой модели автомобиля и ее модификациям, в названии которой указывается конкретное семейство подвижного состава.

Однако ни в первой, ни во второй части нет регламентации количества ремонтных рабочих на то или иное техническое воздействие. Что не позволяют сформировать оптимальный количественный состав ремонтных рабочих для выполнения технологических процессов ТО автомобиля.

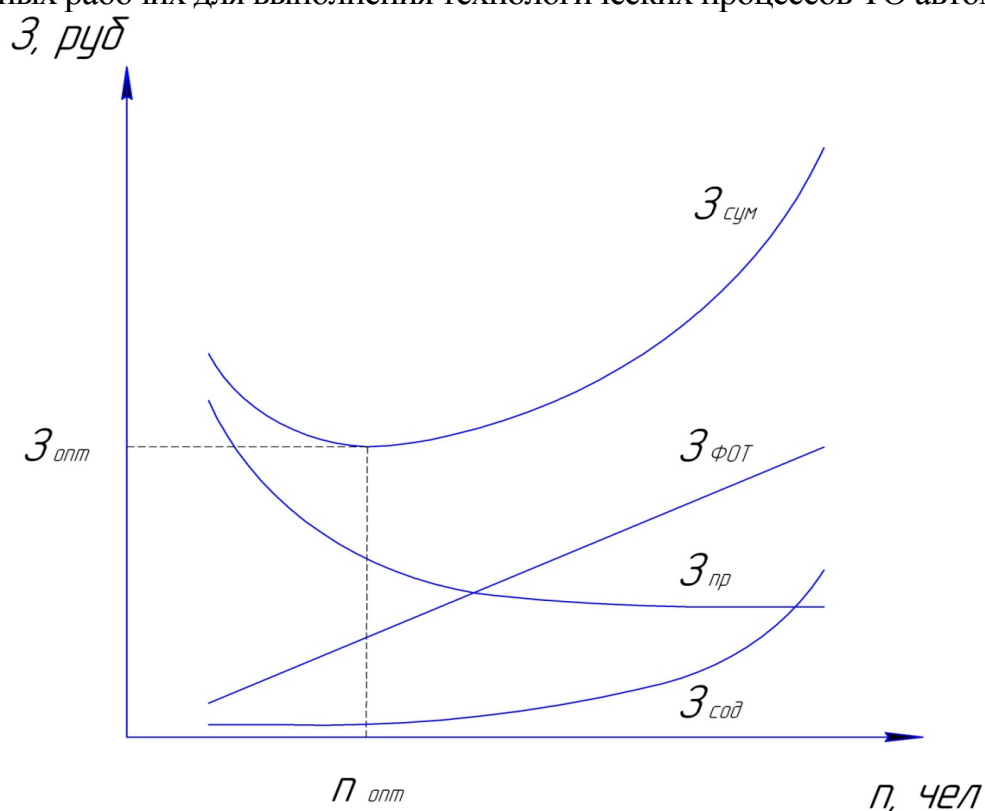


Рисунок 1. Целевая функция суммарных затрат

На основе ранее проведенных исследований выявлены факторы зависящие от количества исполнителей при проведении технического обслуживания и разработана модель зависимостей целевых показателей от количества исполнителей, работающих на посту в зоны ТО. На основе этих результатов разработана модель исследуемой системы.

$$Z_{\text{сум}} = Z_{\text{фот}} + Z_{\text{пр}} + Z_{\text{сод}} \Rightarrow \min,$$

где $З_{фот}$ – фонд оплаты труда ремонтных рабочих зоны ТО;

$З_{пр}$ – затраты от простоя автомобиля в ТО;

$З_{сод}$ – затраты на содержание поста.

Поток заявок на ТО $\lambda_{ТО}$ формируется в зависимости от числа автомобилей в парке A_{cc} интенсивности эксплуатации автомобилей $L_{мес}$ и периодичности обслуживания $l_{ТО}$ (рисунок 2).

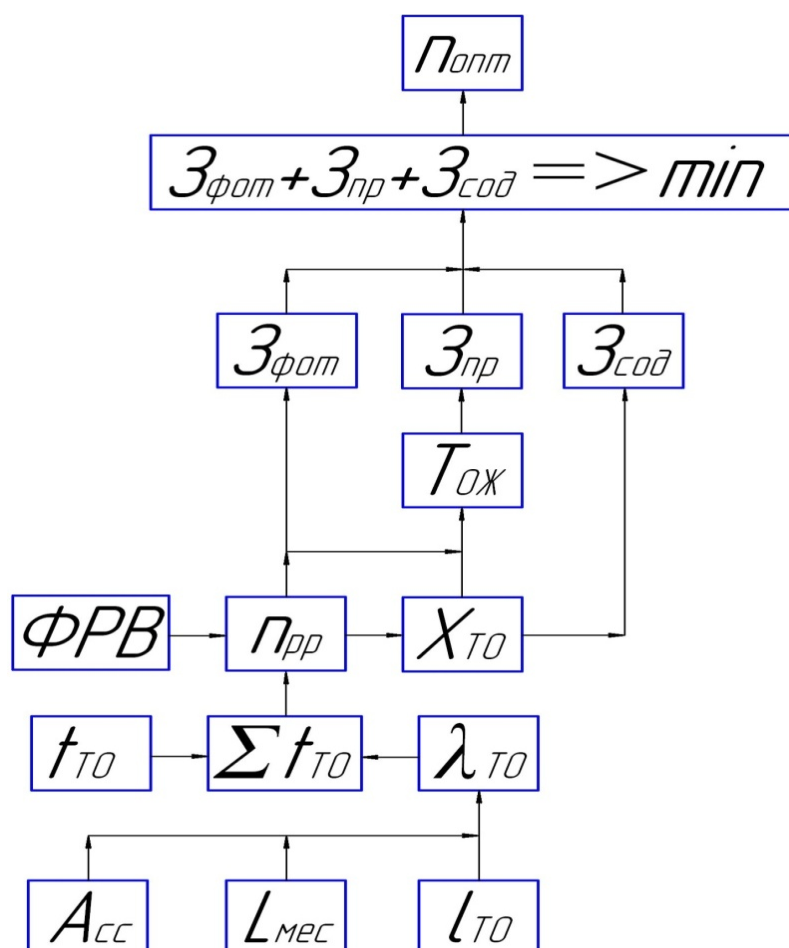


Рисунок 2. Блок-схема математической модели зависимостей целевых показателей от количества исполнителей

Учитывая трудоемкость каждого обслуживания $t_{ТО}$, формируется трудоемкость работ $\Sigma t_{ТО}$, которая варьируется в течение рассматриваемого периода. Фонд рабочего времени (ФРВ) и суммарной трудоемкости работ определяют необходимое количество рабочих в зоне $n_{пр}$. Количество рабочих, в свою очередь, определяют необходимое количество постов $X_{ТО}$. От количества постов и ремонтных рабочих зависят время в ожидании обслуживания $T_{ож}$, а также затраты на содержание поста $З_{сод}$ и оплаты труда ремонтным рабочим $З_{фот}$. Время в ожидании обслуживания влияет на затраты от простоя в ТО. Минимум суммарных затрат

$Z_{\text{сум}} = Z_{\text{фот}} + Z_{\text{пр}} + Z_{\text{сод}} \Rightarrow mп$ определяет оптимальное количество ремонтных рабочих для проведения ТО подвижному составу $n_{\text{опт}}$.

Исследования влияния количества ремонтных рабочих на время выполнения технологических процессов ТО-1 проводились на предприятии УМиТ-5 г. Сургута. Эксперимент проводился в зоне ТО-1, испытуемые автомобили УРАЛ-4320. Для снижения влияния индивидуальных особенностей исполнителей, определялось время выполнения операций ТО-1 исполнителями трех различных бригад. Объем выполняемых технологических процессов ТО-1 сохранялся неизменным, а количество исполнителей в бригаде изменялось от 2 до 7 человек. Все исполнители имели одинаковый квалификационный уровень – слесарь 3 разряда.

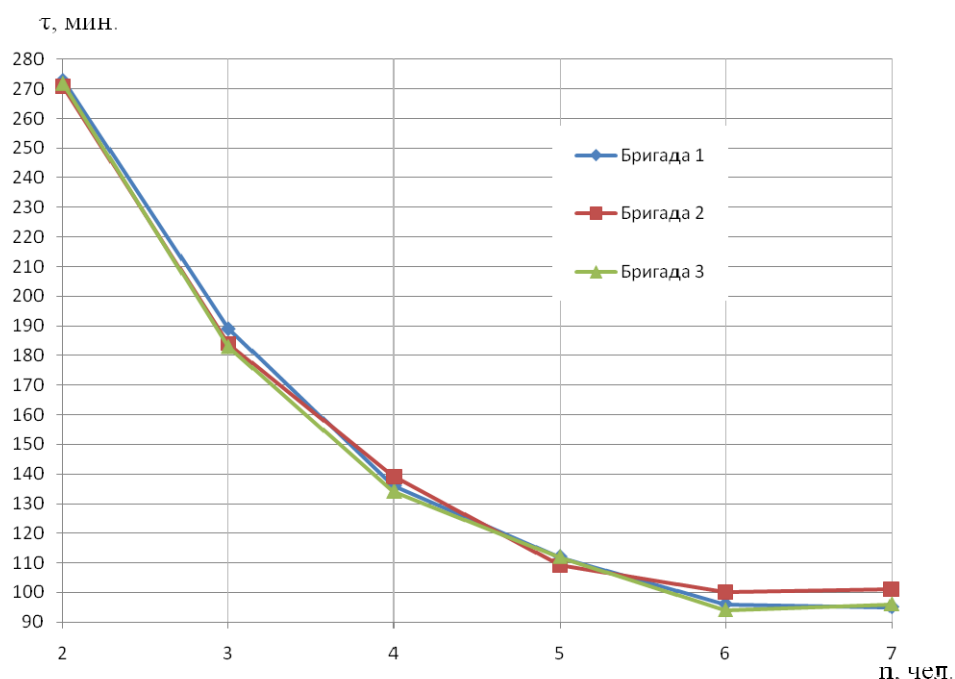


Рисунок 3. Изменение времени проведения ТО одного автомобиля в зависимости от числа ремонтных рабочих на посту для различных бригад на предприятии УМиТ-5

В современных рыночных условиях автомобильная техника, находящаяся в простое снижает объем прибыли предприятия. На рисунке 4 показаны значения затрат, приведенных к одному обслуживанию ТО-1 в зависимости от количества исполнителей в бригаде.

Экспериментальные исследования выявили взаимосвязь между временем проведения ТО и числом рабочих на посту, а также и влияния затрат на одно ТО в зависимости от количества рабочих на посту зоны ТО предприятия УМиТ-5. Время выполнения заданного объема работ ТО зависит от количества исполнителей и практически не зависит от

индивидуальных особенностей исполнителей в пределах одного квалификационного уровня.

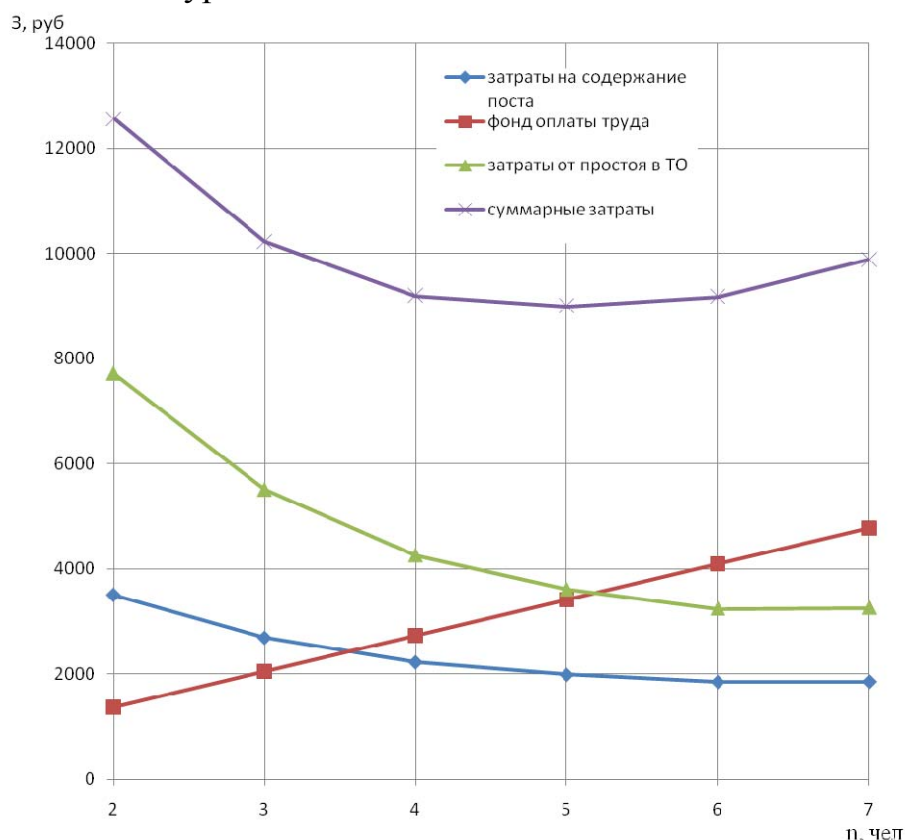


Рисунок 4. Изменение затрат на одно ТО-1 в зависимости от количества ремонтных рабочих работающих на посту зоны ТО на предприятии УМиТ-5

В результате исследования выявлены факторы зависящие от количества исполнителей при проведении технического обслуживания и разработана модель зависимостей целевых показателей от количества исполнителей, работающих на посту в зоне ТО.

В результате на одном посту зоны ТО предприятия УМиТ-5 при выполнении ТО-1 автомобилей УРАЛ-4320 целесообразно использовать от 4 до 6 ремонтных рабочих. Это позволяет значительно снизить суммарные затраты на ТО автомобилей. Оптимальным с точки зрения затрат на ТО является применение труда 5 ремонтных рабочих одновременно работающих на посту зоны ТО.

Библиографический список

1. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство "За рулем", 2000. – 896 с.
2. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
3. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава. Министерство автомобильного транспорта РСФСР. - М.: Транспорт, 1988.-78 с.

АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ МЕТОДОВ УТЕПЛЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПУСКА- ПРОГРЕВА ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

И.П. Залознов, канд. техн. наук, доцент;

В.А. Лисин, канд. техн. наук, доцент;

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При эксплуатации автомобилей в условиях низких отрицательных температур возрастает вероятность отказа автомобиля вследствие снижения пусковых свойств двигателя. Одними из наиболее распространенных способов поддержания автомобиля в работоспособном состоянии при хранении в условиях низких отрицательных температур является применения утепления моторного отсека и применение систем автоматического пуска-прогрева двигателя. Такой функцией оснащены многие охранные системы, поэтому, капитальные затраты на внедрение такой системы чаще всего незначительны и доступны большинству владельцев автомобилей. Однако, как показывает практика, система автоматического пуска-прогрева не всегда оказывается эффективной. В случае более частого запуска двигателя безотказность сохраняется, однако значительно возрастают затраты на топливо. Кроме того, при работе двигателя на холостом ходу в выпускной системе образуется лед, который может полностью перекрыть сечение выпускной системы, что приведет к отказу двигателя. В случае увеличения периодичности запуска двигателя для прогрева возрастает вероятность отказа вследствие неуспешного пуска двигателя. Поэтому актуальным является вопрос применимости различных методов поддержания автомобиля в работоспособном состоянии в условиях низких отрицательных температур.

Работами в области приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации при низких отрицательных температурах занимались Резник Л.Г., Тюлькин В.А., Эртман С.А. и другие. Был предложен комплексный показатель приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации при низких отрицательных температурах и доказано, что температура охлаждающей жидкости представляет собой характерную температуру двигателя, и может быть использована в качестве представительной температуры двигателя в целом [3].

Однако, при хранении автомобиля на открытом воздухе, актуальным вопросом является определение допустимой температуры двигателя, при которой с одной стороны будет обеспечиваться надежный запуск

двигателя, а с другой стороны, время между запусками будет максимальным.

Для определения температуры надежного пуска двигателя с интервалом в 10°C был проведен экспертный опрос в городах Омск и Сургут. Результаты показали, что большинство экспертов оценивают предельную температуру, после которой вероятность успешного пуска двигателя снижается, в диапазоне от -10°C до -20°C . Так как большинство распространенных систем автоматического пуска-прогрева позволяют запрограммировать температуру, при достижении которой осуществляется запуск двигателя с диапазоном в 10°C , то для надежного пуска двигателя следует запрограммировать температуру запуска -10°C .

Следующим актуальным вопросом является определение времени прогрева двигателя автомобиля после пуска, так как оно задается при программировании системы автоматического пуска-прогрева. В зависимости от этого времени мы получим различную конечную температуру двигателя и соответственно время остывания двигателя до температуры, при которой выполняется запуск двигателя. Также интересен вопрос влияния на время остывания двигателя наличия утепляющих материалов в моторном отсеке.

Как известно, зависимость температуры остывания тела от времени хорошо описывается экспоненциальной зависимостью:

$$T(t) = (T_n - T_e) \cdot e^{-\frac{t}{k}} + T_e, \quad (1)$$

где T_n - температура двигателя начальная, $^{\circ}\text{C}$;

T_e - температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

k - параметр, учитывающий скорость изменения температуры, мин.

Параметр k учитывает скорость изменения температуры и зависит от количества накопленного тепла (масса двигателя, агрегатов, охлаждающей жидкости и т.п.) и силы ветра. Так как в заданных условиях запуск двигателя будет происходить по заданной температуре охлаждающей жидкости, то при наличии ветра будет изменяться только время охлаждения двигателя. Так как в нашем случае наиболее важным является сохранение надежного запуска двигателя, то в дальнейшем влияние скорости ветра учитывать не будем. Тогда параметр k позволит нам оценить приспособленность конкретного автомобиля к сохранению температуры двигателя, так как этот параметр влияет на скорость остывания двигателя и не зависит от температур самого двигателя и окружающей среды. Данный показатель (k), в нашем случае, важнее "параметра адаптивности", предложенного С.А. Эртманом, так как "параметр адаптивности" учитывает не только время охлаждения, но и

время прогрева, соответственно на значение "параметра адаптивности" оказывает влияние энергоэффективность двигателя, а нам необходимо оценить влияние утепления на время охлаждения двигателя.

Для определения параметра k были проведены экспериментальные исследования, на автомобиле Subaru-Legacy 2,0. Проводилась фиксация температуры двигателя по показаниям датчика температуры охлаждающей жидкости ЭСУД с использованием электронно-вычислительного комплекса с программой Scanmatic. В результате получены значения коэффициента k для автомобиля с теплоизоляцией ($k=168$) и для автомобиля без теплоизоляции ($k=158$). Результаты экспериментальных исследований и соответствующие аппроксимирующие кривые приведены на рисунке 1.

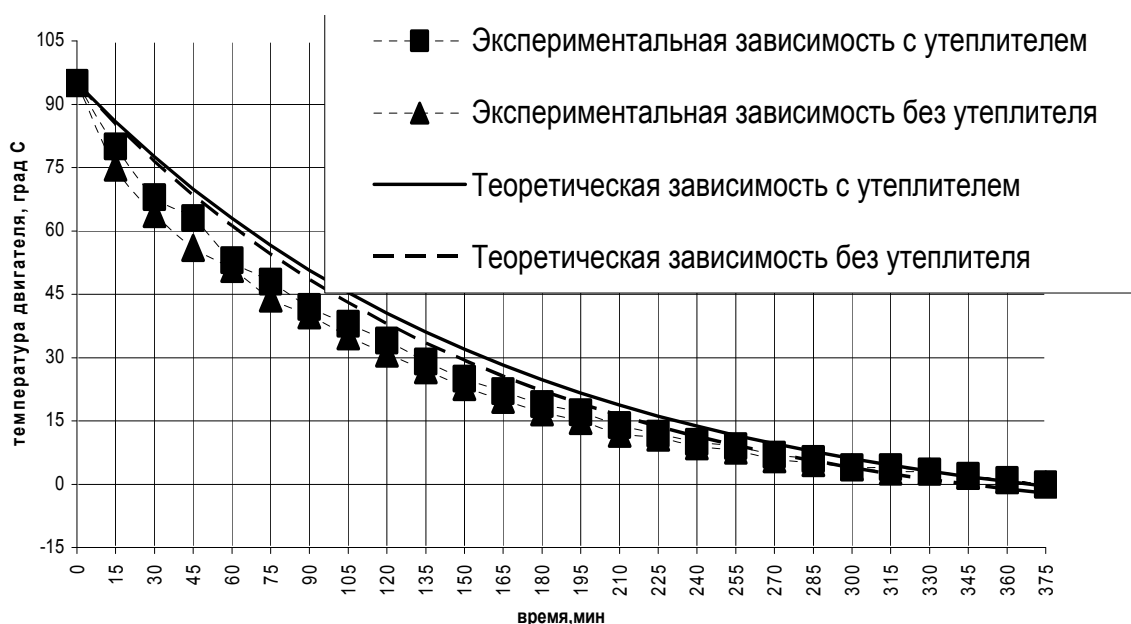


Рисунок 1. Результаты экспериментального определения температуры остывания двигателя автомобиля Subaru-Legacy 2,0 и аппроксимирующие кривые

Таким образом, можно сделать вывод, что теплоизоляция капота войлоком, толщиной 1 см не оказывает существенного влияния на скорость охлаждения двигателя данного автомобиля. Таким образом, в дальнейших расчетах будем предполагать, что автомобиль используется без дополнительного утепления.

Далее требуется определить время прогрева двигателя. Система автоматического пуска-прогрева дает возможность установить следующие значения времени прогрева двигателя: 10, 20, 30 минут и бессечно.

Экспериментально получены данные температуры охлаждающей жидкости двигателя от времени прогрева при температурах окружающего воздуха -15°C и -30°C . Результаты приведены на рисунке 2.

Как видно из рисунка 2, время прогрева до заданной температуры мало зависит от температуры окружающей среды, разница времени прогрева при температурах окружающего воздуха -15°C и -30°C не превышает 2,5 минут, также видно, что работа двигателя более 20 минут практически не приводит к увеличению температуры двигателя и может быть рекомендована к использованию при температурах окружающего воздуха ниже -30°C . Однако при этом значительно возрастает количество льда в выпускной системе, что может привести к отказу двигателя.

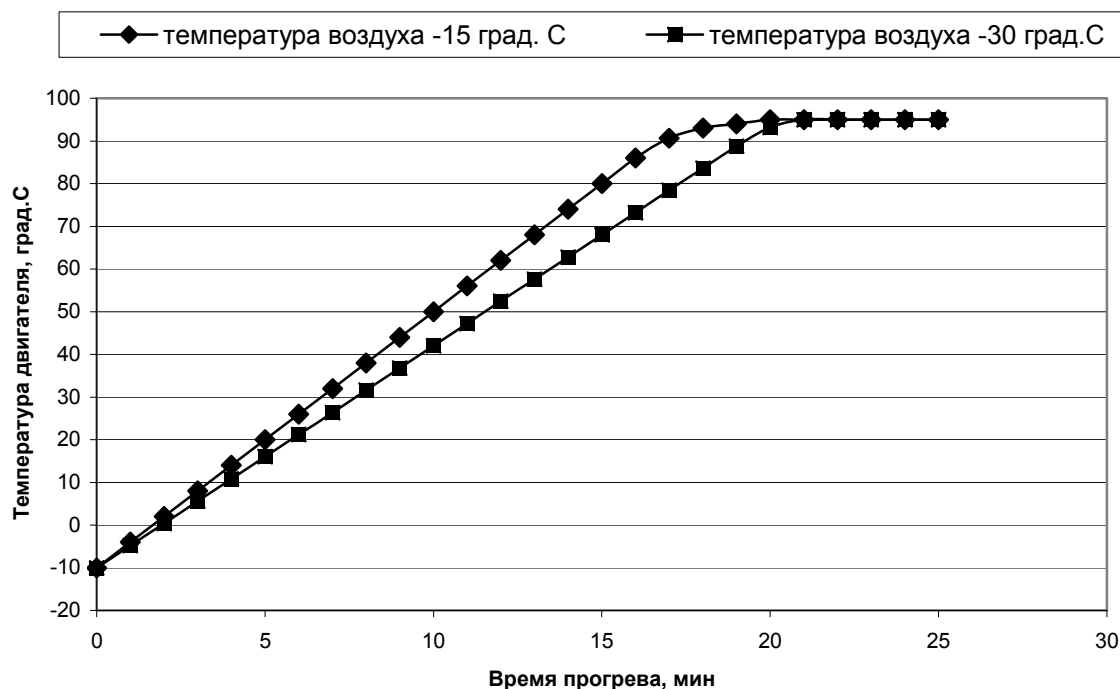


Рисунок 2. Зависимость температуры двигателя от времени прогрева

Определим оценочные характеристики различных вариантов работы автоматической системы пуска прогрева в зависимости от времени прогрева двигателя для температур окружающего воздуха -15°C и -30°C . Результаты расчетов сведены в таблицу 1.

Также, при работе автоматической системы пуска-прогрева необходимо учитывать увеличение нагрузки на аккумуляторную батарею. Процессы разрядки и зарядки аккумуляторной батареи должны находиться в балансе, в противном случае аккумуляторная батарея будет постепенно разряжаться, что приведет к отказу. Поэтому работа двигателя менее 10 минут может привести к недозаряду аккумуляторной батареи после запуска двигателя. Для аккумуляторных батарей со значительным сроком службы рекомендуется режим прогрева в течение 20 минут, что позволит снизить количество запусков двигателя для прогрева и в большей степени восстановить энергию аккумуляторной батареи.

С точки зрения снижения времени работы двигателя на холостом ходу (для снижения количества льда в выпускной системе) рекомендуется использовать режим прогрева двигателя в течение 10 минут. С точки зрения уменьшения количества запусков двигателя можно рекомендовать режим прогрева двигателя в течение 20 минут.

Таблица 1

Исходные и расчетные данные эксплуатационных характеристик различных режимов работы системы автоматического пуска-прогрева

№ п/п	Наименование параметра	Температура окружающего воздуха -15 ⁰ С		Температура окружающего воздуха -30 ⁰ С	
1	Время прогрева двигателя, мин	10	20	10	20
2	Параметр k, мин	158	158	158	158
3	Начальная температура двигателя, град. С	50	95	42	93
4	Конечная температура двигателя, град. С	-10	-10	-10	-10
5	Температура окружающего воздуха, град. С	-15	-15	-30	-30
6	Время остывания, мин	404	487	202	286
7	Удельное время остывания	40,4	24,3	20,1	14,3
8	Время одного цикла (прогрев-остывание), мин	414	507	212	306
9	Число циклов в сутки	3,48	2,84	6,80	4,70
10	Время прогрева в сутки суммарное, мин	34,8	56,8	68,0	94,0
11	Средний расход топлива в течение прогрева, л/час	2	1,5	2	1,5
12	Расход топлива на прогрев за сутки, л	1,16	1,42	2,27	2,35

В общем случае анализ применимости методов утепления и использования систем автоматического пуска-прогрева двигателя при эксплуатации автомобиля в условиях низких температур показал, что выбор рациональных режимов работы автоматической системы пуска-прогрева двигателя позволит повысить эффективность эксплуатации автомобиля. Эффективность применения теплоизолирующих материалов для использования в моторном отсеке, в большей степени зависит от интенсивности воздухообмена между моторным отсеком и окружающей средой. Локальное применение только утеплителя капота, с точки зрения сохранения тепла двигателя, неэффективно.

Библиографический список

1. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство "За рулем", 2000. – 896 с.

2. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
3. Приспособленность автомобилей к зимним условиям эксплуатации по температурному режиму двигателей / С.А. Эртман. - автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук - Тюмень: Изд-во "Нефтегазовый университет", 2004. -19 с.

УДК 005:656.01

К ВОПРОСУ ОБ ОРГАНИЗАЦИИ ОБМЕННЫХ ПУНКТОВ АККУМУЛЯТОРОВ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

В.Н. Иванов, д-р техн. наук, профессор; Г.К. Салихова, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

На данном этапе социально-экономического развития общества одной из важнейших проблем является снижение негативного влияния транспорта на окружающую среду. С целью снижения этого влияния предлагается множество решений, одним из них служит применение и внедрение в массовую эксплуатацию электромобилей. На сегодняшний день это так же является перспективным направлением развития транспортной промышленности, так как именно в электромобиле сочетаются экологичность и экономичность эксплуатации. Но сервис этой отрасли, в частности заправка аккумуляторных батарей (АКБ), не развит. Это ведет к неудобству использования электромобилей для потребителя. Именно неудобство эксплуатации препятствует их массовому внедрению. Крупнейшие мировые автопроизводители ведут активные разработки в области конструкции как самих электромобилей, так и аккумуляторных батарей для них. Все проекты держатся в строжайшей тайне, так как очевидно, что огромное преимущество на новом рынке получит тот, кто сможет первым внедрить систему сервиса электромобилей.

Анализ опубликованных научных трудов, посвященных электромобилям и их обслуживанию, показал, что в основном работы посвящены совершенствованию конструкции электромобилей, недостаточно освещен вопрос, связанный с сервисным сопровождением электромобилей, в частности организацией зарядки АКБ. В настоящее время сети заправочных станций уже созданы в таких странах как Германия, Израиль, Великобритания, Австралия и др., но все они выглядят как стационарный пункт зарядки в виде «розетки на улице». Такой вид сервиса несовершенен и неудобен для потребителя, так как требует больших затрат времени на зарядку транспортного средства. Поэтому альтернативой является система заправки АКБ как сеть заправочных пунктов обмена АКБ, которые будут проводить замену разряженных АКБ

на заряженные. Преимуществом является быстрота обслуживания, ценовая доступность эксплуатации и приобретения электромобилей. В Израиле уже интенсивно идет разработка такой сети заправочных пунктов для электромобилей. Марк Джонсон, Джош Саскевич выпустили такую статью под названием «Зеленая экономика как система»: «Все сложности, связанные с внедрением чистых технологий, можно свести к одной основной ошибке: внимание уделяется частям, а не целому... Любая технологическая новинка может выжить при одном условии если за ней стоит сложная, разветвленная система, все колесики которой связаны друг с другом каким-то особым образом» [1]. В этой статье говорится, что не нужно приспосабливать новый вид продукта под уже существующие системы, а надо создавать новые слаженно функционирующие системы сервиса, тогда данный продукт будет удобен потребителю и войдет в массовое потребление.

Приблизительно такая система могла бы выглядеть так: потребителем приобретается электромобиль без учета цены зарядного устройства (это значительно сократит стоимость электромобиля и повысит его конкурентоспособность перед автомобилями), электромобили не зависимо от типа конструкции и грузоподъемности оснащены одним видом АКБ, которые состоят из нескольких блоков. Количество блоков зависит от грузоподъемности транспортного средства. Блоки АКБ можно менять независимо друг от друга. Панель приборов в электромобиле показывает уровень зарядки каждого АКБ. По всей протяженности дороги через определенное расстояние расположены пункты обмена АКБ. Транспортное средство подъезжает к специально оборудованному месту обслуживания обменного пункта, из выдвижной ячейки, где хранятся АКБ, извлекаются блоки, которые специальным оборудованием транспортируются на склад, и устанавливаются новые.

Для определения параметров эффективного функционирования такой системы необходимо создать математическую модель оптимального размещения обменных пунктов. Так же необходимо обосновать закономерности взаимного влияния параметров данной системы друг на друга. К таким параметрам можно отнести влияние интенсивности потока транспортных средств на производительность зарядных устройств, площадь обменного пункта, количество заряженных АКБ; зависимость прибыли обменного пункта от его удаленности от соседнего пункта. Для создания математической модели требуется взаимосвязь таких параметров как интенсивность потока, параметры складов, производительность и количество зарядных устройств, запас хода электромобиля, расстояние между соседними обменными пунктами.

Существует методика обоснования рационального размещения автозаправочных станций, разработанная для города Санкт-Петербург [2].

Основным показателем в данной методике служит интенсивность потока транспортных средств. Основываясь на этой методике и адаптируя ее для расчета параметров заправочных пунктов, необходимо добавить еще такие показатели как средний запас хода электромобиля, который зависит от вида АКБ, влияние расстояния между пунктами обмена на их рентабельность. По данной методике потенциальная рентабельность должна составлять не менее 10 %. Таким образом, для того чтобы определить оптимальное количество обменных пунктов и расстояние между ними необходимо минимизировать затраты на их организацию. В состав затрат на строительство заправочных пунктов планируется ввести затраты на строительство, затраты на приобретение АКБ, зарядных устройств, других вспомогательных материалов, затраты производственные, оплата труда персоналу. Функция в первоначальном виде будет выглядеть примерно так:

$$(C + C_{АКБ} + C_{з/у} + C_{перс.} + C_{эл/эн}) * X \rightarrow \min,$$

где C – затраты на строительство одного заправочного пункта, руб.;
 $C_{АКБ}$ – затраты на приобретение АКБ, руб.;
 $C_{з/у}$ – затраты на приобретение зарядных устройств для АКБ, руб.;
 $C_{перс.}$ – затраты на содержание персонала заправочного пункта, руб.;
 $C_{эл/эн}$ – производственные затраты, руб.;
 X – количество заправочных пунктов, шт.

Для формирования математической модели необходимо определить взаимосвязь показателей таких как: количество АКБ, установленных в одном электромобиле, запас хода электромобиля, способ разрядки АКБ, производительность зарядных устройств для АКБ, интенсивность потока транспортных средств, уровень разрядки АКБ, способ ценообразования на услуги заправочного пункта, и т.д. В связи с большим разнообразием видов АКБ в ходе оптимизации будет дана характеристика АКБ, удобных для применения их на электромобиле. В качестве критерия для определения эффективности функционирования системы обменных пунктов аккумуляторов можно использовать общий суммарный доход. А для определения рационального расстояния между обменными пунктами можно использовать показатель их рентабельности, который должен составлять не менее 10 %.

Библиографический список

1. Марк Джонсон, Джош Саскевич «Зеленая экономика как система», «Harvard Business Review — Россия», Январь — февраль 2010 г.
2. Гальчук В.Я., Шиманский Б.В., Литвин Ю.Ю., Барсуков Д.П. Методика «Обоснование рационального размещения автозаправочных станций в Санкт-Петербурге», Санкт – Петербург, 2003 г.

ПОВЫШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОБАЛЛОННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ ГОДА ПУТЕМ СТАБИЛИЗАЦИИ ДАВЛЕНИЯ СУГ В БАЛЛОНЕ

Н.Г. Певнев, д-р техн. наук, профессор; М.В. Банкет, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В настоящее время 18 – 20 млн. т сжиженного пропан-бутана в год используется в мире в качестве топлива для автотранспорта [1]. Перевод автотранспортных средств на альтернативные виды моторного топлива позволяет не только улучшить экологическую обстановку, но и экономить финансовые средства государственных и коммерческих организаций [1].

В настоящее время современные автомобили оснащены инжекторной системой питания. Исследование работы системы впрыска газа в условиях эксплуатации ГБА в городе Омске позволили установить причины отказов. Большинство отказов происходит из-за снижения давления в газовом баллоне, которое обусловлено следующими факторами:

- 1) заправка на АГЗС газовым топливом, не соответствующим сезону и требованием ГОСТ Р 52087-2003;
- 2) резкое понижение температуры окружающего воздуха в зимнее время.

При подаче СУГ через газовые форсунки для обеспечения бесперебойной работы и по требованию ГОСТ Р 52087-2003 необходимо обеспечить избыточное давление насыщенных паров газа от 0,1 до 0,15 МПа в интервале температур от +35 до -30 °С.

Учитывая продолжительность зимнего периода в условиях Сибири, использование СУГ становится проблематичным в течение 5-6 месяцев, в этом случае происходит увеличение эксплуатационных затрат на топливо в результате использования дорогостоящего бензина.

Для решения возникшей проблемы необходимо стабилизировать давление в баллоне за счет подогрева жидкой фазы СУГ.

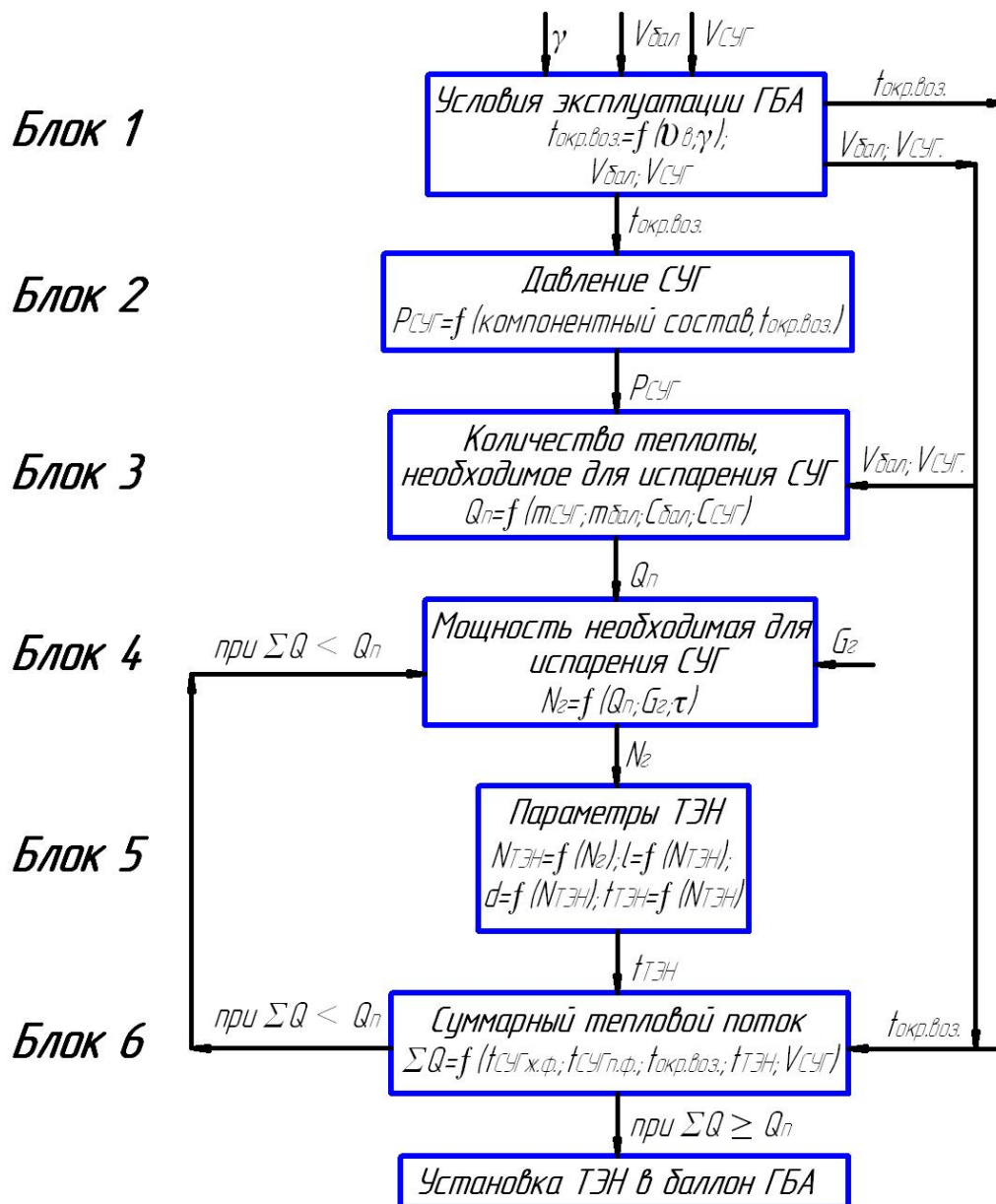


Рисунок 1. Математическая модель для расчета необходимого количества тепла, требуемого для стабилизации давления в газовом баллоне:

γ – место расположения баллона; $V_{СУГ}$ – объем СУГ в баллоне, $V_{бал}$ – объем баллона; $t_{окр.воз.}$ – температура окружающего воздуха; v – скорость ветра; $P_{СУГ}$ – давление насыщенных паров СУГ в баллоне; Q_n – общее количество теплоты, необходимое для испарения СУГ; $m_{СУГ}$ – масса СУГ в баллоне; $m_{бал}$ – масса баллона; $C_{СУГ}$ – массовая теплоемкость жидкой фазы СУГ; $C_{бал}$ – массовая теплоемкость материала баллона; N_2 – мощность, необходимая для испарения газа; G_2 – мгновенный расход СУГ, τ – время необходимое для стабилизации давления СУГ в баллоне; $N_{ТЭН}$ – мощность ТЭН, ΣQ – суммарный тепловой поток; $t_{СУГж.ф.}$ – температура жидкой фазы СУГ; $t_{СУГп.ф.}$ – температура паровой фазы СУГ; $t_{ТЭН}$ – температура ТЭН

Проведя анализ устройств, применяемых для поддержания давления СУГ в системе ЖКХ и на автомобильном транспорте,

выявлено, что наиболее подходящим для подогрева жидкой фазы газа является трубчатый электронагреватель (ТЭН) [2].

Для автомобильного баллона при различных условиях эксплуатации ГБА нужно определить количество тепла необходимого для стабилизации давления СУГ Q_n и этим руководствоваться при выборе ТЭН.

Блок схема математической модели для расчета необходимого количества тепла, требуемого для стабилизации давления в газовом баллоне, представлена на рисунке 1.

Для уменьшения воздействия температуры окружающего воздуха на температуру СУГ и на давление насыщенных паров газа в газовом баллоне предлагается произвести регулирование процесса теплообмена за счет подогрева жидкой фазы газа и теплоизоляции автомобильного газового баллона [3].

Для проверки теоретических расчетов был произведен эксперимент. Для проведения эксперимента подготовлена экспериментальная установка (рисунок 2). Задачей, эксперимента являлось оценить работоспособность предложенной системы подогрева СУГ и сходимость расчетных показателей количества тепла для стабилизации давления СУГ в баллоне с фактическими.



Рисунок 2. Общий вид экспериментальной установки

Методика проведения, техническое обеспечение эксперимента и принцип работы экспериментальной установки изложены в выполненных и опубликованных ранее работах [4,5].

В экспериментальной установке использовался ТЭН с потребляемой мощностью – 0,8 кВт. Мощность ТЭН выбрана по результатам расчетов с использованием математической модели.

В результате выполненных экспериментов были получены данные об изменении давления насыщенных паров СУГ и работоспособности

устройства стабилизации давления СУГ в баллоне. Кроме того были проведены дополнительные испытания с применением теплоизоляции. В качестве теплоизоляции использовался войлок шерстяной, крепление войлока к корпусу газового баллона осуществляется при помощи брезента.

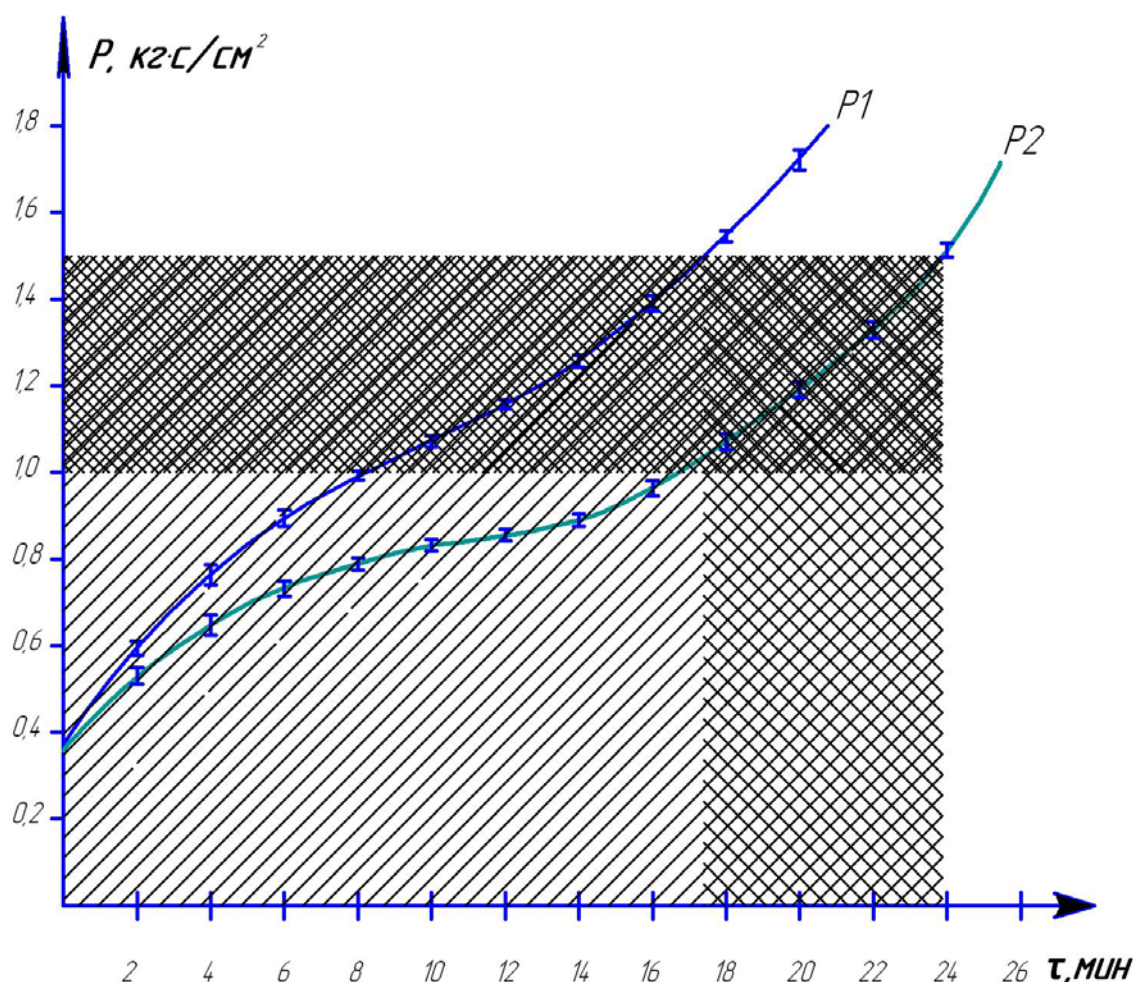


Рисунок 3. Изменение давления насыщенных паров СУГ, в зависимости от времени работы ТЭН: P1 - кривая давления с применением теплоизоляции МПа, P2 - кривая давления без теплоизоляцией, МПа

Математическая обработка экспериментальных данных проводилась по методике [6] при $\alpha=0,90$ и $n=5$. Значение α соответствует требованиям к инженерным испытаниям. Значение критерия Стьюдента определялось по таблице из источника [6]. Расчет величины доверительных интервалов проводился по методике, приведенной там же.

Как показал эксперимент, при выбранной мощности ТЭН давление СУГ в баллоне стабилизируется до заданной величины 0,15 МПа за 17 мин при применении теплоизоляции и за 24 минуты без ее применения.

Эффективность эксплуатации ГБА при использовании устройства для подогрева СУГ оценивалась зависимостью:

$$\Theta = 1 - \frac{t}{\tau}, \quad (1)$$

где τ - время работы ГБА в условиях города Омска на СУГ с устройством стабилизации давления газа в баллоне за год, час.

t - время работы ГБА в условиях города Омска на СУГ за год, час.

$$\Theta = 1 - \frac{2135}{2745} = 0,22.$$

В результате применения устройства для стабилизации давления СУГ в баллоне эффективность эксплуатации ГБА на СУГ возросла на 24 %.

По результатам проведения теоретических и экспериментальных исследований установлено:

1. Разработанное устройство для стабилизации давления СУГ в баллоне позволяет обеспечить давление насыщенных паров газа при различных температурах окружающего воздуха в зимнее время.

2. Проведенный эксперимент подтверждает правильность выполненных теоретических расчетов.

3. Эффективность эксплуатации ГБА в зимнее время года при использовании разработанного устройства увеличилась на 24 %.

Библиографический список

1. *Конторович А.Э., Коржубаев А.Г.* Прогноз развития нефтегазового комплекса России и экспорта нефти, нефтепродуктов и газа на новые рынки АТР. Инновации. Технологии. Решения. - 2006. - Сентябрь. - 8-12 с.
2. *Певнев Н.Г. Банкет М.В.* К выбору испарителя жидкой фазы сжиженного нефтяного газа в автомобильном баллоне при отрицательных температурах окружающего воздуха. Вестник СиБАДИ: Научный рецензируемый журнал. – Омск: СиБАДИ. - №1(11). - 2009. - 5-9 с.
3. *Певнев Н.Г. Гурдин В.И. Банкет М.В.* Регулирование теплообмена в газовом баллоне при эксплуатации ГБА в зимнее время. Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. – М.: - №5 (17) 2010. 12-15 с.
4. *Певнев Н.Г. Банкет М.В.* Повышение эксплуатационной надежности газобаллонных автомобилей при низких температурах окружающего воздуха. Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. – М.: - №5 (10) 2009. 20-23 с.
5. *Певнев Н.Г. Банкет М.В.* Методика проведения и техническое обеспечение эксперимента по поддержанию заданного давления СУГ в автомобильном баллоне. Материалы 63-й научно-технической конференции ГОУ СиБАДИ. - Омск: СиБАДИ, 2009. 72-75 с.
6. *Белов А.А.* Теория вероятностей и математическая статистика / А.А. Белов, Б.А. Баллод, Н.Н. Елизарова. – М.: Феникс, 2008. - 318 с.

ХИМИЧЕСКАЯ СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА МОЙКИ АВТОМОБИЛЯ

Н.Г. Певнев, д-р техн. наук, профессор; Р.В. Малкова, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Моющее действие обусловлено способностью моющих веществ адсорбироваться на поверхностях воды и твердых тел, повышать их смачиваемость, образовывать пену и устойчивые взвеси частиц в воде. Как известно, загрязнения представляют собой смесь твердых частиц (пыли, сажи, соли и др.) и жировых, а также потовых пленок, прилипших к поверхности тканей и других предметов. Чтобы удалить загрязнения необходимо:

- отделить загрязнение от очищаемой поверхности;
- перевести грязевые частицы в моющий раствор;
- удержать их в моющем растворе до его смены и устранить возможность повторного осаждения на очищаемую поверхность.

Трудность удаления загрязнений водой связано с гидрофобностью поверхности грязевых частиц. Чтобы отделить (оторвать) загрязнение, моющая жидкость должна обладать хорошей смачиваемой способностью (содержать мыло или другое поверхностно-активное моющее средство). Моющая жидкость легко проникает в поры тканей и других материалов, в трещинки грязевых частиц, а также между загрязнениями и отмываемой поверхностью. Частицы грязи набухают, дробятся, обволакиваются пленкой мыла, при этом уменьшается сцепление частиц грязи между собой и очищаемой поверхностью (рисунок 1). При небольшом механическом воздействии частицы загрязнений легко отделяются и переходят в раствор, где находятся во взвешенном состоянии.

В процессе отрыва загрязнений от очищаемой поверхности происходит одновременно их измельчение, эмульгирование (перевод жировой части загрязнения в раствор) и суспензирование (распределение твердых частиц загрязнений в моющем растворе).

Пена способствует механическому уносу загрязнений. При взбалтывании моющего раствора частицы загрязнений, покрытые мыльной пленкой, прилипают к пленкам пузырьков и вместе с ними всплывают, сталкиваясь в пене.

Таким образом, моющий раствор хорошо смачивает загрязнение, облегчая их набухание, измельчение и перевод во взвешенное состояние в раствор. Механическое воздействие, повышенная температура и пена облегчают осуществление моющего процесса.

Воздух

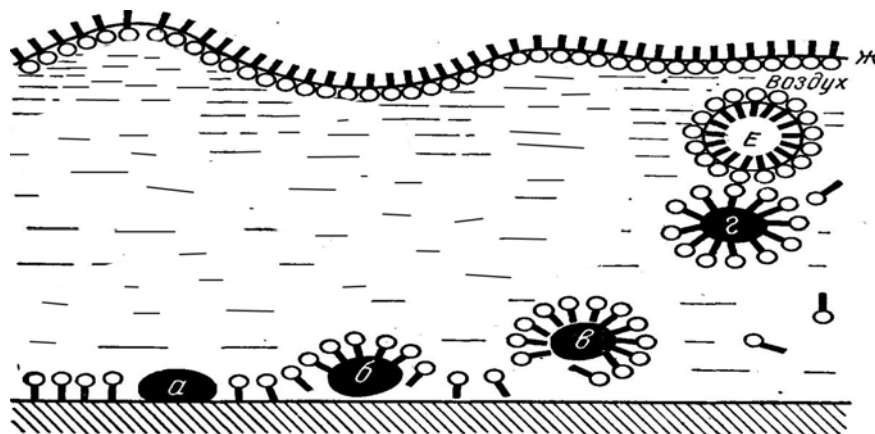


Рисунок 1. Схематическое изображение моющего процесса:

- а — грязевая частица на отмываемой поверхности;
- б — адсорбция моющего вещества на частице грязи;
- в — отрыв частицы грязи от отмываемой поверхности;
- г — частица грязи в моющем растворе;
- Е — слипшиеся пузырьки пены и частицы грязи;
- ж — адсорбционный слой моющего раствора на границе раздела воздух — вода

Действие моющих средств заключается в удалении жидких и твердых загрязнений с поверхности и перемещение их в моющий раствор в виде растворов или дисперсий. Моющее действие выражается в сложных процессах взаимодействия загрязнений, моющих средств и поверхностей. Главные качества, обуславливающие качество моющего действия моющего средства, — смачивание, пенообразование и стабилизация. Данные свойства тесно связаны с поверхностным натяжением и поверхностной активностью моющих средств.

Поверхностное натяжение и поверхностная активность формируются потому, что силы притяжения молекул поверхностного слоя молекулами нижних слоев не уравниваются притяжением молекул воздуха, которые граничат с жидкостью. Исходя из этого, молекулы стараются втянуться внутрь жидкости, из-за чего поверхность жидкости стремится к уменьшению. Силы, стремящиеся уменьшить поверхность, получили название сил поверхностного натяжения. Их измеряют работой, которую нужно совершить жидкостью для удаления загрязнения 1 см^2 с поверхности. Произведение поверхностного натяжения на площадь поверхности называют свободной поверхностной энергией. Способность веществ снижать свободную поверхностную энергию определяется поверхностной активностью. Вещества, уменьшающие поверхностное натяжение раствора, получили название поверхностно-активных веществ (ПАВ).

Смачивание заключается в растекании капли жидкости, помещенной на поверхность твердого тела. При этом угол, образуемый касательной к поверхности растекающейся капли с поверхностью тела, называется краевым углом. Если краевой угол меньше 90° , то поверхность тела смачивается (гидрофильная поверхность), если краевой угол больше 90° — поверхность не смачивается (гидрофобная поверхность). Добавление в воду ПАВ уменьшает поверхностное натяжение воды и обеспечивает смачивание загрязненных поверхностей. В большинстве случаев загрязнения состоят из двух фаз — жидкой (масла, смолы) и твердой (асфальтены, карбены, пылевые частицы и т.п.). Удаление таких загрязнений с поверхности осуществляют двумя путями: эмульгированием жидкой фазы (образование эмульсий) и диспергированием твердой фазы (образованием дисперсий)

Немаловажным этапом в моющем процессе является стабилизация в растворе отмытых загрязнений и предотвращение их повторного осаждения на очищенную поверхность. От состава моющего раствора и технологических условий применения (концентрация, температура, загрязненность) в основном зависит стабилизация загрязнений в моющем растворе.

В процесс очистки поверхности металлов пенообразование имеет существенное значение. Отметим, что пена оказывает содействие удержанию диспергированного загрязнения и недопущению его осаждения на очищенную поверхность. Позитивное свойство пенообразования — это защита слоем пены от разбрызгивания моющего раствора и организация защитного слоя, снижающего проникновение едких испарений в атмосферу (характерно для пароводоструйной и электролитической очистки).

Негативное свойство пенообразования (проявляется в большинстве случаев) — это ограничение применения интенсивного перемешивания моющего раствора (характерно для струйных машин).

На результативность очистки в немаловажной степени влияет фактор щелочности моющих растворов, который обуславливает способность растворов нейтрализовывать кислотные составляющие загрязнений, омылять масла, уменьшать контактное напряжение растворов, жесткость воды и т. п.

Выделяют щелочность общую и активную. Моющее действие растворов зависит в основном только от уровня активной щелочности. Показателем щелочности является водородный показатель pH.

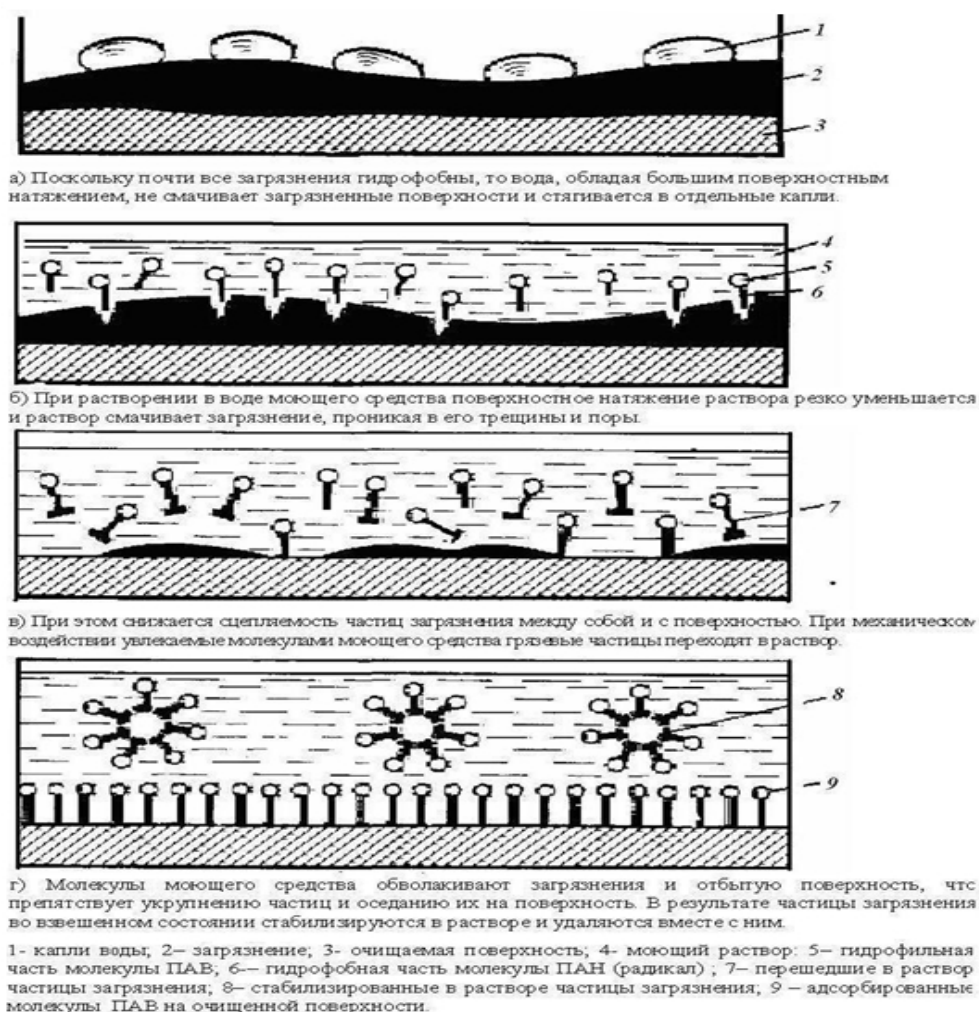


Рисунок 2. Технологическая последовательность процесса мойки

Во время очистки поверхностей металлов для предотвращения их коррозии нужно поддерживать конкретный pH раствора (для цинка и алюминия $\text{pH} = 9\text{--}10$, олова $\text{pH} < 11$, латуни $\text{pH} < 12\text{--}12,5$, стали $\text{pH} < 14$). В состав таких растворов непременно входят силикаты (метасиликат натрия, жидкое стекло) или разнообразные ингибиторы, которые предохраняют от коррозии, алюминий, цинк, медь. На выбор pH также оказывает влияние загрязненность поверхности (асфальто-смолистые загрязнения очищают при $\text{pH} = 11,8\text{--}13,6$, а масляные — при $\text{pH} = 10,8\text{--}11,5$). В процессе очистки следует применять оптимальное значение pH.

Библиографический список

1. *Абрамзон А.А.* — Поверхностно-активные вещества: свойства и применение. - 2-е изд., стереотип. - М.: Горячая линия - Телеком, 2007 - 560 с.
2. *Ковалев В.М.*- Технология производства синтетических моющих средств: Москва, 2010, 187 стр.
3. *Ланге К. Р.* Поверхностно-активные вещества: синтез, свойства, анализ, применение / Под науч. ред. Л. П. Зайченко. СПб., 2004.

ФИЗИЧЕСКАЯ СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА МОЙКИ АВТОМОБИЛЯ

Н.Г. Певнев, д-р техн. наук, профессор; Р.В. Малкова, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Термин «моющее действие» в широком смысле этого слова обозначает удаление загрязнений при помощи тех или иных моющих средств.

По современным научным представлениям моющее действие применяемых для очистки растворов определяется комплексом их свойств: смачивающей, эмульгирующей, пептизирующей и пенообразующей способностями.

Важную роль в моющем действии играют поверхностно-активные вещества (ПАВ), которые входят в состав синтетических моющих средств.

Поверхностно-активными называют вещества, адсорбирующиеся на поверхности раздела фаз (жидкость — газ, жидкость — жидкость, жидкость — твердые тела), с уменьшением поверхностной энергии (поверхностного натяжения) на соответствующих поверхностях.

Адсорбция в общем смысле этого слова означает самопроизвольный процесс концентрации (скопления) одного из компонентов гетерогенной системы у поверхности раздела фаз. Так как этот процесс самопроизвольный, то ему сопутствует уменьшение свободной энергии.

Вещество, способное концентрировать другое вещество на своей поверхности, называется адсорбентом. Вещество, скопляющееся у поверхности адсорбента (адсорбируемое вещество), называется адсорбтивом.

Основное свойство поверхности жидкости заключается в ее стремлении к сокращению до наименьшей величины.

То, что поверхность жидкости сокращается самопроизвольно, указывает на существование свободной поверхностной энергии.

Свободную поверхностную энергию часто заменяют понятием поверхностного натяжения, действующего тангенциально к поверхности и относимого к единице длины.

В таком случае математическое выражение для свободной поверхностной энергии можно представить в следующем виде:

$$E_s = \sigma \cdot S_K \quad (1)$$

где E_s – свободная поверхностная энергия, Дж;

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

S_k – площадь поверхности, м^2 .

При $S_k=1 \text{ м}^2$ свободная поверхностная энергия количественно равняется величине поверхностного натяжения σ ($E_s = \sigma$).

Для определения поверхностного натяжения σ существуют методы, которые описаны в специальной литературе.

Таблица 1

Поверхностное натяжение некоторых жидкостей и щелочных растворов при 20°C, дин/см

Чистые жидкости	σ	Щелочные растворы	σ
Вода	72,75	Едкий натр	77,0
Ацетон	23,70	Кальцинированная сода	77,0
Бензол	22,88	Жидкое стекло	76,3
Этиловый спирт	22,30	Тринатрийфосфат	76,2

Для примера в таблице 1 приведены величины поверхностного натяжения некоторых жидкостей и 2 %-ных щелочных растворов при 20° С.

Смачивание загрязненной поверхности раствором моющего препарата является первичным актом моющего процесса. При смачивании моющее средство контактирует с обмываемой поверхностью. Чем этот контакт лучше, тем при прочих равных условиях сильнее моющее действие.

И, наоборот - когда нет смачивания, то не наблюдается и моющего действия.

Мерой смачивания обычно служит краевой угол θ между касательной к поверхности жидкости, проведенной из точки контакта трех поверхностей (твердой m , жидкой $ж$ и газообразной $г$), и проекцией этой касательной на поверхность твердого тела.

Физический смысл краевого угла смачивания заключается в том, что он является мерой относительного притяжения жидкости к твердому телу (адгезия) и к самой себе (когезия).

Если адгезия меньше когезии, то жидкость не смачивает твердое тело и краевой угол θ в этом случае тупой (рисунок 1, а). Если капля жидкости образует с поверхностью острый угол θ , то жидкость смачивает поверхность (рисунок 1, б).

Загрязненные поверхности можно мыть лишь при второй и третьей разновидностях смачивания (рисунок 1, а и б).

Твердые поверхности, смачиваемые водой, называются гидрофильными. Поверхности, по которым вода не растекается и образует с ними тупой угол θ , называются гидрофобными.

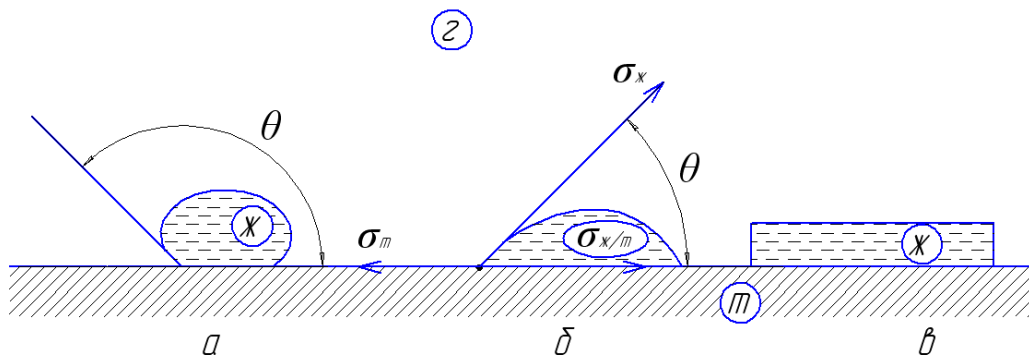


Рисунок 1. Типичные краевые углы смачивания твердой поверхности:

- a — $90^\circ < \theta < 180^\circ$ — смачиваемость ничтожно малая;
 $б$ — $0^\circ < \theta < 90^\circ$ — смачиваемость удовлетворительная;
 $в$ — $\theta = 0^\circ$ — полная смачиваемость

К гидрофильным относят карбонаты, сульфаты, силикаты (кроме талька), стекло, кварц и некоторые другие вещества.

Группа гидрофобных веществ включает все углеводороды, серу, графит, сажу, тальк, чистые неокисленные металлы и др.

При помощи специального оборудования и по таблицам тригонометрических функций находят угол θ .

Процесс смачивания автомобилей при их мойке усложняется тем, что с омываемой поверхностью взаимодействуют не чистые жидкости, а многокомпонентные моющие средства, включающие в свой состав поверхностно-активные вещества.

Проникновение моющего раствора к месту контакта загрязнения с поверхностью детали вызывается действием сил поверхностного натяжения, которые в равновесном положении (Рисунок 2) находятся между собой в следующем соотношении:

$$\sigma_{pm} + \sigma_{pz} \cos \theta = \sigma_{zm} \quad (2)$$

где σ_{pm} и σ_{pz} — поверхностные натяжения на границе между раствором и соответственно металлом и загрязнением; σ_{zm} — поверхностное натяжение на границе между загрязнением и металлом. Из формулы (2) находим:

$$\cos \theta = \sigma_{zm} - \sigma_{pm} / \sigma_{pz} \quad (3)$$

Для проникновения раствора между загрязнением и металлом угол смачивания θ должен быть менее 90° , поэтому $\cos \theta$ должен быть положительным и возможно большим. Это условие выполнимо в том случае, когда межфазное натяжение моющего раствора и металла σ_{pm} сравнительно мало и раствор хорошо смачивает металл.

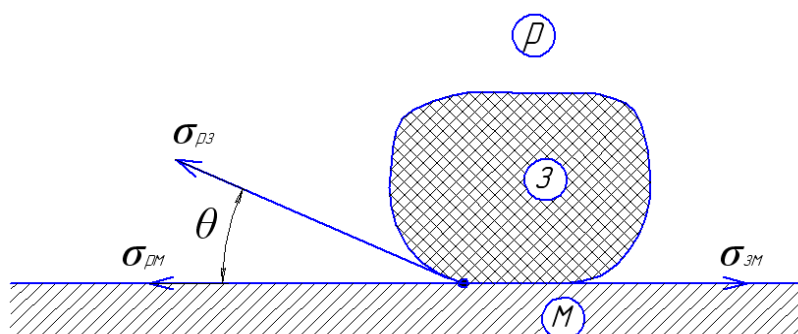


Рисунок 2. Схема сил, действующих на загрязнение Z в точке соприкосновения его с моющим раствором P и металлом M

Смачивание в целом определяется величинами поверхностных натяжений на всех трех границах раздела, но решающая роль принадлежит величине σ_{pm} : с уменьшением σ_{pm} смачивание всегда улучшается.

Понизить значение σ_{pm} можно введением в раствор небольших добавок ПАВ, повышением температуры раствора или поляризацией металла.

Поверхностно-активные вещества уменьшают поверхностное натяжение раствора и облегчают его адсорбцию на поверхности металла. С повышением температуры раствора абсолютные значения угла смачивания уменьшаются, то есть смачивание улучшается.

Библиографический список

1. Абрамзон А.Б. Конобеева – Материаловедение непродовольственных товаров: Материаловедение лакокрасочных, резиновых, керамических, строительных и стекломатериалов Мичуринск: Изд-во МичГАУ, 2007. – 169с.
2. Б. Мюллер - Лакокрасочные материалы и покрытия. Принципы составления рецептур, У. Пот. Москва, 2007, 237 с
3. Ланге К. Р. Поверхностно-активные вещества: синтез, свойства, анализ, применение / Под науч. ред. Л. П. Зайченко. СПб., 2004.

УДК 621.439:629.114.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УЩЕРБА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЕ ИЗ-ЗА ОТСУТСТВИЯ ПОСТОВ СЛИВА ГАЗА ИЗ АВТОМОБИЛЬНЫХ БАЛЛОНОВ

Н.Г. Певнев, д-р техн. наук, профессор; Э.Р. Раенбагина, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

На сегодняшний день по данным Омской транспортной инспекции в г. Омске и Омской области зарегистрировано порядка 31 тыс. автомобилей, работающих на СУГ. В г. Омске количество работающих АГЗС - 51, предприятий по монтажу газобаллонного оборудования (ГБО) и обслуживанию газобаллонных автомобилей - 28. Учитывая все это,

следует отметить достаточную развитость инфраструктуры, обеспечивающей эксплуатацию газобаллонных автомобилей.

С 1985 года в регионе произошел интенсивный рост количества газобаллонных автомобилей. После 1991 г. возможность переоборудования автомобилей в газобаллонные получили частные владельцы автомобилей. Именно это стало толчком в интенсивном росте количества ГБА в регионе, т.к. стоимость газового топлива была ниже в 4 раза по сравнению с бензином. К 2000 г. количество ГБА достигло 20 тыс. В этот период в городе интенсивно развивалась газовая инфраструктура, появились около 30 пунктов по переоборудованию и обслуживанию ГБА, а также АГЗС во всех районах города. С 2000 по 2010 г. количество ГБА увеличивалось, но уже не так интенсивно. На сегодняшний день в городе насчитывается порядка 31 тыс. ГБА.

Технологический процесс технической эксплуатации газобаллонных автомобилей включает в себя ряд специфических операций, к которым относится слив сжиженного газа из автомобильных газовых баллонов (рисунок 1). Слив сжиженного газа из автомобильных баллонов разрешается производить **только на посту слива СУГ для исключения загрязнения окружающей среды, скопления взрывоопасных газовых облаков в низинах и ямах, а также для последующего использования.**

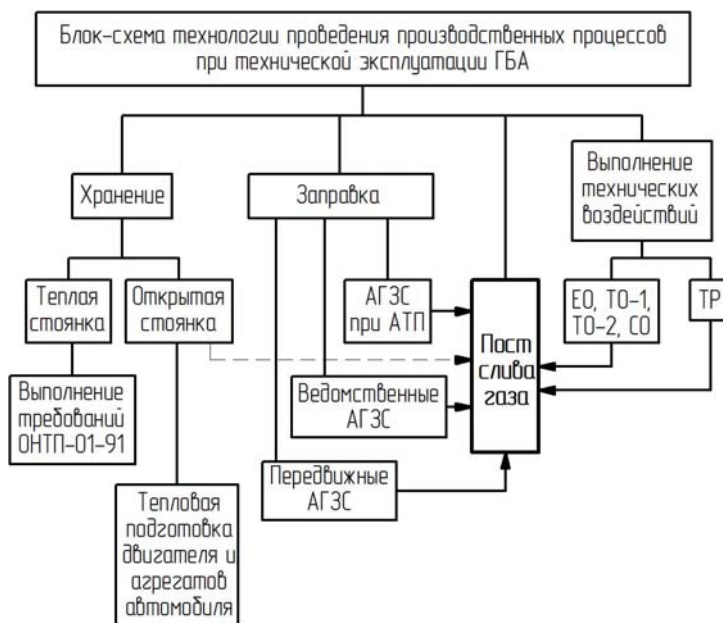


Рисунок 1. Блок-схема технологии проведения производственных процессов при технической эксплуатации ГБА

Реализация слива СУГ требует наличия двух мест в системе питания газобаллонного автомобиля для присоединения шлангов, функции которых распределяются следующим образом: первый — для подвода к баллону избыточного давления (подводящий шланг); второй - для слива из

баллона жидкой фазы и отсоса паровой фазы (сливной шланг) [1].

На сегодняшний день около 90 % автомобильных газовых баллонов вместо отдельных вентилях оборудованы моноблоком со скоростным клапаном в расходной линии, а также выносным заправочным устройством (ВЗУ) с обратным клапаном вместо заправочного вентиля на баллоне. Из такого баллона газ слить невозможно, т.к. при увеличении скорости перемещения газа скоростной клапан перекрывает магистраль.

В настоящее время в городе Омске посты слива газа отсутствуют, видимо потому, что нормативным документом [2] предписывается наличие поста слива газа либо на АГЗС, либо на специально организованной площадке на АТП где хранятся и обслуживаются газобаллонные автомобили. Четко не указано, где именно должен находиться пост слива газа, поэтому они отсутствуют и на АТП, и на АГЗС.

Из-за отсутствия постов слива газа не выполняются требования нормативных документов, а, следовательно, нарушение технологического процесса эксплуатации ГБА заключается в стравливании СУГ в окружающую среду при необходимости опорожнить газовый баллон с неисправной запорно-предохранительной арматурой. Такие случаи являются **вынужденной мерой для владельцев газобаллонных автомобилей**, что наносит достаточно большой ущерб окружающей среде, а также может быть причиной взрыва и повлечь материальные убытки и человеческие жертвы.

Отказ запорно-предохранительной арматуры является случайным процессом и возникает под влиянием различных факторов и, как правило, описывается нормальным законом распределения.

Для выявления характера распределения и количества отказов запорно-предохранительной арматуры и, следовательно, количества необходимых сливов газа из баллона, были проведены наблюдения за работой 20 СТО в разных районах города, занимающихся монтажом и ремонтом ГБО. Наблюдения проводились на протяжении одного года. Получаемые в ходе исследований результаты использовались для построения графических зависимостей количества сливов и объемов сливаемого газа от времени года. Собранная статистическая информация обрабатывалась с помощью математических методов [3]. Вычислялись значения выборочной дисперсии ошибок измерений и средняя квадратичная ошибка. Допустимые отклонения среднего арифметического Δy от истинного значения измеряемой величины $\bar{y}$ определялось по формуле:

$$\Delta y = \pm \frac{t^* \times S_n}{\sqrt{n}}, \quad (1)$$

где t^* – критерий Стьюдента;

S_n – средняя квадратичная ошибка;

n – количество наблюдений.

Значение критерия Стьюдента определялось по таблице из источника [4] для доверительной вероятности 0,95. Расчет величины доверительных интервалов производился по методике, приведенной там же.

Результаты расчетов количества сливаемого газа и величины доверительных интервалов представлены на рисунок 2.

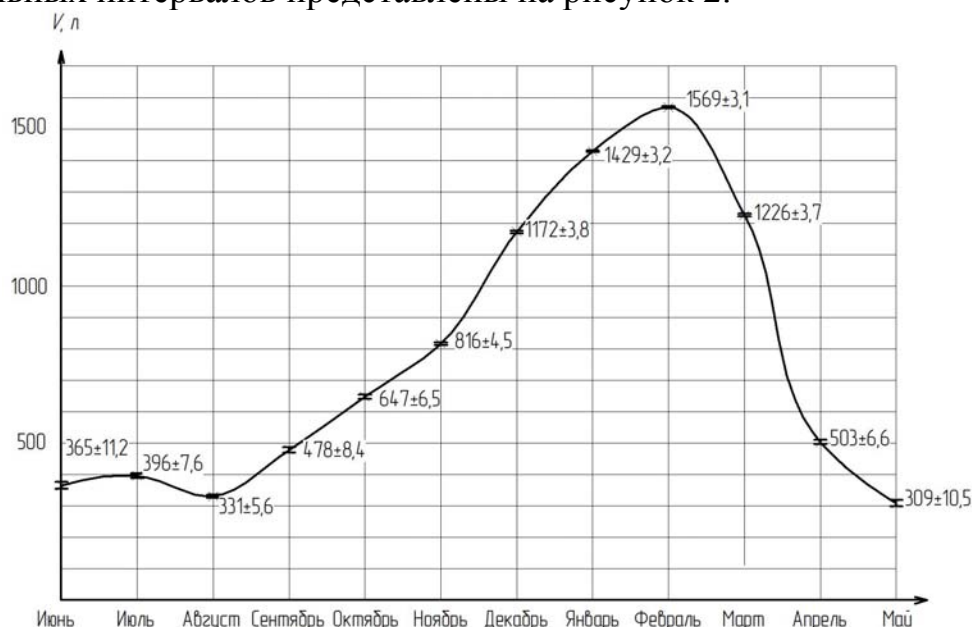


Рисунок 2. Зависимость количества сливаемого газа от времени года

Исходя из проведенного анализа статистической информации с вероятностью 0,95 можно утверждать, что ежегодно из-за нарушения технологии обслуживания ГБА в атмосферу города Омска выбрасывается $Q=5082\pm166$ кг сжиженного пропан-бутанового газа.

Необходимо определить экономический ущерб, наносимый загрязнением. Под экономическим ущербом понимаются негативные изменения основных свойств окружающей природной среды, выраженные в денежной форме. Для определения экономического ущерба на практике применяют упрощенный метод, изложенный в нормативном документе, разработанном Объединенной комиссией АН СССР и ГКНТ по экономической оценке природных ресурсов и мероприятий по охране окружающей среды [5].

Согласно приложению 6 типовой методики [5] экономическая оценка ущерба, причиняемого годовыми выбросами загрязнений в атмосферный воздух, определяется по формуле:

$$Y = \gamma \cdot \sigma \cdot f \cdot M, \quad (2)$$

где Y – оценка ущерба (руб./год);

γ – множитель, численное значение которого равно 2,4 (руб./усл.т);
 σ – величина, значение которой определяется в соответствии с табл. 1 [5] (безразмерная);

f – величина, учитывающая характер рассеяния примеси в атмосфере (безразмерная);

M – приведенная масса годового выброса загрязнений из источника (усл.т/год).

Значение σ для центральной части городов с населением свыше 300 тыс. чел. независимо от административной плотности населения принимается равным 8 [5].

Значение f при оценке ущерба от выброса аэрозолей автотранспортными средствами принимается равным 10 [5].

Значение приведенной массы годового выброса загрязнений в атмосферу от автомобиля определяется по формуле:

$$M = \sum_{i=1}^n A_i \cdot m_i, \quad (3)$$

где n – общее число примесей, выбрасываемых источником в атмосферу;

A_i – показатель относительной агрессивности примеси i -го вида, усл.т/т;

m_i – масса годового выброса примесей i -го вида в атмосферу, т/год.

Значение M определяется отдельно для каждого вида примесей.

Расчет показателей A_i и M_i для каждого вида примесей представлены в таблице 1.

Таблица 1

Расчет приведенной массы годового выброса компонентов загрязнений

Вещество	m_i , т	a_i	α_i	δ_i	A_i , усл.т/т	M_i усл.т/год
СО	0,23616	1	1	1	1	0,23616
NO _x	0,15744	27,4	1	1,5	41,1	6,470784
Сероводород	0,005248	27,4	1	2	54,8	0,2875904
Серная кислота	0,015744	24,5	1	2	49	0,771456
Аммиак	0,02624	8,7	1	1,2	10,4	0,272896
Углеводороды	4,69696	0,63	1	2	1,26	5,9181696
Диэтилмеркаптан	0,07872	2890	1	1	2890	227,5008
Ацетальдегид	0,02624	34,6	1	1,2	41,6	1,091584
Бензпирен	0,005248	$6,3 \cdot 10^6$	2	1	$12,6 \cdot 10^6$	66124,8

Приведенная масса годового выброса загрязнений:

$$M = 66367,35 \text{ усл.т/год.}$$

Ущерб от выброса СУГ в окружающую среду:

$$U = 2,4 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 66367,35 = 12742531 \text{ руб./год.}$$

Для предотвращения ущерба окружающей среде необходимо оборудовать посты слива газа.

Выводы и рекомендации:

1. Анализ показал, что ежегодно при эксплуатации в г. Омске 31 тыс. ГБА из-за нарушения технологии обслуживания в атмосферу выбрасывается $Q=5082 \pm 166$ кг сжиженного пропан-бутанового газа.

2. Проведенные теоретические исследования позволили рассчитать приведенную массу годового выброса компонентов загрязнений.

3. Приведенная масса годового выброса загрязнений в атмосферу из-за отсутствия постов слива газа из автомобильных баллонов составит $M = 66367,35$ усл.т/год.

Библиографический список

1. Певнев Н.Г. Обоснование необходимости совершенствования системы питания двигателя СУГ / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – №1. – с. 18-19.
2. РД 03112194-1094-03 «Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжиженном нефтяном газе». НИИАТ, ДАТ Минтранса РФ, 2003.
3. Митропольский А.К. Техника статических вычислений / А.К. Митропольский. – М.: Наука, 1971. – 316 с.
4. Румицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румицкий. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
5. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров и др. – М.: Экономика, 1986. – 96 с.

УДК 531.767

АНАЛИЗ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ КОММЕРЧЕСКОГО АВТОМОБИЛЯ

А.В. Трофимов, канд. техн. наук, доцент; А.В. Проценко, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Автомобильный транспорт относится к числу динамично развивающихся видов транспортной системы. Он отличается высокой маневренностью и обеспечивает внутрирайонные и межрайонные перевозки грузов, пассажиров на средние и короткие расстояния. Велика его роль и в осуществлении смешанных перевозок, а также в обслуживании, главным образом на короткие расстояния отраслей промышленности, сельского хозяйства, торговли и строительства.

Сокращение затрат на эксплуатацию коммерческого автомобиля является одной из приоритетных задач стоящих перед руководством автотранспортного предприятия.

Под понятием «Коммерческий автомобиль» нужно понимать транспортное средство, занятое в перевозке пассажиров или грузов, осуществляемые для получения коммерческой выгоды. Главной задачей стоящей перед коммерческим автомобилем является получение максимального дохода от его использования. Однако доход складывается из следующих составляющих: прибыль от выполнения транспортной работы за вычетом затрат на эксплуатацию транспортного средства. Дадим определение «Технической эксплуатации коммерческого автомобиля» (ТЭКА).

Как область практической деятельности ТЭКА - это комплекс взаимосвязанных технических, экономических, организационных и социальных мероприятий, обеспечивающих:

1) своевременную передачу службе перевозок или внешней клиентуре работоспособных автомобилей необходимых номенклатуры и количества и в нужное для клиентуры время;

2) поддержание автомобильного парка в работоспособном состоянии при:

- рациональных затратах трудовых и материальных ресурсов;
- нормативных уровнях дорожной и экологической безопасности;
- нормативных условиях труда персонала

Как отрасль науки ТЭКА определяет пути и методы управления техническим состоянием коммерческих автомобилей и парков для обеспечения:

- регулярности и безопасности перевозок при наиболее полной реализации технико-эксплуатационных свойств автомобилей;
- заданных уровней работоспособности и технического состояния;
- оптимизации материальных и трудовых затрат;
- минимума отрицательного влияния автомобильного транспорта на население, персонал и окружающую среду [4].

Рассмотрим затраты на техническую эксплуатацию коммерческого автомобиля ($\Delta Z_{тэка}$), они включают в себя следующие составляющие представленные в формуле:

$$\Delta Z_{тэка} = Z_m + Z_{ш} + Z_{см} + Z_{до} + Z_{то} + Z_{тр} + Z_{ео} + Z_{зч} + Z_{рем.раб.} + Z_{вод} + A,$$

где Z_m – Затраты на топливо;

$Z_{ш}$ – затраты на шины;

$Z_{см}$ – затраты на смазочные и эксплуатационные материалы;

$Z_{до}$ – затраты на установку дополнительного оборудования;

$Z_{то}$ – затраты на техническое обслуживание;

$Z_{тр}$ —затраты на текущий ремонт;
 $Z_{ео}$ —затраты на ежедневное обслуживание;
 $Z_{зч}$ —затраты на запасные части;
 $Z_{рем.раб.}$ —затраты на оплату труда ремонтных рабочих;
 $Z_{вод}$ —затраты на оплату труда водителей;
 A —амортизация.

Оптимизация $Z_{тэка}$ может быть реализована следующими способами:

- 1) Повышение надежности узлов и агрегатов КА;
- 2) Совершенствование работ по ТО и Р КА;
- 3) Подготовка и переподготовка квалифицированного обслуживающего персонала;
- 4) Оснащение ПТБ современным технологическим оборудованием.
- 5) Дооснащение КА автокомпонентами, улучшающим ТЭКА;

Повышение надежности узлов и агрегатов КА должно осуществляться путем изготовления деталей из новых материалов с более высокими эксплуатационными свойствами, применения высокопроизводительных и -технологичных процессов (электроискровое легирование, лазерная обработка и др.), разработки и обоснования прогрессивных конструктивных и технологических решений и т.д.

Задержка поставки запасных частей, недостаточный профессиональный уровень ремонтных рабочих, морально и физически устаревшее ремонтно-технологическое оборудование отечественных автотранспортных и авторемонтных предприятий снижают коэффициент технической готовности и выпуска автомобилей на линию.

Применение некоторых автокомпонентов позволяет оптимизировать технико-эксплуатационные показатели работы КА. Под «Автокомпонентом» нужно понимать устройства предназначенные для обеспечения работоспособности узлов, агрегатов автотранспортного средства или улучшающие технико-эксплуатационные показатели работы ТС.

На сегодняшний день наибольшее распространение получили следующие автокомпоненты улучшающие технико-эксплуатационные показатели работы ТС:

1) **Система навигационного контроля ГЛОНАСС.** В соответствии с распоряжением Правительства РФ от 14 мая 2010 года № 731-р для снижения уровня смертности и травматизма на дорогах за счет ускорения оповещения служб экстренного реагирования при авариях и других чрезвычайных ситуациях транспортные средства должны быть оборудованы системой навигационного контроля ГЛОНАСС оснащенную тревожной кнопкой [2]. Однако кроме преимуществ с точки зрения безопасности навигационная система выгодна для отдела логистики предприятия, так как есть возможность отслеживания местоположения

транспортного средства. Если транспортное средство дооборудовать дополнительным датчиком уровня топлива, подключив его к системе навигационного контроля, то можно контролировать расход, сливы и заправки топлива, что позволяет, по данным производителей навигационных систем, снизить расход топлива до 20 %. Таким образом с применением системы навигационного контроля ГЛОНАСС с дополнительным датчиком уровня топлива корректируются следующие составляющие $Z_{тэка}$, а именно: Z_m – уменьшаются, $Z_{до}$, A – увеличиваются, так как данное дополнительное оборудование не требует ТО и Р, и пробег транспортного средства остается неизменным, то показатели как $Z_{ш}$, $Z_{см}$, $Z_{то}$, $Z_{тр}$, $Z_{ео}$, $Z_{зч}$, $Z_{рем.раб.}$, $Z_{вод}$ остаются неизменными.

2) **Цифровой тахограф.** С января 2011 года все транспортные средства массой 3,5 тонны и более, осуществляющие международные перевозки и междугородные перевозки грузов и пассажиров должны будут оборудоваться техническими средствами для контроля за режимами труда и отдыха водителей, в России под таким средством контроля понимается цифровой тахограф [3]. Кроме того, что тахограф позволяет контролировать выполнение законодательства в части соблюдения водителями режимов труда и отдыха, он внесен в реестр средств измерений и с точность до 4 % позволяет определить пройденный путь транспортного средства. Обмануть цифровой тахограф невозможно, можно только вывести из строя его отдельные компоненты, а значит фальсификация показаний цифрового тахографа исключена. С применением на транспортных средствах цифрового тахографа корректируются следующие составляющие $Z_{тэка}$, это Z_m , $Z_{ш}$, $Z_{см}$, $Z_{вод}$ – зависят от пробега транспортного средства, который корректируется показаниями цифрового тахографа, то данные показатели уменьшаются. $Z_{то}$, $Z_{тр}$, $Z_{ео}$, $Z_{зч}$, $Z_{рем.раб.}$ – увеличиваются, так как тахографу требуется периодическое техническое обслуживание (настройка, поверка), а в случае отказов элементов тахографического оборудования, его ремонт. Также как и в случае с навигационной системой показатели $Z_{до}$, A – увеличиваются.

3) **Газобаллонное оборудование.** Число транспортных средств работающих по газодизельному циклу ничтожно мало. В России по такому циклу работают только транспортные средства отечественного производства, так как отработана методика их переоборудования, к тому же данный способ связан с большими капитальными вложениями, сеть АГЗС слабо развита, что также препятствует распространению такого способа питания двигателя [1]. С применением на транспортных средствах газодизельного режима корректируются следующие составляющие $Z_{тэка}$, это – Z_m – в сторону уменьшения, $Z_{то}$, $Z_{тр}$, $Z_{ео}$, $Z_{зч}$, $Z_{рем.раб.}$ – увеличиваются.

4) **Предпусковой подогреватель двигателя.** Предназначен для предварительного прогрева двигателя, для облегчения запуска в холодную

погоду, а так же вывод его на оптимальный температурный режим работы. В условиях суровых зимних температурных режимов двигателю не всегда удается выйти на оптимальный температурный режим работы, и он работает на предельных режимах работы, что негативно сказывается на двигателе и сроке его службы. За счет применения на транспортных средствах предпускового подогревателя двигателя увеличиваются следующие показатели $Z_{то}$, $Z_{тр}$, $Z_{ео}$, $Z_{зч}$, $Z_{рем.раб}$, $Z_{т}$.

Последнее десятилетие активно развивается законодательство в сфере обязательного оснащения транспортных средств системами навигационного контроля ГЛОНАСС и тахографами, поэтому в дальнейшей диссертационной работе будут проведен более глубокий анализ затрат и преимуществ применения данных систем на коммерческих транспортных средствах.

Библиографический список

1. Аполонский И.Ю. Увеличение использования КПП глазами потенциального инвестора [Электрон. ресурс]: [статья] / Аполонский И.Ю. - Москва, 2005. - Режим доступа: http://www.ngvrus.ru/st18_3.shtml
2. Постановление Правительства РФ от 25.08.2008г. N 641" Об оснащении транспортных, технических средств и систем аппаратурой спутниковой навигации ГЛОНАСС или ГЛОНАСС/GPS".
3. Технический регламент от 10.09.09г. № 720 «О безопасности колесных транспортных средств».
4. Хасанов Р.Х. Основы технической эксплуатации автомобилей : Учебное пособие. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. – 193 с.

УДК 629.113

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ

В.Ю. Усиков, преподаватель; А.В. Келлер, д-р техн. наук, доцент^{*};

С.В. Ушнурцев, офицер отдела

Филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных войск

«Общевойсковая академия Вооруженных Сил Российской Федерации»;

^{*}Южно-Уральский государственный университет;

Омск - ^{*}Челябинск

Автомобили являются самым массовым транспортным средством в экономическом секторе и Вооруженных Силах Российской Федерации. Военные (армейские) автомобили, в настоящее время являются одним из самых массовых видов техники, используемых во всех видах и родах Вооруженных Сил Российской Федерации. Кроме того, в Вооруженных

Силах Российской Федерации находится большое число автомобилей экономического сектора.

Полноприводные автомобили (автомобили многоцелевого назначения и специальные колесные шасси) для выполнения поставленных задач просто обязаны обладать высокими показателями опорной проходимости. Именно это обуславливает необходимость применения оборудования для регулирования давления воздуха в шинах, так называемой системы регулирования давления воздуха в шинах (СРДВШ), которая позволяет:

- при необходимости снижать до минимума давление воздуха в шинах и способствовать тем самым повышению проходимости автомобиля;
- устанавливать в шинах в зависимости от условий дороги рекомендуемое давление воздуха;
- осуществлять непрерывную подачу воздуха в шины при их проколах и мелких повреждениях.

При всех неоспоримых преимуществах СРДВШ, основным ее недостатком является низкое быстродействие, которое в условиях боевого столкновения (выполнения боевых задач), когда дорога каждая секунда, может привести к невыполнению поставленной задачи. Повышение быстродействия СРДВШ является актуальной и важной научно-технической задачей.

Существует несколько способов повышения быстродействия работы пневматической системы:

- выбор оптимального проходного сечения трубопроводов и аппаратов;
- сокращение длины трубопровода, путем установки дополнительных клапанов;
- применение корректирующих устройств.

Кроме объема и давления воздуха в шине время выпуска воздуха из шин в основном зависит от проходного сечения вентиля. Выбор оптимальных проходных сечений трубопроводов и аппаратов цепи является важным критерием, влияющим на повышение быстродействия системы. Этому вопросу в последнее время уделяется все больше внимание, однако для его полного решения требуется провести ряд теоретических и экспериментальных исследований.

Как видно из данных, приведенных в таблице 1, изменение диаметра проходного сечения позволяет сократить время выпуска воздуха на 25...30 %. Таким образом, увеличение диаметра трубопровода в определенных пределах ведет к повышению быстродействия СРДВШ, однако чрезмерное увеличение диаметра удорожает конструкцию и не дает существенного сокращения времени переходного процесса.

Таблица 1

**Зависимость времени выпуска воздуха из шин от диаметра
проходного сечения трубопровода**

Марка автомобиля	Стандартная конструкция		Предлагаемая конструкция	
	Диаметр вентиля, мм	Время выпуска, с	Диаметр вентиля, мм	Время выпуска, с
КАМАЗ-4350	5	385	8	220
КАМАЗ-5350	5	497	8	384
КАМАЗ-6350	5	609	8	486

Применение дополнительных клапанов в целях сокращения длины трубопровода целесообразно в тех случаях, когда требуется дальнейшее повышение быстродействия и все возможности первого способа уже исчерпаны.

На современных автомобилях многоцелевого назначения в качестве дополнительных клапанов применяют электропневмоклапаны (автомобили Урал-43206, КАМАЗ-6350), Это позволяет существенно уменьшить длину трубопровода, а вместе с тем сократить время выпуска воздуха из шин.

Установка на автомобилях КАМАЗ-4350, КАМАЗ-5350, КАМАЗ-6350 электромагнитных клапанов позволила уменьшить длину трубопровода до 2,5 м. С учетом диаметра предлагаемого трубопровода $d = 8$ мм были получены результаты, представленные в таблице 2 и на рисунке 1.

Таблица 2

Зависимость времени выпуска воздуха из шин от длины трубопровода

Марка автомобиля	Стандартная конструкция		Предлагаемая конструкция	
	Длина трубо- провода, м	Время выпуска, с	Длина трубо- провода, м	Время выпуска, с
КАМАЗ-4350	10	385	2,5	189
КАМАЗ-5350	13	513	2,5	243
КАМАЗ-6350	16	680	2,5	380

Как видно из таблицы 2 изменение длины трубопровода позволяет сократить время выпуска воздуха еще на 25...30 %. Вместе с тем продолжительность выпуска воздуха остается значительной.

Более перспективным способом повышения быстродействия СРДВШ является применение корректирующих устройств. Достоинством большинства корректирующих устройств является то, что они не требуют значительных усложнений конструкции привода и позволяют существенно повысить быстродействие существующей системы без ухудшения ее статических характеристик.

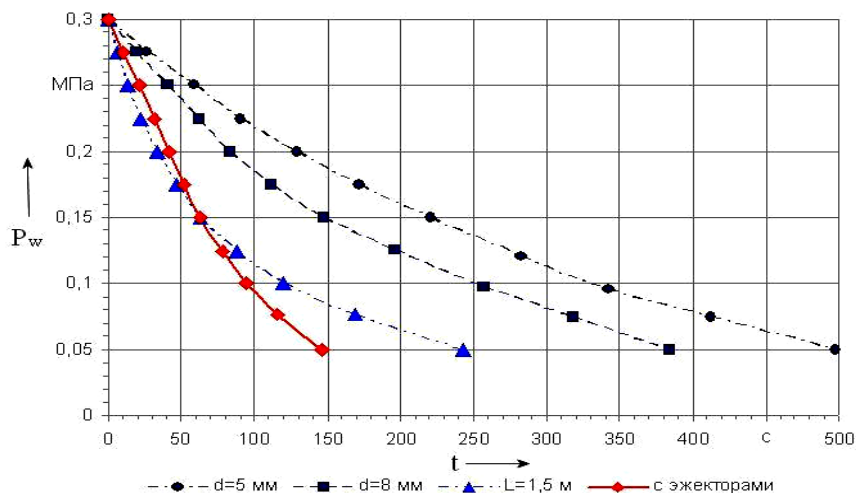


Рисунок 1. Время выпуска воздуха из шин автомобиля КАМАЗ-5350 с применением различных средств повышения быстродействия

Один из вариантов применения корректирующего устройства в СРДВШ представлен на рисунке 2 (Патент Российской Федерации на полезную модель № 81917).

Работа системы регулирования давления воздуха в шинах осуществляется следующим образом.

Водителем задаются условия движения автомобиля при помощи переключателя блока управления (9). При необходимости увеличения давления блок управления давлением (4) подает воздух от компрессора (1) и воздушного баллона (2) через электромагнитные клапаны управления давлением (5), в колесные клапаны (7) и далее в шины соответственно заданным дорожным условиям.

При необходимости снижения давления воздуха в шинах блок управления (9) подает сигнал на электромагнитные клапаны управления давлением (5), которые соединяют шины через колесные клапаны (7) с низконапорными линиями эжекторов (6). При этом высоконапорные линии эжекторов (6) соединяется посредством электромагнитных клапанов управления давлением (5) с блоком управления давлением (4).

При этом эжекторами (6) воздух будет принудительно откачиваться из шин, в результате чего обеспечится требуемое быстродействие.

Результаты расчета пневматической линии выпуска воздуха СРДВШ с применением эжекторов по количеству осей приведены в таблице 3 и на рисунке 1.

Анализируя данные, представленные в таблице 3 и на рисунке 1 можно сделать заключение о том, что применение эжектора наиболее эффективно на участке изменения давлений от 0,15 МПа до 0,05 МПа. Это объясняется тем, что работа эжектора основана на разнице давлений в

питающем контуре и во входной полости. При приближении давления воздуха в шинах к 0,15 МПа эта разница становится наиболее существенной, и выпуск воздуха из шин заметно ускоряется.

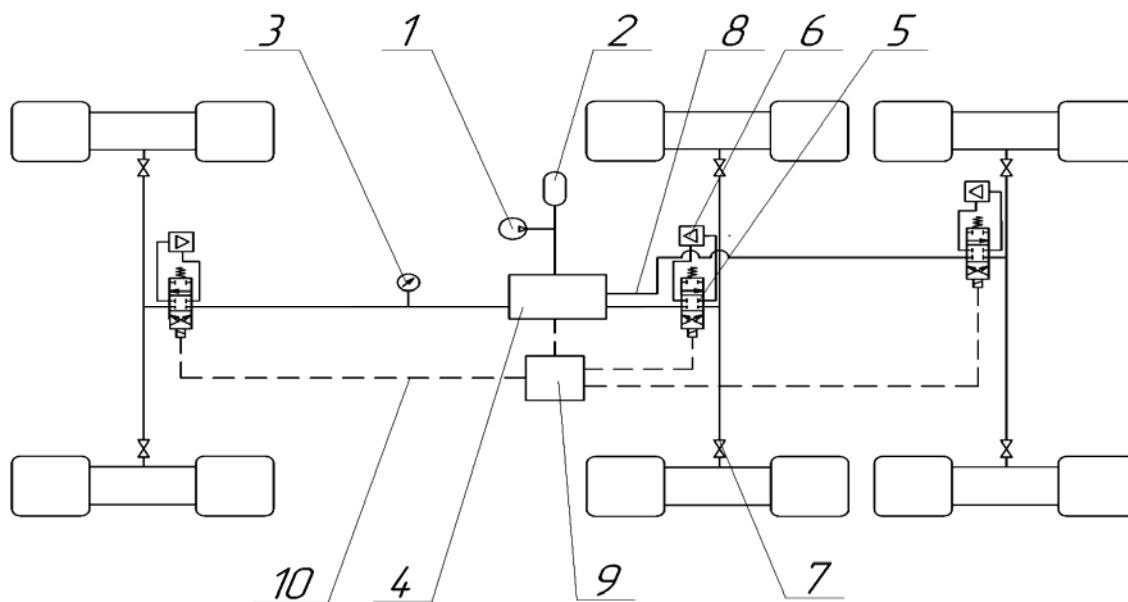


Рисунок 2. Схема предлагаемой конструкции системы регулирования давления воздуха в шинах

(Патент Российской Федерации на полезную модель № 81917):

- 1 - компрессор, 2 - пневматический баллон, 3 - датчик давления воздуха, 4 - блок управления давлением воздуха; 5 - электромагнитные клапаны управления давлением; 6 – эжекторы по числу осей; 7 - колесные клапаны; 8 - трубопроводы и шланги; 9 - электрический блок управления; 10 - электрические цепи

Таблица 3

Показатели времени выпуска воздуха из шин с применением эжекторов

Марка автомобиля	Существующая конструкция			Предлагаемая конструкция с применением эжекторов		
	Длина трубопровода, м	Диаметр поперечного сечения, мм	Время выпуска, с	Длина трубопровода, м	Диаметр поперечного сечения, мм	Время выпуска, с
КАМАЗ-4350	10	5	310	2,5	8	133
КАМАЗ-5350	14	5	424	2,5	8	133
КАМАЗ-6350	18	5	595	2,5	8	133

Таким образом, можно отметить, что существенного повышения быстродействия СРДВШ можно достигнуть лишь комплексным применением всех способов повышения быстродействия пневматической системы. Наиболее эффективным способом повышения быстродействия в

зоне низких давлений воздуха является применение корректирующих устройств.

Библиографический список

1. Абрамов В.Н., Чистов М.П. и др. Оценка и выбор пневматических шин регулируемого давления для армейских автомобилей – ФГУП 21 НИИ МО РФ, 2006. – 223 с.
2. Архаров А.С. Система регулирования давления воздуха в шинах. Автомобилестроение за рубежом, 2003, №8.
3. Васильченко В.Ф. и др. Военные автомобили. Конструкция и расчет. – Рыбинск.: РДП, 1997 – 490 с.
4. Дремин П.Д. Системы контроля давления в шинах. Грузовик&, 1999, №10.
5. Окольников В.В., Ющенко В.И., Келлер А.В. Полноприводные автомобили КАМАЗ. Устройство и эксплуатация. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2007 – 378 с.
6. Петров А.А. Система регулирования давления воздуха в шинах. Пятое колесо, 2001, №12.

УДК 621.43.068.4

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОРОДА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

С.В. Ушнурцев, офицер отдела;

В.Ю. Усиков, преподаватель; В.Р. Эдигаров, канд. техн. наук, доцент, начальник отдела; А.С. Шудыкин, старший помощник начальника отдела
Филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных войск
«Общевойсковая академия ВС РФ»

Автомобильный транспорт является одним из основных потребителей нефтяных топлив (на его долю приходится примерно одна восьмая их производства) и одним из основных источников загрязнения окружающей среды. Доля вредных выбросов с отработавшими газами автомобильных двигателей составляет 39-63 % общего загрязнения окружающей среды. В связи с быстрым ростом автомобильного парка и его концентрацией в крупных городах и промышленных центрах встал вопрос о необходимости резкого снижения загрязнения биосферы вредными выбросами и рационального использования топливных ресурсов, в частности нефти, потребление которой с каждым годом возрастает [1]. По оценкам экспертов мировые запасы нефти оцениваются примерно в 100 млрд. т, то есть, рассчитаны в среднем на 40-50 лет по современным темпам потребления.

Энергетические и экологические проблемы приобретают в настоящее время первостепенное значение и должны рассматриваться в тесной взаимосвязи. Решение энергоэкологических проблем в большей или меньшей степени могут обеспечить следующие мероприятия:

создание более совершенных энергоустановок нового типа; совершенствование рабочего процесса традиционных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и применение систем нейтрализации отработавших газов; использование в традиционных ДВС новых видов топлива. Разработка и применение для автотранспорта новых типов двигателей, например внешнего сгорания (паровые двигатели и двигатели Стирлинга), позволяют достичь низкого уровня вредных выбросов с продуктами сгорания и обеспечить перспективные жесткие нормы по токсичности. Однако в этом случае не решается проблема дефицита топливных ресурсов. Кроме того, перестройка автомобильной промышленности потребовала бы колоссальных капиталовложений [2]. Поэтому возможность широкого внедрения подобных двигателей отодвигается на довольно значительное время. Решение экологоэнергетической проблемы на автомобильном транспорте путем совершенствования конструкции существующих ДВС предусматривает прежде всего совершенствование рабочего процесса и систем питания для обеспечения максимальной полноты сгорания на всех режимах работы двигателя, а также применение различных устройств для обезвреживания отработавших газов путем их дожигания, каталитической и жидкостной нейтрализации, фильтрации и т. д. В настоящее время, применение этих довольно сложных и дорогостоящих устройств малоэффективно и связано со значительными затратами. По мнению большинства ученых, в ближайшие 30-40 лет основной силовой установкой для автомобильной техники останется поршневой двигатель внутреннего сгорания, поэтому в последние годы стал вопрос поиска новых более эффективных видов топлива в рамках потенциальных энергосырьевых ресурсов [3]. Одним из таких видов топлива является водород. Перспективность применения водорода для автомобильных двигателей определяется прежде всего его экологической чистотой, неограниченностью и возобновляемостью сырьевых запасов, низкими затратами на транспортировку и, наконец, прекрасными моторными свойствами, что открывает возможность его широкого применения в современных двигателях без коренной их перестройки.

Водород является одним из наиболее энергоемких топлив, его низшая теплотворная способность почти в три раза выше, чем нефтяных моторных топлив, и составляет $120 \cdot 10^3$ кДж/кг. Сравнительную оценку удельной мощности водородного двигателя можно провести по энергоемкости заряда. В общем случае литровую мощность двигателя через энергоемкость заряда можно выразить следующим образом:

$$\frac{N_e}{V_h} \approx H_{зар} \eta_e n_{Нввно} \quad (1)$$

где $H_{зар}$ – удельная энергоемкость заряда, кДж/дм³.

Для любого двигателя внутреннего сгорания энергоемкость заряда, то есть теплотворность топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндр двигателя или приготовленной в самом цилиндре, будет определяться выражением:

$$H_{зар} = H_u \frac{g_T}{V_u} \quad (2)$$

где H_u – низшая теплотворная способность топлива, кДж/г;

g_m – цикловой расход топлива, г/цикл;

V_u – объем цилиндра, дм³.

При внешнем смесеобразовании в водородном двигателе значительная часть объема цилиндра заполняется водородом, что снижает энергоемкость заряда, поэтому целесообразно записать предыдущее выражение в следующем виде:

$$H_{зар} = H_u \frac{V_T \rho_T}{V_{воз} + V_T} \quad (3)$$

Разделив числитель и знаменатель н.а L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы объема топлива, получим:

$$H_{зар} = H_u \frac{k \rho_T}{a + k} \quad (4)$$

где k – коэффициент, учитывающий объемное отношение топливо-воздух в смеси стехиометрического состава, $k = V_T / L_0$;

a – коэффициент избытка воздуха, $a = V_{воз} / L_0$.

Сравнительные значения удельной энергоемкости заряда для двигателей, работающих на бензине и водороде, представлены в таблице 1, характеристики топлив при внутреннем смесеобразовании представлены в таблице 2. Приведенные данные показывают, что в водородном двигателе объемное отношение топливо-воздух в стехиометрической смеси составляет 0,42, в то время как в бензиновом двигателе – всего лишь 0,02. При стехиометрическом составе смеси энергоемкость заряда водородного двигателя с внутренним смесеобразованием на 12 % выше, чем бензинового двигателя, что позволяет достичь довольно высоких значений среднего эффективного давления (до 0,85 МПа).

Большое влияние на рабочий процесс двигателя оказывают свойства топлива представленные в таблице 3, определяющие качество смесеобразования.

Таблица 1

Сравнительные значения удельной энергоемкости заряда

Топливо	H_u , кДж/г;	L_0 , м ³ /м ³	Плотность, г/дм ³	k
Бензин	44,0	50,06	4,37	0,020
Водород	120	2,38	0,09	0,42

Таблица 2

Характеристики топлив при внутреннем смесеобразовании

Топливо	$H_{зар}$, кДж/дм ³ , при a равном								
	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
Бензин	3,77	3,44	3,16	2,53	-	-	-	-	-
Водород	4,53	4,12	3,78	3,02	2,27	1,81	1,51	1,13	0,9

Таблица 3

Моторные свойства водорода и бензина

Свойство	Водород	Бензин
Энергия воспламенения, м/Дж	0,02	0,25
Расстояние гашения, см	0,06	>0,25
Температура воспламенения, °С	630	530
Пределы воспламенения, % (по объему)	4,7-74,2	0,59-6,0
Коэффициент диффузии, см ² /с	0,63	0,08
Скорость распространения пламени, см/с	~270	~30
Низшая теплотворная способность, кДж/кг	$120 \cdot 10^3$	$44,0 \cdot 10^3$
Стехиометрическое количество воздуха		
на 1 кг топлива, кг/кг	34,2	14,95
Теплотворность горючей смеси при $a=1$		
в смеси с воздухом, кДж/м ³	3180	3710
в смеси с кислородом, кДж/кг	$1,34 \cdot 10^4$	-
Температура кипения, °С	-252,61	32-186

С точки зрения моторных свойств топлива наибольший интерес представляет нижний предел воспламенения, так как он позволяет

оценить степень эффективного обеднения топливовоздушной смеси и определяет способ регулирования двигателя. Для водорода он в несколько раз выше, чем для углеводородных топлив. Даже при отрицательных температурах возможно качественное регулирование мощности двигателя, что позволяет получить высокую топливную экономичность по сравнению с бензиновым двигателем в широком диапазоне нагрузок и частот вращения, рисунок 1.

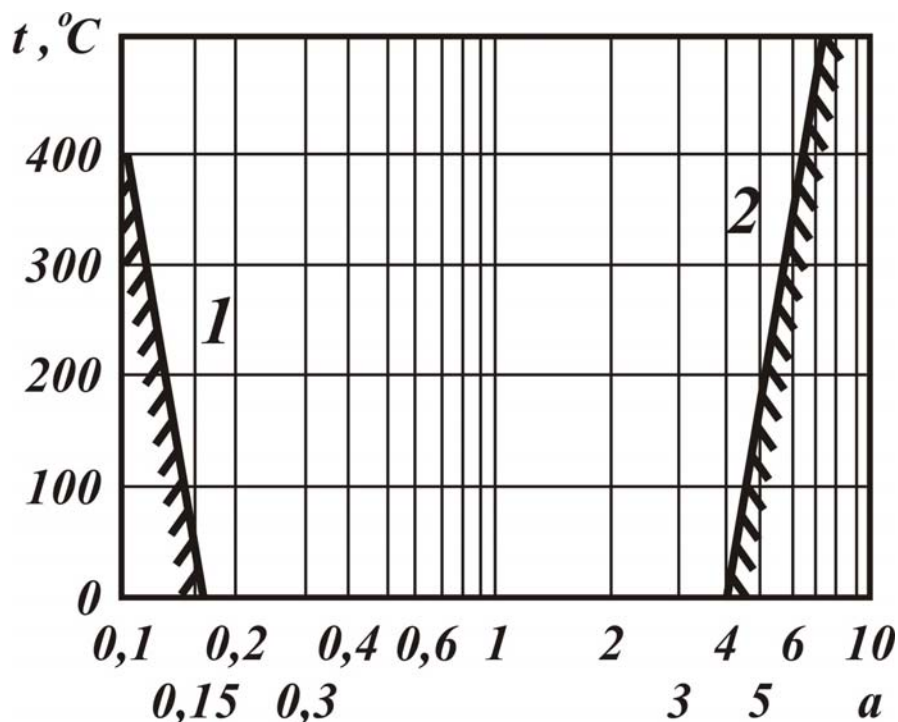


Рисунок 1. Зависимость между температурой и пределом воспламенения водорода в воздухе
1 – верхний предел; 2 – нижний предел

Очевидно, что практическое внедрение водорода в качестве альтернативного вида энергоносителя, позволяет решить проблему замещения углеводородных топлив. К настоящему времени установлена принципиальная возможность перевода автомобильной техники на водород. Несмотря на то, что практической реализации этого направления препятствует полностью отсутствующая инфраструктура, водородный привод вследствие почти полного отсутствия токсичных веществ в отработавших газах и существенно более высокого коэффициента полезного действия двигателя, может быть реализован в настоящее время. Поэтапный ввод смешанной эксплуатации на смеси нефтяных топлив с водородом позволит значительно облегчить в будущем переход на чистоводородный привод.

Библиографический список

1. *Раменский А. Ю.* Исследование рабочих процессов автомобильного двигателя на бензин-водородных топливных композициях. Кандидатская диссертация. 1982 г. Москва. С. 32-54.
2. *Раменский А. Ю., Шелищ П. Б., Нефедкин С. И. и др.* Применение водорода на автомобильном транспорте: перспективы на российском рынке. // Труды Межд. симп. по водородной энергетике. Москва, 1-2 ноября 2005 г. МЭИ. С. 169-174.
3. *Мищенко А. И., Белогуб А. В., Савицкий В. Д. и др.* Применение водорода для двигателей автомобильного транспорта // Атомно-водородная энергетика и технологии. Сб. статей Вып. 8. М.: Энергоатомиздат, 1988 г.

УДК 629.114.5

УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ НА АВТОМОБИЛЯХ ОСНАЩЕННЫХ ГАЗОБАЛЛОННЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Д.А. Фоменко, аспирант; И.В. Хамов, канд. техн. наук, доцент;
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Двухтопливная универсальная система питания позволяет применять в качестве топлива газ с сохранением полноценной системы питания бензином (рисунок 1). Автомобили, оснащенные такой системой питания, могут применяться в различных регионах, даже там, где не всегда имеется возможность заправки каким-либо из этих топлив или поставки какого-либо из этих топлив ограничены. Кроме того, такие автомобили имеют возможность продолжать полноценную работу в случае выхода из строя одной из систем питания. Однако для достижения универсальности приходится идти на некоторые компромиссы.

При изучении опыта эксплуатации автомобилей с двухтопливной универсальной системой питания, были выявлены некоторые их преимущества и недостатки. Причиной некоторых из них является именно универсальность системы [1].

Преимущества:

- увеличение срока службы свечей зажигания - в 1,5 раза;
- увеличение срока службы моторного масла - в 1,4 раза;
- повышение моторесурса двигателя – в 1,6 раза;
- улучшаются условия смазки трущейся пары цилиндр - поршневые кольца;
- газовая смесь сгорает полностью, не образуя нагара на поршнях, клапанах и свечах зажигания;
- устраняется возможность детонации, работа двигателя становится "мягче".

Недостатки:

- увеличение металлоемкости автомобиля на 30 — 40 кг;
- незначительное увеличение расхода потребляемого газа в литрах по сравнению с бензином;
- затруднения с пуском холодного двигателя;
- снижение мощности двигателя на 7 %;
- преждевременный износ выпускных клапанов.

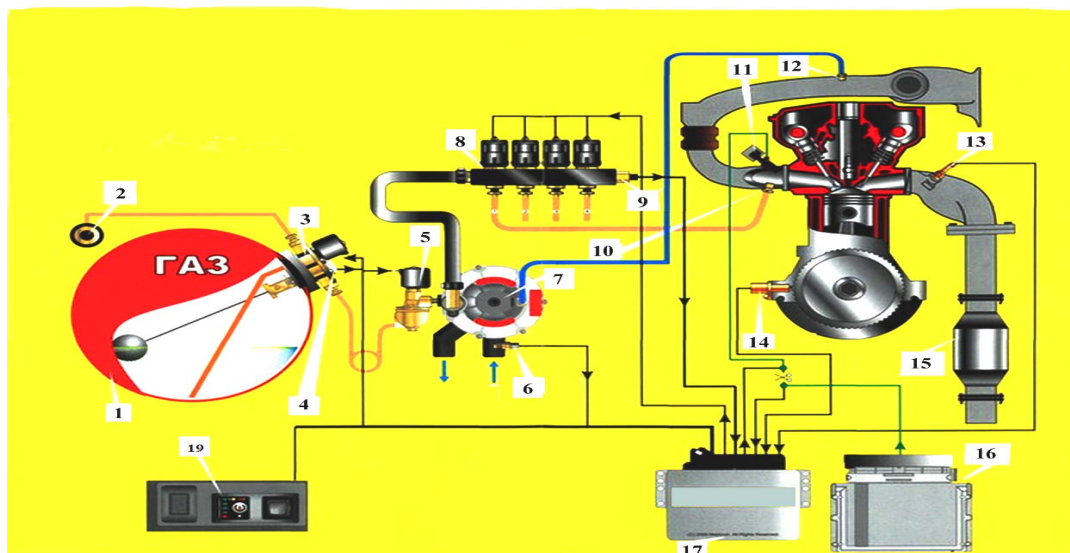


Рисунок 1. Двухтопливная универсальная система питания:

1. Газовый баллон; 2. ВЗУ (выносное заправочное устройство);
3. мультиклапан; 4. датчик уровня газа; 5. газовый клапан с фильтром;
6. датчик температуры охлаждающей жидкости; 7. редуктор-испаритель;
8. рампа с газовыми форсунками; 9. интегрированный датчик давления и температуры газа; 10. штуцер подачи газа во впускной коллектор;
11. рампа с бензиновыми форсунками; 12. штуцер (вакуумный); 13. датчик кислорода (лямбда-зонд); 14. датчик положения коленвала; 15. каталитический нейтрализатор;
16. штатный контроллер бензиновой системы; 17. контроллер газовой системы питания; 18. диагностический разъем; 19. переключатель вида топлива с индикатором уровня газа

Для устранения недостатков двухтопливной универсальной системы питания были разработаны двухтопливные комбинированные системы питания. Сущность двухтопливных комбинированных систем питания заключается в смешении топлив с различными физико-химическими свойствами для получения топлива с заданными свойствами. Как правило эти системы разрабатываются с целью повышения эффективности эксплуатации автомобиля и устранения недостатков, присущих двухтопливным универсальным системам питания. Такой способ смесеобразования был разработан для автомобилей с карбюраторным двигателем, и для автомобилей оснащенных двигателем с системой впрыска топлива [2].

Одним из самых серьезных недостатков двухтопливной универсальной системой питания является преждевременный износ выпускных клапанов. Общепринятым стал термин «прогорания клапанов», хотя в случае с газовым топливом с этим трудно согласится. Более правильным было бы обозначить эту проблему как «проседание клапана» в результате износа седла. При прочих равных условиях работы двигателя, проблему можно обозначить в различии сгорания бензина и газа (температура, скорость горения), а также влияние продуктов сгорания и примесей на износ впускных и выпускных клапанов (рисунок 2).

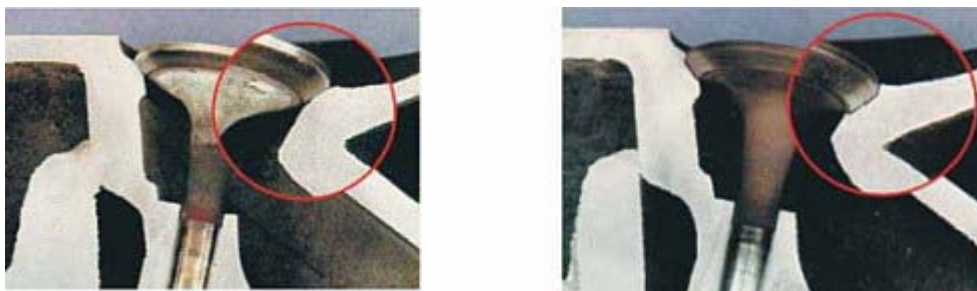


Рисунок 2. Положение выпускного клапана до и после проседания

Выпускные клапаны, по сравнению со впускными, больше подвергаются воздействию температуры. При номинальной нагрузке, седла впускных и выпускных клапанов работают при температурах около 300° и 350°. Тогда как тарелки клапанов и нагреваются до 850°С даже при работе двигателя на бензине. Поэтому, как на бензине, так и на газу, обычно страдают выпускные клапаны.

Прежде всего следует сказать, что основное охлаждение клапанов происходит в результате теплоотдачи при контакте тарелки клапана с седлом. Чем лучше происходит теплообмен между клапаном и седлом, а также теплоотвод через систему охлаждения головки блока цилиндров, тем ниже температура всех деталей двигателя. Газообразное топливо, в случае с высокоочищенной пропан-бутановой смесью или метаном, сгорает полностью без образования углеродистых остатков. В случае с бензином такие остатки формируют тонкую пленку на поверхностях соприкосновения клапана с седлом и защищают их от износа. Дело в том, что сам по себе бензин содержит маслянистые примеси углеводородов, кроме того, для улучшения его качеств добавляются присадки (красители, антиоксиданты, ингибиторы коррозии, моющие вещества, добавки для повышения октанового числа).

Напротив, на газу, при прямом контакте металлических поверхностей и более высокой температуре происходит микроплавление на соприкасающихся поверхностях с последующим окислением продуктов плавления и образованием абразивной поверхности. В результате наблюдается значительный износ поверхностей и нарушается теплообмен.

Проблема прогорания клапанов была решена для карбюраторных автомобилей, при помощи смешивания газа и бензина. На высоких нагрузках и при высокой частоте вращения коленчатого вала одновременная подача газа в первичную камеру карбюратора и бензина – во вторичную приводит к образованию бензогазовоздушной смеси, имеющей скорость горения, близкую к скорости горения бензовоздушной смеси [3].

Вывод: основному износу подвержены выпускные клапана и для уменьшения износа выпускных клапанов и увеличения ресурса двигателя необходимо комбинирование топлив (бензин и газ).

Таким образом, исследования направленные на разработку двухтопливной комбинированной системы питания, обеспечивающей снижение износа выпускных клапанов, является актуальной.

Библиографический список

1. Лисин В.А. «Повышение эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей путем обоснования периодичности обслуживания двухтопливной системы питания». Диссертация кандидата технических наук, Оренбург 2005.
2. Левашов М. Г. «Повышение эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей путем применения комбинированной системы впрыска топлив» Диссертация кандидата технических наук, Омск 2007.
3. Статья: «На газу клапан должен держать», Московский учебно-диагностический центр, <http://edu-pro.ru/articles/stshir3.shtml>.

УДК 656.13

СОСТОЯНИЕ И НАУЧНЫЙ УРОВЕНЬ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

А.Н. Чебоксаров, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Одной из основных задач технической эксплуатации является определение путей и методов наиболее эффективного управления техническим состоянием и работоспособностью автомобилей.

Действующая в нашей стране система поддержания автомобилей в технически исправном состоянии сформировалась в начале 30-х годов. В 1933 г. была предложена планово-предупредительная система ремонта, предусматривающая четыре вида обслуживания и предупредительный ремонт. С 1936 г. действовала планово-предупредительная система с принудительным осмотром (инспекция) автомобилей и выполнением ремонтов по потребности. В 1943 г. вышло в свет Положение о профилактическом обслуживании автомобилей, предусматривающее

проведение ЕО, ТО-1, ТО-2, текущий, средний, и капитальные ремонты. В Положениях, изданных в 1947 г., 1949 г. и 1954 г., была увеличена периодичность ТО, сокращена трудоемкость выполняемых работ и введено сезонное обслуживание [1, 2].

До 1960 г. практически во всех странах действовала тактика выполнения работ по наработке с установленным перечнем технических воздействий. В начале 60-х годов за рубежом стали отказываться от устаревшей системы обслуживания по наработке "hard time" и переходить к более прогрессивной тактике выполнения работ по фактическому состоянию "of condition" с периодическим или непрерывным контролем.

В конце 50-х – начале 60-х годов в некоторых учебных и научно-исследовательских институтах были выполнены ценные работы по теории эксплуатации и надежности автомобилей, классификации условий их работы, организации и технологии ТО. На основании всех этих исследований НИИАТ и другие институты разработали новое Положение, которое начало действовать с 1963 г. В нем впервые была применена упрощенная методика корректирования периодичностей и трудоемкостей работ по ТО и ремонту автомобилей с учетом основных условий эксплуатации [2]. Перечисленные документы, в то время, в основном соответствовали своему назначению и способствовали поддержанию подвижного состава в работоспособном состоянии. Аналогичные системы действовали и в других развитых странах.

В начале 60-х годов в ряде научных организаций страны (НИИАТе, ХАДИ, ГосавтодорНИИ, МАДИ и др.) начались научно-исследовательские работы в области технической диагностики автомобилей. На ряде АТП созданы экспериментальные станции диагностики и проведены их эксплуатационные испытания.

Значительным импульсом в развитии теоретических и практических вопросов диагностики автомобилей в нашей стране явилась 1-я Всесоюзная научная конференция по диагностике автомобилей (1967 г, Харьков), на которой были сформулированы основные теоретические и практические рекомендации по развитию методов и средств диагностирования автомобилей. На многих АТП в 70-е годы появились первые станции диагностики, осваивалось производство диагностического оборудования, на страницах журналов и научных сборников освещался первый опыт внедрения диагностических постов и оборудования. Дважды, в 1976 г. и 1982 г., издавалось Руководство по диагностике технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта, подготовленное сотрудниками НИИАТа, ГосавтотрансНИИпроекта, МАДИ и ХАДИ.

В этих документах были изложены основные результаты исследований по технологии в организации диагностирования и приведена

диагностическая документация, перечни работ и трудоемкости диагностик Д-1 и Д-2, нормативные значения диагностических признаков, табель средств диагностирования для АТП различной мощности, планировочные решения постов диагностики [1, 2]. Появились ГОСТы по диагностике автомобилей и тракторов. Начались работы в НИИАТе по подготовке нового Положения.

В период с 1972 г. по 1989 г. в ряде организаций продолжались научно-исследовательские работы по созданию теории, методов и средств диагностирования автомобилей. По объему и глубине исследований вопросы диагностирования автомобилей в то время, бесспорно, занимали первое место среди других исследований в области автомобильного транспорта. Усилиями многих научных коллективов были созданы предпосылки для широкого внедрения результатов научных исследований в практику работы предприятий автомобильного транспорта. К сожалению, результаты этих серьезных исследований в Положении 1984 г. опять практически не были использованы.

В начале 80-х годов в нашей стране наступил заметный спад научно-исследовательских работ в области технической диагностики автомобилей. Это, очевидно и явилось основной причиной нашего дальнейшего отставания в этой области от передовых стран.

Концепция действующей в нашей стране системы ТО и ремонта сформулирована и освещена в последнем Положении (1984 г.) [3]. Поэтому целесообразно рассмотреть его с научной точки зрения и с учетом современных требований управления техническим состоянием автомобилей. Наиболее четко и аргументировано критика действующего Положения изложена в работах Говорущенко Н.Я., где в частности указывается на целый ряд недостатков и неточностей, которые присутствуют в данном Положении.

Так по утверждению Говорущенко Н.Я. в основе действующего Положения лежит устаревшая и малоэффективная тактика ТО и ремонта автомобилей по наработке (по ресурсу) с выполнением определенного перечня работ, которая практически ни в одном АТП полностью не соблюдается [1].

Кроме того, по мнению Говорущенко Н.Я., в Положении (издание 1986 г.) принижена роль технической диагностики автомобилей в управлении техническим состоянием [1, 3]. В результате этот документ еще в большей степени усугубил отставание автомобильного транспорта страны по сравнению с передовыми странами в разработке и внедрении прогрессивной системы профилактического обслуживания и ремонта подвижного состава на базе диагностической информации.

Нельзя не согласиться со всеми приведенными выше доводами в пользу пересмотра системы управления техническим состоянием

автомобилей. Положение имеет целый ряд очень существенных недостатков, кроме того, после последнего издания данного Положения прошло уже более 20 лет и за это время наиболее передовые страны ушли далеко вперед в вопросах управления техническим состоянием автомобилей и на данный момент наиболее совершенной системой профилактического обслуживания автомобилей в США и других странах считается система, получившая название "Condition Monitoring", предусматривающая планирование выполнения работ ТО по фактическому состоянию "of condition".

Библиографический список

1. *Говорущенко Н.Я.* Техническая эксплуатация автомобилей. – Харьков: изд-во Харьк. ун-та, 1984. – 312 с.
2. *Кузнецов Е.С., Воронов В.П., Болдин А.П.* и др. Техническая эксплуатация автомобилей. / Учебн. для вузов, 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.
3. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. – М.: Транспорт, 1986. – 73 с.

**СЕКЦИЯ
ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ
В ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ**

УДК 651.1

**ИССЛЕДОВАНИЕ СТОЛКНОВЕНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ НА
РЕГУЛИРУЕМОМ ПЕРЕКРЕСТКЕ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ**

В.Д. Балакин, канд. техн. наук, профессор; Д.В. Немчинов, инженер
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Введение светофорного регулирования, к сожалению, не предотвращает столкновений автомобилей. Обычно они происходят во время смены сигналов светофора: окончания для одного направления и включения разрешающего сигнала для другого направления.

Больше всего при этом возникает конфликтов движущихся прямо транспортных средств с поворачивающими налево.

При расследовании таких ДТП очень важно рассматривать движение автомобилей на масштабной схеме в едином масштабе времени для всех участников с определением скоростей движения на основе расчета процесса столкновения. Бытующая практика расследования на основе только показаний участников и свидетелей без расчетной проверки движения автомобилей и без составления масштабной схемы пересечения может привести к ошибочным выводам.

В качестве примера рассмотрим реальное столкновение двух автомобилей на перекрестке у остановки общественного транспорта «Аграрный университет» по ул. Красный путь в г. Омске (рисунок 1). Автомобиль «Мерседес» двигался от ул. Березовой со скоростью около 50 км/ч и проезжал перекресток на мигающий зеленый или желтый (или даже красный) сигнал светофора, а водитель автомобиля ВАЗ -2104 подъезжал по ул. Красный путь от ул. Заозерной и совершал левый поворот на желтый сигнал, когда встречные ему автомобили стали, по его словам, останавливаться. И с учетом показаний свидетеля, который стоял перед стоп-линией на подъезде от «Аграрного университета», о том, что автомобили слева от него перед пешеходным переходом через улицу Красный путь остановились, а «Мерседес» по крайней правой полосе продолжил движение на красный уже сигнал светофора, тогда как ВАЗ -2104 после остановки начал заканчивать левый поворот к «Аграрному университету», действуя по п. 13.7 ПДД. И это было положено в основу решения по этому ДТП.

После построения же масштабной схемы этого перекрестка стало же сразу очевидным, что показания свидетеля не могут быть положены в ос-

нову каких-то решений, так как с места своего положения этот свидетель не мог одновременно наблюдать и фиксировать положение встречных автомобилей на ул. Красный путь, между которыми расстояния превышало 35....40 м, а угол наблюдения по схеме был не менее 90...104°

$$\alpha = (35...40) / 22 = 1,59...1,82 \text{ рад} \geq 90...104^\circ \quad (1)$$

тогда как угол удовлетворительной видимости без перевода взгляда не превышает 12° [1].

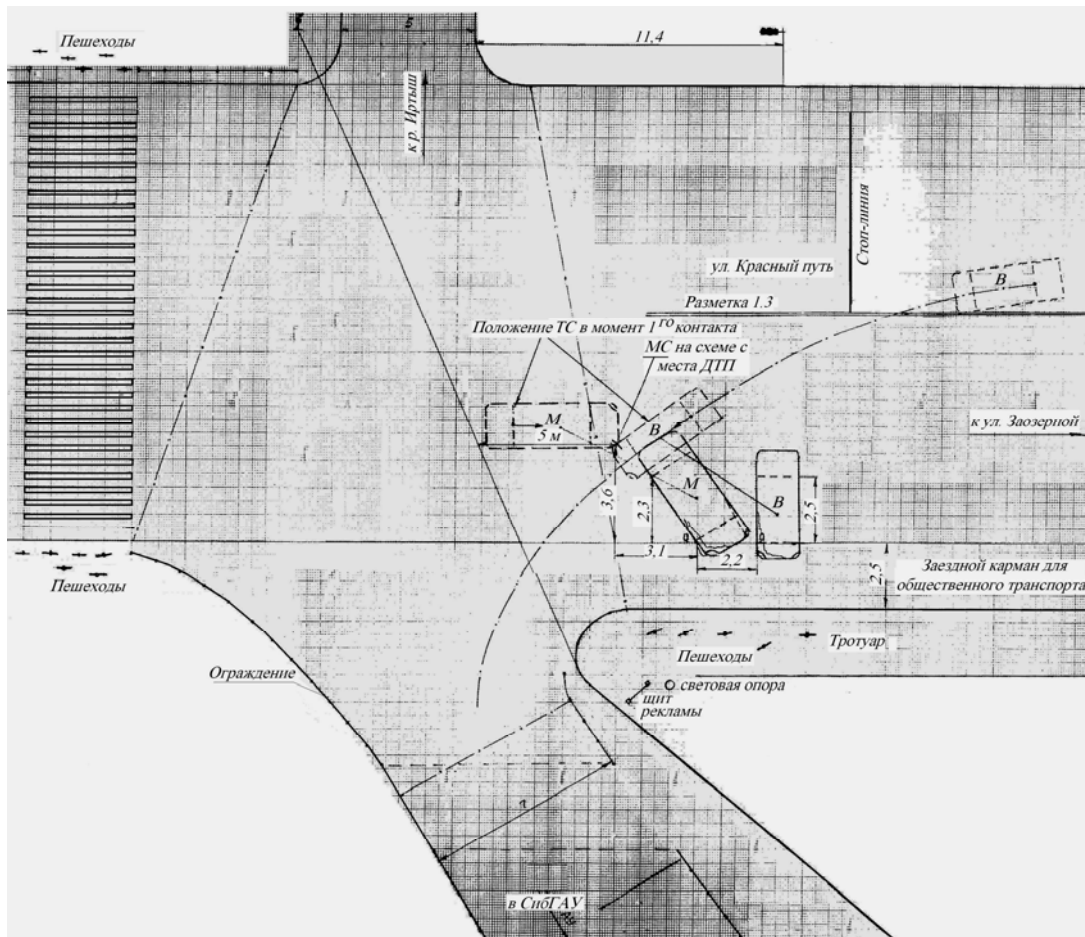


Рисунок 1. Схема ДТП

Причем этот свидетель должен был сосредоточить внимание на светофоре своего направления, расположенном на противоположной стороне ул. Красный путь.

Когда по повреждениям автомобилей разместили их масштабные контуры в зоне начала осыпи, то при переходе в зафиксированное конечное положение их центры масс переместились соответственно $S_M = 5,5$ м и $S_B = 5,3$ м, а развернулись они на угол $\gamma_i = \gamma_A = 50^\circ = 0,87 \text{ рад}$, причем Мерседес вправо, а ВАЗ -2104 – влево.

Автомобиль Мерседес перемещался в направлении своего движения, а ВАЗ -2104 был остановлен и отброшен в обратном направлении, поэтому в первом приближении среднюю реализацию сцепления шинами Мерседеса можно принять на уровне $\varphi = 0,3$, а шинами ВАЗ -2104 на сухом асфальто-бетоне – на уровне $\varphi = 0,5$.

Также можно найти остаточные скорости автомобилей, которые были погашены при перемещении от места первого контакта до конечного положения [2, 3].

$$V = \sqrt{2\varphi g(S + \gamma \cdot \dot{a} \cdot \dot{a} / L)}, \quad (2)$$

$$V_i = \sqrt{2 \cdot 0,3 \cdot 9,81(5,5 + 2 \cdot 0,87 \cdot 1,3 \cdot 1,5 / 2,8)} = 6,28 \text{ м/с}$$

$$V_A = \sqrt{2 \cdot 0,5 \cdot 9,81(5,3 + 2 \cdot 0,87 \cdot 1,15 \cdot 1,27 / 2,42)} = 7,89 \text{ м/с}$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; a и b – координаты центра масс, м; L – базы автомобилей, м.

Принимая скорость движения Мерседеса до столкновения $50 \text{ км/ч} = 13,9 \text{ м/с}$, которую никто не оспаривал, можно найти скорость движения автомобиля ВАЗ -2104 в момент столкновения по уравнению на основе закона сохранения количества движения, проектируя векторы количества движения на направление ул. Красный путь, по которому двигался автомобиль Мерседес.

$$m_M v_{MC} - m_B v_{BC} / \cos \alpha'_B = m_M v_M \cos \alpha_M + m_B \cos \alpha_B \quad (3)$$

Подставляя массы автомобилей $m_M=1670 \text{ кг}$, $m_B=1120 \text{ кг}$, и значения углов $\alpha'_B=40^\circ$, $\alpha_M=26^\circ$, $\alpha_B=30^\circ$ получаем скорость автомобиля ВАЗ -2104 $7,09 \text{ м/с} = 25,5 \text{ км/ч}$. Такое значение скорости водитель заднеприводного автомобиля ВАЗ -2104 не мог развить с места на таком сложном повороте с радиусом $13...15 \text{ м}$, поэтому данный автомобиль двигался с ходу, снизив первоначальную скорость непосредственно перед поворотом.

А по вероятной траектории его подхода к месту столкновения, чтобы повернуть налево к «Аграрному университету» этот автомобиль пересекал сплошную линию разметки 1.3, и в момент столкновения даже еще не заехал на перекресток, ограниченный штрихпунктирными линиями по началу закруглений проезжих частей (см. масштабную схему на рисунке 1). А автомобиль Мерседес практически уже начал выходить из зоны перекрестка, двигаясь по второй полосе в условиях свободного движения, когда попутных останавливающихся автомобилей явно в это время не было.

Водителю ВАЗ -2104, естественно, следовало по п.13.4 ПДД уступить дорогу встречному Мерседесу, а не создавать аварийной ситуации, так как с момента пересечения осевой линии дороги до места столкновения ВАЗ -2104 затратил (по схеме) всего $14 \cdot 3,6 / 25,5 \sim 2 \text{ с}$, а от подхода к полосе Мер-

седеса с боковым интервалом до нее около 1 м – не более $(14-7) \cdot 3,6/25,5 = 0,99$ с. Поэтому водитель Мерседеса и не успел даже начать торможение.

Библиографический список

1. Мишуринов В.М., Романов А.Н. Надежность водителя и безопасность движения. – М. Транспорт, 1990 г.
2. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. –М.: Транспорт, 1989 г.
3. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. - СПб.: ООО Изд-во «ДНК», 2006

УДК 656.13: 656.084

К ВОПРОСУ ДОРОЖНОГО АУДИТА

Н.И. Бутакова, аспирантка; Ю.А. Рябоконь, канд. техн. наук, профессор
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Дорожно-транспортные происшествия, как в городских условиях, так и на вне городских дорогах общего пользования имеют тенденцию сосредотачиваться на определенных участках, к которым, прежде всего, относятся пересечения в одном уровне, кривые в плане малого радиуса, места с ограниченной видимостью, участки дорог на застроенной территории. Высокая частота ДТП на них может быть обусловлена неблагоприятными дорожными условиями, несовершенством схем организации движения. В этих случаях улучшение дорожных условий на участках концентрации ДТП способно существенно снизить риск ДТП в целом на рассматриваемой дорожной сети. Протяженность таких участков на сети внегородских дорог обычно не превышает 10-15 %, а число ДТП на них может достигать 30-40 % от общего объема аварийности. В связи с этим, не случайно то пристальное внимание, которое уделяется в мировой практике решению проблемы сокращения аварийности на участках с повышенным риском ДТП, в том числе на основе реализации специальных программ повышения безопасности дорожного движения.

Накопленный практический опыт снижения аварийности на участках с особо высоким риском ДТП показал, что применяемые в этих целях методы нуждаются в постоянном совершенствовании с позиции более точного учета факторов дорожных условий, способствующих возникновению таких участков; повышения точности идентификации очагов аварийности; оценки степени их опасности; оценки эффективности мероприятий по повышению безопасности движения. Конечной целью совершенствования методологии выявления и профилактики мест с высоким риском ДТП следует считать повышение экономической эффективности назначаемых контрмер при одновременном достижении максимального результата с по-

зиции сокращения дорожной аварийности [2]. При этом как в отечественных, так и зарубежных исследованиях установлено, что неблагоприятные дорожные условия могут приводить к возникновению участков концентрации ДТП вследствие отклонения показателей технического уровня, эксплуатационного состояния и уровня содержания дорог и дорожных сооружений от нормативных значений, допускаемых по условиям безопасности движения, особенно если эти отклонения имеют длительный характер и своевременно не устраняются. Таким образом, разработка методов выявления и реконструкции участков концентрации ДТП имеет высокую научную и практическую значимость. Для прогнозирования характера изменения аварийности и оценки эффективности мероприятий по повышению безопасности движения на участках концентрации ДТП их рекомендуется подразделять на три типа в зависимости от динамики наблюдаемого уровня аварийности на таких участках:

- прогрессирующие участки концентрации ДТП, на которых за последний год имеется существенный (статистически значимый) рост числа ДТП по сравнению со среднегодовым уровнем аварийности;

- стабильные участки концентрации ДТП, на которых распределение числа совершенных ДТП по годам свидетельствует о постоянстве наблюдаемого уровня аварийности;

- регрессирующие участки концентрации ДТП, на которых статистически значимое уменьшение числа ДТП свидетельствует о снижении наблюдавшегося уровня аварийности [2].

Взаимодействие факторов «человек-дорога» является областью, исследуемой аудитом дорожной безопасности. Аудит дорожной безопасности – метод формального контроля, проводимого независимой командой экспертов с позиции пользователя на разных стадиях технологической готовности дороги, с целью как можно раннего выявления и заблаговременного устранения возможных причин ДТП при эксплуатации дороги дорожными пользователями[1]. Явное преимущество такого аудита в том, что он может проводиться как на существующей дороге, так и для дороги строящейся или проектируемой. В таком случае аудит является сквозной системой контроля. Объектом дорожного аудита является такое качество дороги, как безопасность дороги, контролируемая на протяжении всего технологического процесса создания и эксплуатации автомобильной дороги. Принципиальным отличием аудита безопасности от других методов контроля является:

- проведение анализа безопасности дороги с позиции ее восприятия всеми категориями участников дорожного движения и выявление дефектов, которые могут стать причиной ошибок пользователей и привести к ДТП.

Аудит – это:

- Предотвращение аварийности;
- Повышение качества дорожного проектирования, что снижает аварийность при пользовании дорогой;
- Применение малозатратных мер, позволяющих обеспечить значительные улучшения;
- Продвижение «культуры безопасности» в отрасли путем системной работы на протяжении технологического цикла дорожного проекта (система контроля качества) и получение ощутимого результата по снижению аварийности;
- Постоянный процесс наращивания опыта, приобретения навыков и знаний;
- Гарантия безопасности будущих дорог;
- Экономия общественных средств, времени и спасение человеческих жизней.

Каждая страна, применяющая практику аудита дорожной безопасности, готовит свои руководства по проведению аудита, где базовые принципы концепции адаптированы к национальным особенностям дорожных систем, к стандартам проектирования и климатическим условиям. Независимо от национальной принадлежности и стадии готовности дороги, аудит безопасности всегда нацелен на решение следующих задач:

1. Свести к минимуму вероятность ДТП при пользовании дорогой;
2. В случаи, когда невозможно полностью исключить риск ДТП, необходимо применять решения для сведения к минимуму тяжести последствий вероятных ДТП;
3. Сократить затраты на корректировку «дефектов» на более поздних стадиях готовности дороги за счёт выявления и устранения дефектов на более ранних стадиях.

В настоящее время задача аудита - не только выявить участки дороги с потенциальным риском возникновения ДТП из-за вероятной ошибки человека, но и подготовить рекомендации для устранения этого риска, еще до того, как ДТП на этих участках случатся. Поскольку безопасность дороги – одно из ее главных качеств, то аудит безопасности можно назвать методом контроля качества дорог.

Впервые концепция «аудит дорожной безопасности» появилась в 80-е годы прошлого века в Великобритании на основе развития методов расследования причин ДТП и практики их устранения. Сегодня те страны, в которых используется практика аудита, имеют высокий уровень безопасности дорожных сетей. Аудит дорожной безопасности в новой Зеландии вошёл в программу подготовки дорожных инженеров в высших учебных заведениях в составе дисциплины «безопасность дорожного движения». Применение аудита на стадии проектирования и эксплуатации дорог суще-

ственно способствует повышению безопасности. Сравнение концепции аудита дорожной безопасности с российскими методами контроля дорожной безопасности показывает, что наша система нацелена на контроль ряда эксплуатационных показателей дороги, влияющих на безопасность дорожного движения, и на их соответствие требованиям нормативов. Проводимые обследования (диагностики) дорог концентрируют внимание на оценке уровня и качества исполнения работ по содержанию подрядными организациями. Конечно, уровень содержания дорог влияет на дорожные условия, но оставляет за рамками внимания значительную область риска - человеческий фактор. Применяемая система диагностики дорожных условий не позволяет собрать весь необходимый объём информации при выборе оптимального решения для повышения безопасности дорожного движения. Поэтому при анализе ДТП, как правило, причиной называется несоблюдение ПДД его участниками, хотя истинной причиной может быть дефект проектирования дороги. Именно поэтому ДТП часто концентрируются на определённых участках дороги, и эта концентрация аварийности сигнализирует о причине, скрытой в самой дороге. Российским проектировщикам требуется большее осознание ответственности за результаты своей работы, поскольку дефекты проектирования оплачиваются жизнями и здоровьем дорожных пользователей.

Библиографический список

1. Принципы и инструменты для повышения безопасности дорожного движения в населённых пунктах. Международный опыт./ ООО “Автодорожный Консалтинг”, Архангельск, 2009
2. Российское дорожное агентство Росавтодор. /Методические рекомендации по назначению мероприятий для повышения безопасности движения на участках концентрации ДТП, Москва 2000

УДК 651.1

ПОВЫШЕНИЕ РОЛИ ЭКСПЕРТИЗЫ ПРИ РАССЛЕДОВАНИИ НАЕЗДОВ НА ПЕШЕХОДОВ

А.С. Дариенко, магистрантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В последнее время с улучшением ровности покрытий дорог в населённых пунктах возросло число наездов в зонах расположения пешеходных переходов. При неполной или некачественной информации с места ДТП, расследование обычно базируется на показаниях участников и свидетелей, которые объективно неточные и зачастую противоречивые.

В качестве примера рассмотрим расследование ДТП с наездом легкового автомобиля на пешехода в темное время суток при ширине проезжей части 20 м и ширине зоны пешеходного перехода 8 м.

Автомобиль Mercedes-200D после наезда оказался в конце следов торможения передних колес длиной 18,5 м. на полосе встречного движения, а пешеход после отброса от места наезда оказался лежащим на проезжей части на расстоянии 15 м за зоной пешеходного перехода и на расстоянии 5 м от правого края проезжей части.

Водитель автомобиля утверждал, что он двигался со скоростью около 40 км/ч в соответствии со знаком 3.24 «ограничение скорости 40 км/ч», так как дорога была скользкой, а пешехода обнаружил выбегаящим из-за встречного автомобиля за пределами пешеходного перехода. Он применил торможение с поворотом влево, но избежать наезда не смог. По показаниям свидетелей дорога была сухой и чистой от снега, а пешеход переходил шагом по пешеходному переходу или около него, а встречного автомобиля не было, был только подходящий попутный автомобиль по крайнему правому ряду.

В результате наезда пешеходу – мужчине крепкого телосложения в возрасте 50 лет были причинены несовместимые с жизнью травмы в виде переломов ребер, конечностей, костей таза, головы и ключиц. А на автомобиле возникли деформации бампера, передней решетки, капота спереди – назад и сверху – вниз, была разбита правая блок-фара и разрушено лобовое стекло.

В условиях низкого сцепления скорость движения автомобиля по следам скольжения 18,5 м и рекомендациям для экспертов [2, 3] получается всего 31,4 км/ч (1):

$$V = 0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot t_3 + \sqrt{2 \cdot \varphi \cdot g \cdot S} = 31,4 \text{ км/ч.} \quad (1)$$

А при скорости пешехода бегом 8,6 км/ч на пути всего около 4 м в поле видимости водителя по его показаниям время создания опасности получается всего 1,67 м (2) по расчету:

$$t = S/V = 4 \cdot 3,6/8,6 = 1,67 \text{ с.} \quad (2)$$

При таком времени удаление автомобиля от линии пешехода могло составить $1,67 \cdot 8,7 = 14,56$ м, тогда как для остановки автомобиля с учетом рекомендуемых значений параметров времени реакции, времени запаздывания и нарастания замедления t_1, t_2, t_3 требовалось расстояние 28 м (3).

$$S_0 = (t_1 + t_2 + t_3) \cdot V + S_{\text{торм}} = (0,8 + 0,1 + 0,2) \cdot 8,7 + 18,5 = 28 \text{ м.} \quad (3)$$

Отсюда получается вывод об отсутствии у водителя технической возможности предотвратить наезд на пешехода своевременным торможением.

Но полученные при такой расчетной проверке значения скорости автомобиля и принятое значение скорости движения пешехода совершенно не согласуются с механизмом их взаимодействия по последствиям травмирования и отброса пешехода [1]. Поэтому для реконструкции данного события необходимо рассматривать развитие дорожной ситуации на масштабной схеме с общей координатой времени для участников в момент первого контакта.

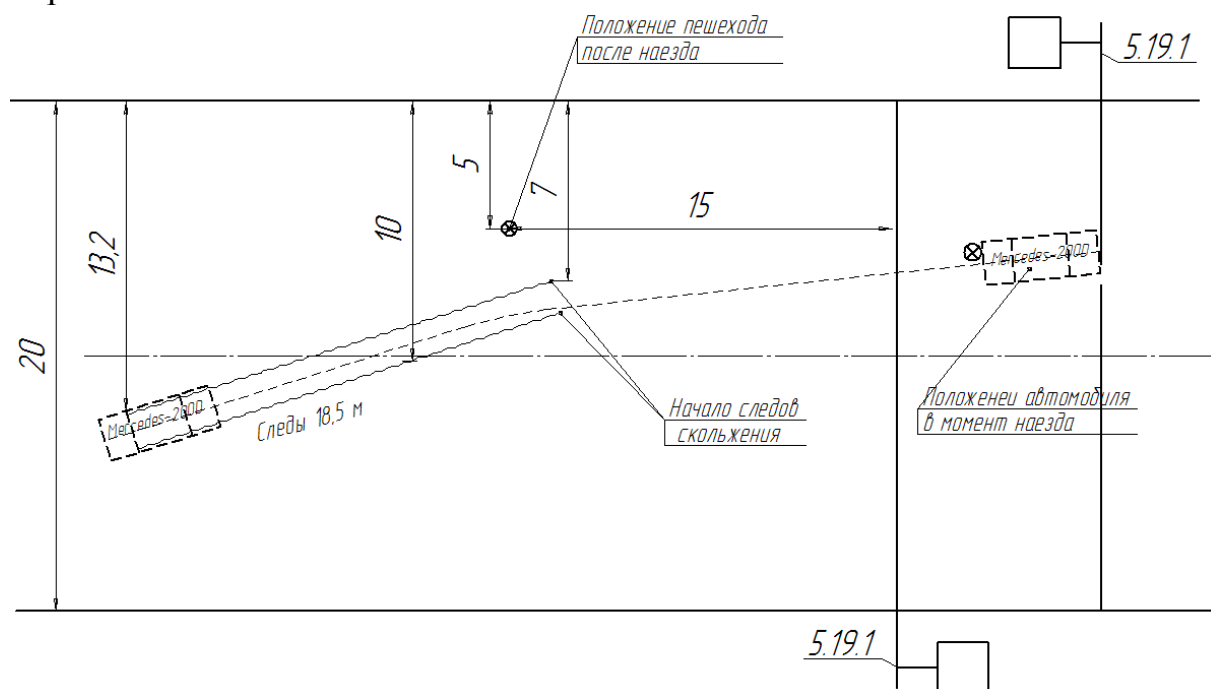


Рисунок 1. Схема наезда на пешехода в зоне пешеходного перехода

Построение масштабной схемы по размерам с места ДТП (рисунок 1) позволяет сразу сделать вывод о том, что водитель автомобиля совершил маневр поворота влево до начала торможения, так как при заблокированных передних колесах изменить траекторию технически было невозможно. А поскольку были доведены до скольжения шины только передних колес, задние колеса двигались в режиме торможения с качением без скольжения, то реальные условия сцепления на данном участке покрытия дороги соответствовали реализации коэффициента сцепления не менее $\varphi = 0,6$, чтобы технически исправный автомобиль мог развивать нормативное замедление не менее $j_t = 5,8 \text{ м/с}^2$ [2].

Тогда начальная скорость автомобиля по длине следов скольжения передних шин должна была быть не менее 56,9 км/ч (1).

$$V = 1,8 \cdot 0,6 \cdot 9,81 \cdot 0,35 + \sqrt{26 \cdot 0,6 \cdot 9,81 \cdot 18,5} = 56,9 \text{ км/ч.} \quad (4)$$

А пешеход не мог пересекать проезжую часть в темпе быстрого бега, так как в этом случае его туловище и центр масс в момент первого контакта ног пешехода с зоной бампера и правой передней фарой автомобиля

должны были войти в контакт с правой передней стойкой автомобиля. При этом возник бы разворот пешехода и его обязательное контактирование с правым зеркалом заднего вида автомобиля, чего не было в действительности.

При отбросе пешехода в зафиксированное конечное положение наезд должен был произойти до начала торможения автомобиля. В режиме экстренного маневра «вход в поворот» для движения автомобиля по траектории торможения с углом поворота γ влево около $16^\circ = 0,27$ радиан (5), автомобиль должен был пройти расстояние не менее 27,7 м (6) [3].

$$\gamma = \arcsin[(13,2 - 8,2)/18,5] = 16^\circ = 0,27 \text{ рад} \quad (5)$$

$$X_M = \gamma \cdot V^2 / 63,3 \cdot \varphi_y = 0,27 \cdot 56,9^2 / 63,6 \cdot 0,8 \cdot 0,6 = 27,7 \text{ м.} \quad (6)$$

При этом поперечное смещение центра его задней оси должно было составить 2,4 м (7).

$$Y_M = 21,2 \cdot \varphi_y \cdot X_M^2 / V^2 = 21,2 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 27,7^2 / 56,9^2 = 2,4 \text{ м.} \quad (7)$$

Отодвигая масштабный контур автомобиля от положения в начале следов скольжения шин его передних колес в положение перед началом можно построить плавную траекторию движения этого автомобиля.

Тяжесть полученных пешеходом травм и возникшие на автомобиле повреждения соответствуют скорости наезда легковым автомобилем более 50 км/ч [1], а расстояние его отброса от места наезда при скорости 56,9 км/ч по материалам исследований может быть найдено по выражению (8).

$$L_0 = 0,24V_H^2 + 1,4V_H \cdot 10^{-3} = 0,24 \cdot 56,9^2 + 1,4 \cdot 56,9 \cdot 10^{-3} = 17 \text{ м.} \quad (8)$$

Отложив на масштабной схеме это расстояние от конечного положения пешехода в направлении против подхода автомобиля, получим наиболее вероятное расположение пешехода и автомобиля в момент наезда. Таким образом, получаем, что наезд в рассматриваемом случае произошел в зоне пешеходного перехода, ограниченного дорожными знаками 5.19.1 и 5.19.2.

Принимая время реакции водителя около 1,0 с, время запаздывания рулевого управления 0,2 с, можно найти положение автомобиля в начале осознания водителем опасности наезда и соответствующее этому моменту положение пешехода на проезжей части.

Время движения автомобиля от указанного исходного положения до наезда могло составить 2,95 с (9):

$$t = 1,0 + 0,2 + X_M \cdot 3,6 / V_H = 1,0 + 0,2 + 27,7 \cdot 3,6 / 56,9 = 2,95 \text{ с,} \quad (9)$$

где ΔX - расстояние от места наезда до начала следов торможения.

За это время при движении пешехода шагом со скоростью 4,8 км/ч он мог пройти расстояние 3,9 м (10):

$$S_{\Pi} = V_{\Pi} \cdot t / 3,6 = 4,8 \cdot 2,95 / 3,6 = 3,9 \text{ м.} \quad (10)$$

Отложив это расстояние от места наезда, получаем вероятное расположение пешехода в зоне около осевой линии дороги.

Для остановки автомобиля Mercedes-200D со скоростью 56,9 км/ч в данных условиях экстренным торможением требовалось расстояние 32,3 м (11):

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \cdot V / 3,6 + S_{\text{торм}} = (0,6 + 0,1 + 0,5 \cdot 0,35) \cdot 56,9 / 3,6 + 18,5 = 32,3 \text{ м.} \quad (11)$$

А для остановки с ограничением по дорожному знаку значению скорости этого автомобиля 40 км/ч требовалось расстояние (12):

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \cdot V / 3,6 + S_{\text{торм}} = (0,6 + 0,1 + 0,5 \cdot 0,35) \cdot 40 / 3,6 + 18,5 = 28,2 \text{ м.} \quad (12)$$

Сравнивая значения остановочных путей с исходным расстоянием в расчетный момент начала водителем осознания опасности, получаем вывод о том, что водитель мог предотвратить наезд, если бы не тратил время на маневр, а своевременно применил по п. 10.1 торможение.

В момент выхода пешехода на проезжую часть расстояние до подходящего автомобиля могло быть не менее 46,2 м (13):

$$S_y = V_a \cdot S_{\Pi} / V_{\Pi} = 56,9 \cdot 3,9 / 4,8 = 46,2 \text{ м.} \quad (13)$$

Поэтому пешеход продолжал движение по пешеходному переходу, надеясь на остановку автомобиля перед ним. А водитель автомобиля не снижал скорость до указанного на знаке значения, он мог сосредоточить свое внимание на опережении идущего автомобиля по правой полосе и отчетливо обнаружил пешехода в свете фар и уличного освещения на указанном выше расстоянии. Применение водителем маневра вместо снижения скорости привело к аварийной ситуации.

Таким образом только полным расчетным анализом формирования дорожной ситуации в едином масштабе времени для всех участников ДТП на основе законов механики и имеющихся исследований механизма взаимодействия [4] может быть создана обстоятельная техническая база для правового решения по ДТП и профилактики аварийности в стране.

Библиографический список

1. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. –С.: Транспорт, 1989.
2. Коршаков И.К. Автомобиль и пешеход: Анализ механизма наезда. –М.: Транспорт, 1988.
3. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. М.: Изд-во «Экзамен», 2003.
4. Балакин В. Д. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. – Омск.: СибАДИ, 2010

Научный руководитель: канд. тех. наук, профессор В.Д. Балакин

К ВОПРОСУ О СТОХАСТИЧНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА

В.В. Петров, канд. техн. наук; А.С. Кашталинский, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Качество управления движением транспортных потоков в значительной степени определяется соответствием режимов управления состоянию транспортного потока. Режимы управления имеет основные параметры, которыми являются длительность цикла и длительность фаз. Состояние транспортного потока, как правило, определяется уровнем интенсивности движения. Анализ работы перекрестков в составе АСУ дорожным движением в городах РФ показал, что расчет параметров управления, основанный на статистических данных за год, полученных с помощью детекторов транспорта нередко требует существенной корректировки.

Таким образом, была поставлена задача уточнения методов расчета параметров управления.

В общепринятой методике расчета длительности цикла и фаз [1] в качестве исходных данных берутся средние значения интенсивности движения за периоды времени 15 минут или 60 минут. В соответствии с работой [2] интенсивность движения λ можно записать следующим образом:

$$\lambda = \lambda_{\text{det}} + \lambda_{\text{var}}, \quad (1)$$

где λ_{det} - постоянная составляющая; λ_{var} - случайная составляющая.

Робертсон в своей работе [4] указывает, что качество управления ТП мало зависит от случайной составляющей λ_{var} пока степень насыщения ТП на направлении движения $X < 0,8$ ($0 \leq X \leq 1$). Величина X определяется по формуле:

$$X = \frac{T}{t} \cdot \frac{\lambda}{s}, \quad (2)$$

где T – длительность цикла; t – длительность фазы; λ – интенсивность движения; s – поток насыщения (s -const). Робертсон указывает, что роль случайной составляющей λ_{var} при степени насыщения $X > 0,8$ очень велика и для оценки качества управления ТП предлагает ввести случайную составляющую задержки z_v :

$$z_v = \frac{1}{4} \cdot \frac{X^2}{(1-X)}, \quad (3)$$

Как видно из формулы (3) случайная задержка зависит только от величины степени насыщения X . Если учесть что в степени насыщения независимая переменная – это интенсивность движения, то величина z_V , в основном, определяется также интенсивностью ТП. Таким образом, случайный характер интенсивности имеет неоднозначное и значительное влияние на качество управления ТП. Случайный характер изменения интенсивности ТП принято называть стохастичностью ТП [3].

Для решения поставленной задачи необходимо выполнить следующие действия:

- исследовать изменения интенсивности ТП в широком диапазоне;
- установить значимость и характер стохастичности от величины интенсивности ТП;
- установить связь стохастичности с параметрами управления ТП.

На первом шаге выполнения задачи был выполнен анализ статистических данных изменения интенсивности ТП, полученных с помощью детекторов транспорта. Данные собранные в течении месяца непрерывного измерения с 01.11.2006 по 27.11.2007 г. на двухполосном направлении движения ул. Фрунзе г. Омска. Состав ТП: 85 % - легковые автомобили; 15 % - грузовые и автобусы. Интенсивность ТП изменялась от 0 до 800 автомобилей в час на полосу. Период усреднения данных составлял 5 минут.

В результате обработки данных были получены аппроксимирующие зависимости относительного показателя λ_o и абсолютного показателя λ_a разброса интенсивности ТП от средней величины интенсивности:

$$\lambda_o = 37,521 - 0,035\lambda, \quad (4)$$

$$\lambda_a = 24,875 + 0,131\lambda, \quad (5)$$

где λ – среднее значение интенсивности ТП.

Как видно из уравнения (4) с ростом интенсивности ТП изменяется величина разброса λ_o , а при средних значениях ($300 \leq \lambda \leq 600$) разброс может составлять порядка 20%. Если перейти к абсолютным значениям (в соответствии с выражением (5)), то при $\lambda=600$ авт/ч λ_a составит более 100 авт/ч. Что приведет к затору, т.к. величина X вместо 0,8 составит 0,95 в соответствии с выражением (2).

На основании анализа параметров управления с учетом полученных поправок можно сделать вывод, что учет стохастичности ТП позволяет сократить вероятность возникновения заторовых ситуаций в среднем на 10-15 %.

Библиографический список

1. Руководство по регулированию дорожного движения в городах. М.: Стройиздат, 1974. – 96с.
2. Печерский М.П., Хорович Б.Г. Автоматизированные системы управления дорожным движением в городах. М.: Транспорт, 1979. – 176 с.
3. Петров В.В. Управление движением транспортных потоков в городах: Монография – Омск: Изд. СибАДИ, 2007. – 92с.
4. Robertson D. Transyt method for area traffic control. // Traffic Engineering & Control. – 1969 – №11 – С. 6.

УДК 656.1

СОВРЕМЕННОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ОБ ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДОРОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

В.А. Краус, аспирантка; Ю.А. Рябоконь, канд. техн. наук, профессор
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Применение автоматизированных систем управления дорожным движением (АСУДД) на магистралях с оживленным движением автотранспорта является одной из эффективных мер по улучшению целого ряда показателей дорожного движения на улично-дорожной сети (УДС) больших городов.

Эксплуатирующиеся в настоящее время в городах России АСУДД в большинстве случаев относятся к системам первого и второго поколения, где управление транспортными потоками осуществляется по жестким планам координации, и при этом не учитывается реально складывающаяся ситуация на дорогах. Существенным их недостатком является изначально заложенная функциональная ограниченность, отсутствие совместимости оборудования системы при ее наращивании, узкоспециализированная ориентированность линий связи, естественный износ оборудования и небольшая территория применения (как правило, охватывает небольшой район в пределах города). Вследствие этого они практически не оказывают существенного влияния на управление транспортными потоками и не помогают избежать серьезных заторов на УДС городов [1].

В связи с этим важным аспектом является внедрение новых, более гибких АСУДД.

При выборе наиболее предпочтительного проекта возникает проблема оценки эффективности внедрения различных технологий АСУДД.

В общем случае под эффективностью понимается свойство систем, характеризующее ее способность выполнять задачи по целевому назначению.

Представляется важным отметить, что понятие эффективности может быть рассмотрено в зависимости от контекста, применительно как непосред-

ственно к самому объекту управления, так и к методам или средствам управления объектом. Также очевидно, что оценка эффективности может быть выражена в терминах стоимости системы, времени регулирования, своевременности управления, максимального соответствия потребностей и управляющих воздействий и пр.

Роль автоматизированных систем в дорожном движении характеризуются комплексом управляющих, информационных и организационных функций в зависимости от поставленных целей и конфигурации конкретных систем.

При этом внедрение и эксплуатация АСУДД являются достаточно затратными мероприятиями. Поэтому оценка эффективности этих систем является важнейшей задачей.

К основным показателям эффективности АСУДД [2] относят:

- время задержки транспортных средств (ТС) на перекрестках;
- число остановок транспортных средств на перекрестках;
- расход топлива;
- среднюю скорость движения ТС;
- пропускную способность дорожной сети;
- уровень безопасности движения.

Для участников дорожного движения особое значение имеют сокращение задержек и числа остановок на маршруте координации. А на эти показатели могут оказать влияние такие факторы как неупорядоченное движение пешеходов через проезжую часть, уличные парковки, разрешенные левоповоротные съезды с магистрали (за счет разрывов разделительной полосы между встречными направлениями движения), остановочные пункты городского пассажирского транспорта. Эти помехи движению могут существенно снизить эффективность АСУДД по многим показателям.

Эффективность АСУДД в период ее исправной работы проверяется путем анализа режимов управления программ координации (ПК). Фактический эффект, достигаемый вследствие применения ПК, может рассчитываться на основании результатов сравнения значений параметров, определяющих эффективность системы. В качестве оценочных параметров принимаются [3]:

- величина задержки ТС;
- время движения ТС по маршруту координации;
- количество остановок на маршруте координации.

Оценка эффективности ПК по указанным параметрам может быть выполнена с помощью следующих методов [3]:

- натурного обследования;
- расчета средствами АСУД;
- имитационного моделирования.

Для оценки эффективности уже внедренных АСУДД наибольшее распространение получил метод натурного обследования с использованием испытательного автомобиля, в котором располагаются наблюдатели. При многократном проезде по маршруту измеряются такие параметры, как время движения по маршруту координации, а также количество и времена остановок на маршруте, фиксируются места и причины остановок.

Сопоставление внешних проявлений до и после внедрения АСУДД требуется осуществлять при максимальном подобии режима работы, т.е. равных нагрузочных условиях, равноценном времени сравнения, сохранении фактора сезонности и пр. Должны сохраняться неизменными топологическая карта городской транспортной сети, количество и состав объектов дорожной инфраструктуры, центров притяжения и средств управления.

Также должно обеспечиваться наибольшее подобие в воссоздании условий измерения – данные снимаются в тех же точках, в том же объеме, теми же средствами измерений, с той же точностью и с тем же периодом измерений.

В общем виде автоматизированные системы принято оценивать с помощью показателя потерь. Разница потерь составит:

$$\Delta_w = W_0 - W, \quad (1)$$

где W – показатель средних потерь, имеющих место при использовании АСУДД; W_0 – показатель средних потерь, когда управление городским дорожным движением осуществляется без вмешательства АСУДД.

Тогда в любом случае $W_0 \geq W$.

Тогда, логично предположить, что оценивать эффективность АСУДД можно следующим образом:

$$\mathcal{E} = 1 - W/W_0 = -\Delta_w/W_0. \quad (2)$$

Количественная оценка потерь на практике по нанесенному размеру экологического, логистического ущерба и последствиям дорожно-транспортных происшествий представляет собой отдельную задачу. Поэтому величину средних потерь W_0 , в случае, когда процесс ведется без использования системы контроля и управления, можно принять за единицу, а средние потери, возникающие при использовании системы – нормировать.

Тогда,

$$\mathcal{E} = 1 - W. \quad (3)$$

Приведенная оценка эффективности АСУДД по изменению характеристик объекта управления является объективной, однако она не учитывает состояния самой системы управления. Если АСУДД будет пребывать некоторое время в неисправном или неработоспособном состоянии, то очевидно, что эффективность ее функционирования будет заметно снижаться.

Для оценки эффективности с помощью программы расчета задержек, входящей в состав программного обеспечения АСУДД, необходимо достаточное количество детекторов транспорта на перекрестках в районе управления. Анализ эффективности производится по параметрам, полученным при помощи программы расчета задержек за заданные периоды времени и помещенным в соответствующие таблицы. По данным таблицы можно проанализировать изменение интенсивности и скорости движения ТС в районе управления, количество остановленных ТС и значение общей задержки.

Имитационное моделирование выполняется с помощью специальных компьютерных программ с вводом необходимых входных данных

В вышеперечисленных способах оценки эффективности АСУДД не рассматривается вопрос стоимости достижения результатов изменения характеристик объекта управления. Бесспорно, для принятия решений о выборе типа и масштаба реализации АСУДД, необходимо принимать во внимание экономическую рентабельность инвестиций в ликвидацию негативных явлений транспортной системы города.

Многие существующие методики определения экономического эффекта от реализации мероприятий по созданию АСУД [4, 5, 6] выполняются согласно общей схеме, которая включает в себя необходимость обязательного прохождения следующих шагов:

Шаг 1. Определение возможных альтернативных сценариев, с которыми будет производиться сравнение существующего режима работы УДС. При этом необходимо принимать во внимание последствия внедрения каждой из альтернативных технологий с точки зрения изменения режимов работы УДС. Эти последствия могут определяться практически, на натуре или методами моделирования.

Шаг 2. Определение наименований и количественных характеристик (размерностей) факторов, влияющих на эффекты и затраты и возникающие при каждом варианте режимов работы УДС.

Шаг 3. Оценка влияющих факторов.

Шаг 4. Определение наименований затрат и эффектов, возникающих в результате реализации проектов по созданию АСУД.

Шаг 5. Выявление зависимостей между влияющими факторами и возможными эффектами от реализации АСУД.

Шаг 6. Суммирование всех эффектов, суммирование всех затрат, расчет чистого дисконтированного дохода, показателя эффективности, а также ранжирование их величин.

Заключение

К настоящему времени в оценке эффективности АСУДД сохраняется несколько задач:

- утвердить нормативные характеристики дорожных условий для маршрутов координированного управления движением ТС, позволяющих получение максимальной эффективности АСУДД;
- разработать и утвердить методики получения ряда оценочных показателей эффективности АСУДД, установленных ГОСТ 24.501 – 82 [2];
- для обеспечения надежности оценки эффективности систем необходимо разработать и принять методику сравнительных испытаний внешних проявлений до и после внедрения АСУДД, проводимые при идентичных условиях.

Библиографический список

1. *Литвин Е.В., Бурнинова О.А.*, Высокоэффективные решения для управления дорожным движением. – VI Международный Автотранспортный Форум (Москва, 25 – 28 октября 2010 года). URL: <http://www.ksodd.ru/bdd/publication/litvin.php> (дата обращения: 10.10.2011).
2. ГОСТ 24.501-82 Автоматизированные системы управления дорожным движением. Общие требования.
3. *Петров В.В.* Управление движением транспортных потоков в городах: Монография. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2007. – 92 с.
4. *D. Gillen, J. Li, J. Dahlgren, E. Chang.* Assessing the Benefits and Cost of ITS projects: Volume 1 Methodology. Institute of Transportation Studies/California Partners for Advanced Transit Highways (PATH). University of California, Berkeley. 1999. – 16 с.
5. *Zhong-Ren Peng, Edward Beimborn.* A breakeven analysis for statewide ITS project identification and assessment. Center for Urban Transportation Studies/University of Wisconsin-Milwaukee. 2000. – 22 с.
6. *Joseph A. Kratofil, Jr.* A benefit-cost analysis for the use of intelligent transportation system technology for temporary construction zone traffic management on the I-496 reconstruction in Lansing, Michigan. 2001. – 72 с.

УДК 656.081

ПРОБЛЕМЫ СБОРА ДАННЫХ С МЕСТА ДТП

Н.П. Кузнецов, д-р техн. наук; С.А. Рассохин, аспирант;
М.А. Тарасова, аспирантка
Ижевский государственный технический университет
Ижевск

Не смотря на тенденцию к снижению общего количества ДТП в России, за 8 месяцев 2011 г. по Удмуртской республике зарегистрирована 1031 авария, в которых погибли 173 человека, в том числе 18 детей, что превышает цифры за аналогичный период прошлого года почти на 15 % (по данным УГИБДД МВД по УР) [1]. Так же введение ОСАГО и расширение сферы кредитования на покупку автомобилей с обязательным условием страхования по КАСКО привело к появлению принципиально новых

схем страхового мошенничества и активизировало деятельность организованных преступных групп по всей стране [2]. Перед сотрудниками ГИБДД стоит сразу несколько задач: выявить причины роста количества ДТП, сократить время пребывания на месте ДТП, уменьшить субъективизм при сборе сведений о ДТП и месте происшествия; а так же остро стоит проблема оценки принадлежности тех или иных повреждений на кузове автомобиля к конкретному ДТП. Для решения этих задач необходим комплексный подход по нескольким направлениям работ: автоматическое составление схемы ДТП (с помощью тахеометрической съемки, с помощью стереофотосъемки); определение действительного значения начальной скорости столкновения автомобилей; определение коэффициента сцепления шины автомобиля-участника ДТП с полотном дороги на месте ДТП; определение срока давности полученных автомобилем повреждений по цветовым оттенкам поверхности проржавевшего слоя.

Для фиксации расположения объектов на месте ДТП в дополнение к схеме ДТП часто применяется фотосъемка. Разработана математическая модель и модельное устройство метода фиксации места ДТП с помощью стереосъемки. Используя два фотоаппарата или последовательно переставляя один на модельном устройстве, после обработки снимков с помощью математической модели можно получить схему ДТП, построенную в масштабе. При этом сотруднику ДТП нет необходимости выходить на проезжую часть, проводить измерения, а достаточно лишь отметить на полученных снимках точки, характеризующие положение объектов на месте ДТП, например заднее колесо автомобиля, угол дома. Адекватность модели и результаты исследования приведены в статье [3].

Для фиксации места ДТП с помощью тахеометрической съемки предлагается три схемы:

1. Расчетная схема для позиционирования автомобиля на плоскости относительно двух реперных точек с помощью одного тахеометра (см. рисунок 1);
2. Расчетная схема для позиционирования автомобиля на плоскости с помощью двух тахеометров (4,5) и мерного объекта (3) (см. рисунок 2 а);
3. Расчетная схема для определения координат объектов по фотоснимку (2), сделанному при помощи беспилотного летательного аппарата (1) (БПЛА), с использованием тахеометра (3) (см. рисунок 2 б).

Наиболее часто встречающийся параметр, который необходимо определить эксперту-автотехнику при установлении причинно-следственной связи ДТП, - начальная скорость автомобиля до начала торможения. В качестве одного из методов предлагается способ определения начальной скорости столкновения автомобиля с преградой по эллипсу разлета осколков стекла [4,5].

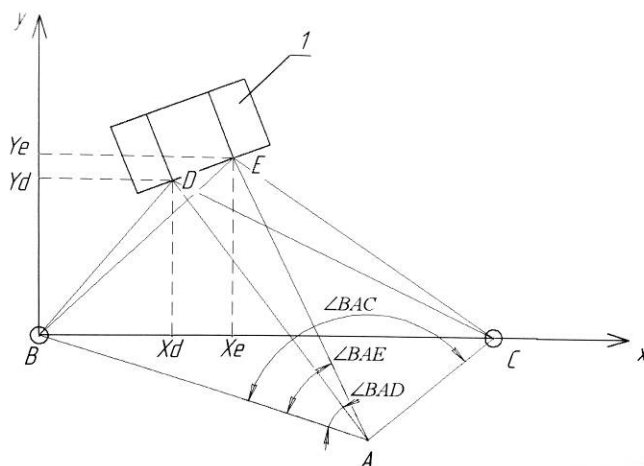


Рисунок 1. Первая расчетная схема:

1 – автомобиль, А – тахеометр,
В – первая реперная точка,
С – вторая реперная точка

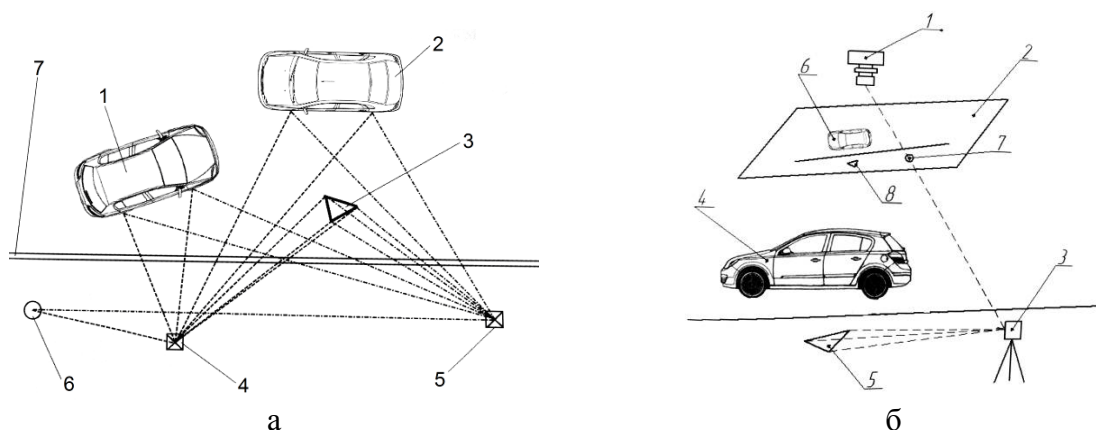


Рисунок 2. Схематическое изображение возможного расположения объектов при проведении измерений: а) с помощью двух тахеометров и мерного объекта; б) с помощью БПЛА, тахеометра и мерного объекта

По данному способу измеряют параметры позиционирования (до столкновения) разбившегося стекла относительно полотна дороги для чего измеряют отклонение от поверхности дороги верхней и нижней его границы. Затем измеряют длину эллипса рассеивания осколков разбившегося стекла для определения скорости столкновения. После фиксации на полотне дороги границы эллипса рассеивания осколков стекла, осколки собирают и экспериментально моделируют процесс формирования эллипса на месте дорожно-транспортного происшествия. Затем вычисляют скорость осколков стекла в момент его разрушения, что соответствует скорости автомобиля в момент столкновения (наезда) по формуле:

$$V_1 = \frac{V_3(a_1 - a_2) - (a_1 - a_3)V_2}{a_3 - a_2} \quad (1)$$

где: V_1 - скорость автомобиля в момент столкновения (наезда); a_1 - длина оси эллипса рассеивания осколков стекла непосредственно на месте ДТП; V_2, V_3 - скорости движения осколков стекла над местом столкновения при экспериментальном моделировании; a_2, a_3 - длины осей эллипсов рассеивания осколков стекла, соответствующие скоростям разброса осколков V_2, V_3 при экспериментальном моделировании на месте ДТП.

В числе параметров, характеризующих место ДТП, есть основной фактор, влияющий на определение начальной скорости автомобиля по следам торможения, называемый коэффициентом сцепления шины колеса автомобиля-участника ДТП с полотном дороги. Предлагается способ и устройство определения действительного значения коэффициента сцепления шины автомобиля-участника ДТП с полотном дороги непосредственно на месте ДТП [6,7].

С помощью данного устройства были проведены измерения значения коэффициента сцепления для автомобиля ВАЗ-21083 на сухом гладком асфальтобетоне:

- для задней оси - износ протектора средний; радиус колеса – 13”(285 мм); измеренное значение коэффициента сцепления – 0,367.

- для передней оси – износ протектора малый; радиус колеса – 13”(285 мм); измеренное значение коэффициента сцепления – 0,702.

Анализируя полученные данные, видим, что значение коэффициента сцепления на сухом асфальтобетоне для задних колес отличается от табличных значений, которыми пользуются в своей повседневной практике эксперты-автотехники (0,7-0,8 [8,9,10]) в два раза. Такое резкое расхождение в значениях из таблиц и в реальных условиях говорит о необходимости измерения коэффициента сцепления конкретного автомобиля-участника ДТП непосредственно на месте ДТП.

На сегодняшний день мошенничество в сфере страхования, методы его распознавания и предотвращения являются наиболее обсуждаемой и актуальной проблемой в кругу специалистов российского страхового рынка. Страховщики обеспокоены ростом числа случаев страхового мошенничества. В связи с этим нужны методы и способы борьбы для решения этой проблемы [2]. Известен способ выявления мошенничества при инсценировке ДТП, в основе которого лежат особенности коррозионного процесса, состоящие в том, что коррозионный процесс приводит к изменению цветовых оттенков продуктов коррозии по времени [11]. В соответствии с [11], скорость коррозии предлагается оценивать по цветовым оттенкам поверхности прокорродировавшегося слоя, для чего используется так называемая цветовая модель RGB [12]. Изменения цветовых оттенков по трем основным цветовым компонентам изображения продуктов коррозии позволяет

найти отличия цветовых оттенков для двух коррозионных процессов, начавшихся на одной и той же поверхности, но в разное время.

Для выявления факта мошенничества достаточно показать, что повреждения, предъявленные в качестве страхового случая, относятся как минимум к двум различным генеральным совокупностям, то есть, были ли они все нанесены в одно и то же время.

Таким образом, предлагаемый способ выявления мошенничества, основанный на проверке гипотезы о принадлежности всех повреждений автомобильного кузова одной генеральной совокупности позволяют оперативно непосредственно на месте дислокации тестируемого автомобиля наглядно и достоверно доказать или опровергнуть гипотезу о принадлежности повреждений одной генеральной совокупности.

Библиографический список

1. *Пушина Е.*, Рекордное количество ДТП: в первые дни сентября на дорогах Удмуртии погибли 11 человек. — 08.09.2011 [Электронный ресурс]: электронная газета «Комсомольская правда» [сайт], учредитель и редакция: ЗАО «ИД «Комсомольская правда», URL: <http://kp.ru/daily/25750.4/2736837/>. (дата обращения 04.10.2011 г.)
2. *Алгазин А.И., Ларичев В.Д.* Страховое мошенничество: Методология выявления и способы противодействия. — Кн.1. Автострахование: Метод пособие. — М.: Изд. дом «Регламент», 2008. — 185 с.
3. *Кузнецов Н.П., Кузнецов П.Н., Рассохин С.А.* О проблеме тестирования места ДТП. // Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса. Материалы Международной научно-практической конференции (17-18 мая, 2011). Том 2, ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК». — Орел: ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК», 2011. — с. 44-49.
4. Заявка на пат. Российская Федерация № 2010146590/20(067315), МПК⁶ В 62 D 101:00. Способ и мобильный стенд для определения скорости столкновения или наезда автотранспортных средств/*Кузнецов Н.П., Кузнецов П.Н., Пенкин В.В., Рассохин С.А.*; заявитель НПАО «ЗОЯ»; заявл. 11.11.2010.
5. *Березуев М.Н., Кузнецов Н.П., Соловьев С.М., Юртиков Р.А.* Моделирование при реконструкции механизма столкновения автомобиля с преградой. - Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2005. - 208 с.
6. Заявка на пат. Российская Федерация № 2010146444/20(067091), МПК⁶ G 01 M 17/02; G 01 N 19/02. Способ определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием и устройство для его осуществления/*Кузнецов Н.П., Рассохин С.А.*; заявитель НПАО «ЗОЯ»; заявл. 15.11.2010.
7. *Кузнецов Н.П.* Новые подходы при реконструкции механизма дорожно-транспортного происшествия (ДТП) / Н.П. Кузнецов, П.Н. Кузнецов, В.В. Пенкин, С.А. Рассохин // Вестник Ижевского государственного технического университета - 2009. - № 4 (44) – с. 12–15.
8. *А.Н. Понизовкин, Ю.М Власко, М.Б. Ляликов и др.* Краткий автомобильный справочник. НИИАТ, М.: АО «Трансконсалтинг», 1994.
9. *В. А. Бекасов и др.* Автотехническая экспертиза. М.: ЦНИИСЭ, 1967.
10. *Кристи Н.М.* Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы М.: ЦНИИСЭ, 1971.
11. *Кузнецов Н.П., Тарасова А.А., Юртиков Р.А.* Об одном способе выявления мошенничества при инсценировке ДТП/Вестник ИжГТУ, 2010, №3(47). — С.39-42.

УДК 656.13: 502.1

ВЛИЯНИЕ ПЕШЕХОДНОГО ДВИЖЕНИЯ НА ЭНЕРГО – ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

Е.В. Парсаев, ст. преподаватель
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Транспортная стратегия РФ на период до 2030 года [1], одной из целью ставит - снижение вредного воздействия транспорта на окружающую среду.

В связи с этим, все большую актуальность приобретает вопрос по реализации мероприятий, направленных на уменьшение негативного воздействия автомобильного транспорта на человека и окружающую среду (в том числе связанных и с организацией дорожного движения (ОДД)) и оценки их эффективности. При этом существенно возрастает значение экологической обоснованности принимаемых решений при назначении методов ОДД и управления транспортными потоками во взаимосвязи с безопасностью движения. Особенно это актуально при организации пешеходного движения через проезжую часть. С одной стороны необходимо обеспечение безопасности и удобства для пешеходов, с другой стороны – снижение транспортных задержек и как следствие уменьшение негативного воздействия автотранспорта на окружающую среду.

С введением изменений в п. 14.1 Правил дорожного движения (ПДД) (от 20.11.2010 г.) [2] влияние нерегулируемых пешеходных переходов на количество дополнительных выбросов загрязняющих веществ от транспортных потоков увеличилось, особенно на многополосных дорогах см. рисунок 1.

Если принимать в расчетах скорость движения пешехода 1,4 м/с, то дополнительные выбросы загрязняющих веществ на дорогах с шириной проезжей части более 14 м по варианту б рисунка 1 увеличились примерно в 2,5 раза по сравнению с вариантом а. При этом на двух полосных дорогах ситуация резко не изменилась.

Для уменьшения вредного влияния транспортных потоков в местах пешеходных переходов на многополосных дорогах предлагается вместо разметки 1.3 наносить разметку 1.2.1, тем самым разделяя одну проезжую часть на две.

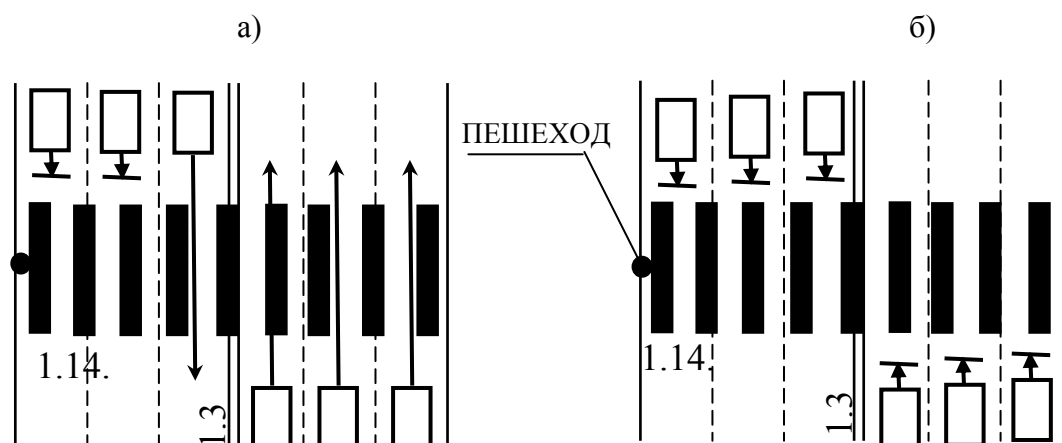


Рисунок 1. Выполнение требований п. 14.1 ПДД водителями:
а) до 20.11.2010 г; б) после 20.11.2010 г.

Нерациональное размещение нерегулируемых пешеходных переходов в районе регулируемых перекрестков влияет не только на ухудшение энерго - экологических показателей транспортных потоков, но и на увеличение возникновения аварийных ситуаций см. рисунок 2.

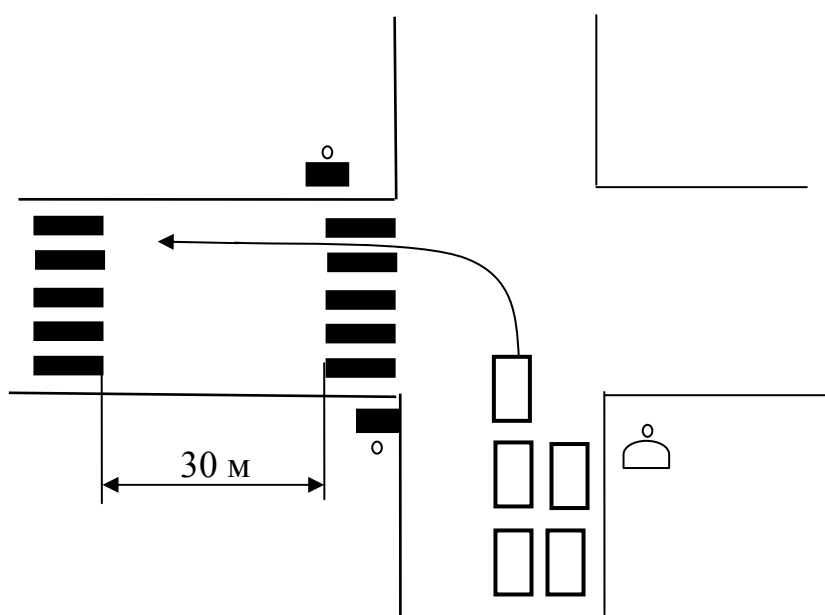


Рисунок 2. Нерациональное расположение нерегулируемого пешеходного перехода в зоне регулируемого перекрестка

Наличие вынесенного в глубь квартала на регулируемом перекрестке пешеходного перехода снижает пропускную способность перекрестка, ведет к увеличению транспортных задержек и к увеличению дополнительных выбросов загрязняющих веществ не только на подходе к перекрестку

но и на выходе с него. Поэтому предлагается выносить такие пешеходные переходы на расстояние не менее 100 м от перекрестков.

Для оценки влияния пешеходного движения на энерго – экологические характеристики транспортного потока по ул. 6-я Станционная г. Омска (двух полосная дорога с двусторонним движением, на всей протяженности является главной) был проведен эксперимент по обследованию скоростных режимов движения транспортных средств, учитывающий расчет затрат времени на движение по магистрали в прямом и обратном направлении. Протяженность улицы – 3 км, количество пешеходных переходов – 9.

Результаты замеров представлены в виде графиков на рисунках 3 и 4.

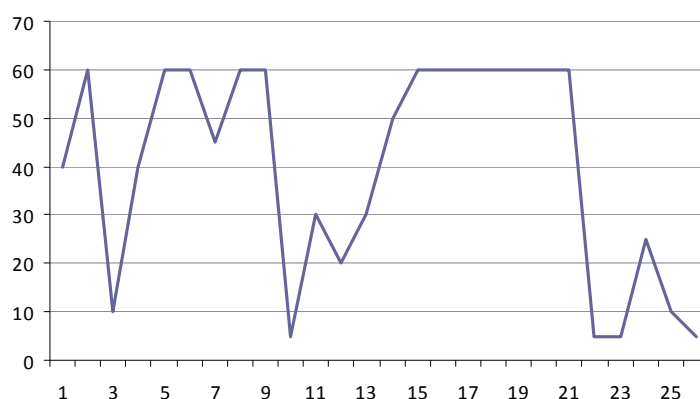


Рисунок 3. Скорость движения по ул. 6-я Станционная (от ул. Новокирпичная до ул. 6-я Ленинградская)

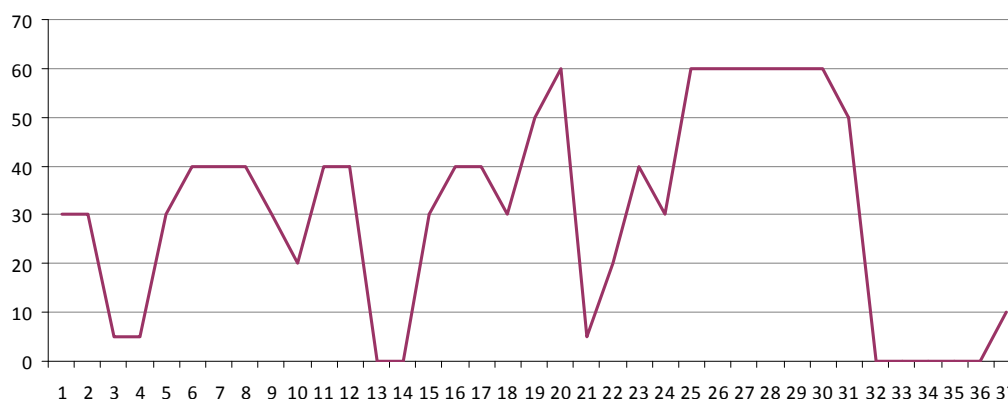


Рисунок 4. Скорость движения по ул. 6-я Станционная (от ул. 6-я Ленинградская до ул. Новокирпичная)

В таблице 1 приведен анализ скоростных режимов по обследуемой магистрали в сравнении с эталонным участком движения. При этом под эталонным участком понимается участок улицы на всем протяжении которого скорость движения составляет 60 км/ч без помех движению.

Таблица 1

Результаты обследования скоростных режимов на ул. 6-я Станционная

Улица	Длина, км	Время движения по эталону, с	Фактическое время движения в прямом направлении, с	Фактическое время движения в обратном направлении, с
Ул. 6 Станционная	3,0	180	260	370

Результаты расчетов выбросов оксида углерода (СО) по ул. 6-я Станционная г. Омска согласно методики [3] приведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчетов выбросов оксида углерода (СО) по ул. 6-я Станционная

Улица	Выбросы при движении по эталонному участку в обоих направлениях, кг/ч	Выбросы при движении в прямом направлении, кг/ч	Выбросы при движении в обратном направлении, кг/ч	Суммарные выбросы, кг/ч
Ул.6 Станционная	26,38	14,46	21,49	35,95

Таким образом, оценка влияния роли ОДД и в частности размещения пешеходных переходов на энерго - экологические характеристики транспортных потоков может найти свое применение в практической деятельности организаций и учреждений занятых в сфере управления и организации дорожного движения (служба ГИБДД), проектирования ОДД, градостроительства, администрации города и экологических служб. Что позволит:

- производить оценку эффективности мероприятий ОДД до их внедрения на УДС города по экологическим показателям;
- разрабатывать мероприятия с целью снижения вредного воздействия от транспортных потоков;
- вести мониторинг загрязнения примагистральной территории на УДС города;
- принимать решения о строительстве новых объектов городской инфраструктуры с учетом экологической ситуации.

Библиографический список

1. Транспортная стратегия Российской Федерации до 2030 г. Принята Правительством РФ 22.10.2008 г. – М.: Министерство транспорта РФ, 2008. – 183 с.
2. Правила дорожного движения Российской Федерации от 20.11.2010. – 42 с.
3. Методика определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов. СПб, 1999 (НИИ Атмосфера).

РЕКОНСТРУКЦИЯ СЛОЖНЫХ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОЙ АВТОТЕХНИЧЕСКОЙ – СУДЕБНО-МЕДИЦИНСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ

Ю.Ю. Петелин, канд. техн. наук;
С.А. Осокин, канд. педаг. наук, доцент;
Е.Н. Миронец, доцент; Е.В. Миронов, ст. преподаватель
Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ) Волжский филиал
Чебоксары

В современном мире на фоне неуклонного увеличения количества мощных скоростных автомобилей и роста интенсивности движения, неизбежно возрастает не только число дорожно-транспортных происшествий (ДТП), но и усугубляется тяжесть их последствий вплоть до гибели людей. Ежегодно в результате ДТП в мире погибает более миллиона человек, что составляет порядка 2 % всей смертности. Гибель и ранения людей в результате дорожно-транспортных происшествий стали поистине глобальной проблемой.

Очевидно – в системе обеспечения безопасности движения требуются изменения и дополнения для сдвига ситуации от нынешнего кризисного положения в сторону улучшения. Полагаем, что объективная научно обоснованная и своевременная экспертиза является одним из важнейших факторов как установления истины, так и опосредованного сдерживания водительского беспредела.

В России автотехническая экспертиза в нынешнем её состоянии практически исчерпала свои возможности. Классическая автоэкспертиза способна на основе классических уравнений равноускоренного движения, а так же – использования определенных нормативных данных – определить: «Имел ли водитель техническую возможность предотвратить ДТП» - только при наличии зафиксированных в схеме ДТП следов юза транспортных средств. Все остальное практически делается на основе субъективных свидетельских показаний участников ДТП, работников милиции и частных лиц. Но при современном уровне развития систем управления транспортными средствами – широким внедрением совершенных электронно-цифровых систем (ABS, ESP, EBD и др.) следы юза просто не обнаруживаются. И классическая экспертиза становится бессильной.

Осознавая названный юридический казус, научная экспертиза пытается в настоящее время уйти из данного тупика классических подходов. Раз-

виваются различные подходы к решению задачи через оценку динамических факторов взаимодействия транспортных средств (ТС) по деформационным разрушениям кузова, узлов и деталей ТС [1, 2, 3]. Решая достаточно успешно координатно-ориентационные задачи, названные методы требуют гигантских вычислительных мощностей и остаются уделом уникальных лабораторий типа УНИЛ «Вычислительная механика» СПбГПУ.

Полагая, что экспертиза служит одним из важнейших инструментов реализации конституционных прав граждан на жизнь и охрану здоровья, так как только при тщательном экспертном исследовании возможно установление причинно-следственной связи характеристик аварийной ситуации и последствий ДТП. Следует напомнить, что в системе ВАДС человеческая компонента является важнейшей.

Для расследования событий, повлекших причинение вреда здоровью и гибель людей «Основами законодательства РФ об охране здоровья граждан» предусмотрено функционирование в системе здравоохранения судебно-медицинской экспертизы (СМЭ), в задачи которой входят изучение и разрешение вопросов биологического и медицинского характера.

Если в результате ДТП произошло травмирование или (и) гибель людей, то наряду с автотехнической назначается и судебно-медицинская экспертиза.

В сложных случаях, когда необходимо дать итоговые выводы на основе обобщения, статья 23 Федерального закона РФ от 31 мая 2001г. № 73-ФЗ «О государственной судебно-экспертной деятельности в Российской Федерации» предусматривает комплексную экспертизу комиссией экспертов разных специальностей. Но как показывает экспертная практика, до последнего времени комплексные экспертизы проводятся таким образом, что скорее их можно назвать «Совместными экспертизами», когда каждый из экспертов приводит свои исследования и выводы самостоятельно без установления какой-либо взаимосвязи.

По нашему представлению комплексная экспертиза может и должна стать одним из решающих инструментов объективного определения истины при расследовании сложных дорожно-транспортных происшествий.

Предлагается следующее дополнение к понятию о «Комплексной автотехнической – судебно-медицинской экспертизе»: комплексная автотехническая и судебно-медицинская экспертиза должна выполняться при совместном формировании исходных формализованных параметров и характеристик при исследовании процесса дорожно-транспортного происшествия и взаимного проникновения анализа и получаемых результатов на основе принципа соответствия динамических факторов и характера травмирования субъектов аналогичным динамическим факторам и характеру разрушений объектов ДТП.

Транспортная система складывается из следующих элементов:

- Объекты: дорога, транспортные средства;
- Субъекты: водитель, пассажиры, пешеходы;
- Природные и другие условия.

Динамические факторы: скорости V , ускорения J , усилия P и энергии взаимодействия K , W .

Человеческое тело представляется в виде сложной механической системы с определенными массогабаритными и прочностными показателями [4].

Общие законы для механических систем: сохранения импульса, сохранения энергии, напряженного состояния материала и т.д. и т.п.

Принцип соответствия: динамические факторы и характер травмирования субъектов аналогичны - динамическим факторам и характеру разрушений объектов ДТП.

Повреждения у Пешехода:

- На внутренней поверхности левой голени с переходом на заднюю поверхность бедра множество кровоподтеков;
- На коже в паховой складке кровоподтек 18х5 см;
- Вертикальный перелом левой и правой лобковых костей;
- Перелом крыла правой подвздошной кости с переходом на седалищную кость;
- В мягких тканях спины кровоизлияния 11х12 см;
- Кровоизлияния 4х6 см в мягкие ткани свода черепа в правой теменной области;
- Ключицы, ребра, позвоночник, лопатки, кости конечностей и черепа целы.

Повреждения автомобиля (рис.):

1. Ужимины на переднем правом крыле а/м 1х3 см;
2. Вмятина на переднем правом крыле а/м 15х25 см;
3. Отсутствует правое зеркало заднего вида;
4. Вмятина на передней правой двери а/м 3х5 см.

В предложенном контексте могут быть сформулированы **типовые задачи комплексной экспертизы:**

- **Прямая:** при известных деформациях и разрушениях узлов и деталей объектов, травматических последствиях органов субъектов на основании законов сохранения и ударных взаимодействий производится переход к определению динамических факторов, воздействовавших на участников ДТП;

- **Обратная:** по известным динамическим факторам воздействия на участников ДТП производится предельный переход к соответствующим возможным деформациям и разрушениям элементов объектов и травматическим последствиям субъектов.

Предлагаются следующие **Основные типовые случаи комплексной экспертизы:**

1. Требуется установить ориентацию направления столкновения автомобилей или наезда на пешехода. При этом показания свидетелей отсутствуют или противоречивы, показания водителя вызывают подозрение в их правдивости;

2. Требуется установить место, характер и направление первичного удара при сочетанной множественной травме пешехода, водителя, пассажиров;

3. Требуется провести реконструкцию движения объектов и субъектов в аварийной ситуации или в процессе ударного столкновения (наезда);

4. Требуется установить вид столкновения или наезда и характер удара – фронтальный, попутный, косой, скользящий и т. д.;

5. Требуется подтвердить или опровергнуть показания водителя о скоростном режиме транспортного средства (ТС) в аварийной ситуации. Следы торможения и показания GPS - навигации, тахографа ТС не зафиксированы;

6. Требуется установить, являются ли полученные человеком травмы результатом рассматриваемого ДТП или имеют иное происхождение.

Результаты анализа повреждений частей и органов тела человека в сопоставлении с конструкцией и формой частей автомобиля выявляют характерные и специфические для каждого вида ДТП повреждения [5, 6, 7].

Предлагается следующий примерный порядок комплексной экспертизы:

После изучения всей поступившей документации по делу, в которую обычно входят: протокол осмотра места, схема происшествия, протокол осмотра ТС, фотографии объектов, натурные измерения на дороге и объектах, нормативные значения замедлений временных параметров, паспортные технические данные транспортных средств, справочные данные по прочностным характеристикам материалов деталей ТС, акты СМИ и заключения СМЭ, амбулаторные карты больных, фотографии и рентгеновские снимки - расчетное исследование проводится по двум параллельным каналам:

1. Автотехническая экспертиза, с помощью которой определяются количественные характеристики деформаций и разрушений на объектах, ориентации ТС и субъектов в момент удара, определяются и задаются параметры следов юза, замедлений ТС и составляющих времени реакции водителя;

2. Судебно – медицинская экспертиза позволяет установить место, характер и направление удара при сочетанной травме пешехода и других субъектов ДТП, количественные характеристики травмирования.

Далее, сопоставляя расчетные динамические характеристики ДТП, производится реконструкция движения объектов и субъектов в аварийной ситуации и в процессе ударного столкновения (наезда), подтверждение или опровержение показаний водителя о скоростном режиме транспортного средства в аварийной ситуации; установление, являются ли полученные человеком травмы результатом рассматриваемого ДТП или имеют иное происхождение; выводы.

Библиографический список

1. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. Справочник. – СПб.: Издательство ДНК, 2006.
2. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Современные информационные технологии в экспертизе ДТП. Сборник докладов III международного научно-практического семинара «Расследование, реконструкция и экспертиза ДТП». – СПб.: СПбГАСУ, июнь 2008. – с. 82-89
3. Боровков А.И. Прямое конечно-элементное моделирование и реконструкция дорожно-транспортных происшествий. Доклад на III международном научно-практическом семинаре «Расследование, реконструкция и экспертиза ДТП». – СПб, июнь 2008.
4. Бегун П.И., Шукейло Ю.А. Биомеханика: Учебник для ВУЗов. – СПб.: Политехника, 2000.
5. Диагностикум механизмов и морфологии при тупой травме скелета./ Т.Т. 1,2,3,4. – Новосибирск.: Наука, 1996,1997,1998,1999.
6. Руководство по судебной медицине/ под ред. В.В. Томилина, Г.А. Пашияна. – М.: Медицина, 2001.
7. Хохлов В.В., Кузнецов Л.Е. Судебная медицина: Руководство. – Смоленск, 1998.
8. Рябчинский А.И., Кисуленко Б.В., Морозова Т.Э. Регламентация активной и пассивной безопасности автотранспортных средств.-М.: ИЦ «Академия», 2006.
9. Физический энциклопедический словарь/ под. ред. акад. А.М. Прохорова. - М.: «Советская энциклопедия», 1984
10. Дубровский В.И., Федорова В.Н. Биомеханика: Учебник для ВУЗов. – М.: «Владос-Пресс», 2004.

УДК 656.056

ОСОБЕННОСТИ МИНИМИЗАЦИИ ЗАДЕРЖЕК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ю.В. Сорокина, аспирантка; О.В. Сорокина, аспирантка
Пензенский государственный университет архитектуры и строительства
Пенза

В настоящее время транспортные заторы являются основной проблемой автомобильного транспорта. Транспортные заторы способствуют росту количества дорожно-транспортных происшествий, возникновению потери времени, перерасход топлива, преждевременный износ двигателя, повышения уровня загрязнения воздуха. Актуальной вопросом в области организации дорожного движения является разгрузка направлений движения транспортного потока с минимальной задержкой транспортных средств. Одним из решений данной проблемы является перенастройка режима световой сигнализации.

Цель работы заключается в определении минимальной задержки транспортных средств и путей поддержания данного показателя в этих пределах.

Задержка движения является показателем оценки состояния дорожного движения. К задержкам следует отнести потери времени на все вынужденные остановки транспортных средств перед перекрёстками, железнодорожными переездами, при заторах на перегонах, а также из-за снижения скорости транспортного потока по сравнению со сложившейся средней скоростью свободного движения на данном участке дороги.

Задержки транспортных средств на пересечении определяются, как правило, двумя способами – расчетным и экспериментальным. Последний способ следует использовать при проведении обследований существующей схемы организации движения в случае образования на перекрестке заторов.

Потери времени определяются по формуле [1]:

$$\Delta t = \int_0^T \left[\frac{1}{v_{\phi}(l)} - \frac{1}{v_p(l)} \right] dl, \quad (1)$$

где v_{ϕ} и v_p – фактическая и расчётная (оптимальная) скорость соответственно, м/с;

dl – элементарный отрезок дороги, м.

Общие потери времени для транспортного потока:

$$\Delta T = N_a \Delta t T, \quad (2)$$

где N_a – интенсивность транспортного потока, ед /ч;

Δt – средняя суммарная задержка одного автомобиля, с;

T – продолжительность наблюдений, ч.

Задержки транспортных средств на отдельных узлах или участках УДС могут быть также оценены коэффициентом задержки K_z , характеризующим степень увеличения фактического времени нахождения в пути t_{ϕ} по сравнению с расчётным t_p .

Коэффициент задержки:

$$K_z = \frac{t_{\phi}}{t_p}. \quad (3)$$

Задержки движения в реальных условиях можно разделить на две основные группы:

1. На перегонах дорог (вызваны маневрирующими или медленно движущимися транспортными средствами, пешеходным движением, помехами от стоящих автомобилей, в том числе при погрузочно-разгрузочных операциях, а также заторами, связанными с перенасыщением дороги транспортными средствами);

2. На пересечениях (обусловлена необходимостью пропуска транспортных средств, пешеходов и простоями при запрещающих сигналах светофора).

В течение фазы регулирования транспортные средства движутся в направлении, в котором включен разрешающий сигнал, в период основного такта t_o . В период промежуточного такта t_{Π} интенсивность движения в сечении стоп-линии постепенно падает до нуля. Вместе с тем в начале основного такта ожидающие разрешающего сигнала транспортные средства начинают движение с некоторой задержкой, которая связана с реакцией водителя на разрешающий сигнал и с разгоном транспортных средств. При этом интенсивность движения N в сечении стоп-линии постепенно нарастает и достигает через некоторое время приблизительно постоянного значения M_H , равного пропускной способности данного направления. Задержка в движении в начале такта t_o называется стартовой задержкой (t_{cm}). Это потерянное время в фазе, так как практически движение в этот период отсутствует. К потерянное времени следует отнести и промежуточный такт за вычетом времени t_p – «прорыва» на жёлтый сигнал транспортных средств, которые не смогли своевременно остановиться у стоп-линии.

Таким образом, движение начинается позже момента включения разрешающего сигнала и заканчивается позже момента его окончания. Время, в течение которого фактически осуществляется движение, называется эффективной длительностью фазы $t_{эф}$.

В процессе разъезда очереди бесконечной длины в течение фазы регулирования (полностью насыщенная фаза) число транспортных средств, покинувших перекрёсток в среднем в течение $t_{эф}$, равно их числу, покинувшему перекрёсток за время фазы. Тогда интенсивность движения в сечении стоп-линии в данном направлении может быть представлена прямоугольником с высотой M_H , основанием которого является $t_{эф}$. Потерянное время в фазе $t_{итт} = t_{итт} + t_{н} - t_p$, а длительность фазы $(t_o + t_{н})$, будет равна сумме эффективной её длительности и потерянного времени $(t_{эф} + t_{итт})$.

Показатель M_H является максимальной интенсивностью разъезда очереди при полностью насыщенной фазе (поток насыщения). Полностью насыщенные фазы наблюдаются при высокой интенсивности движения обычно в часы пик. В большинстве случаев при включении зелёного сигнала очередь вначале разъезжается, а затем транспортные средства движутся свободно. Поэтому поток насыщения обычно определяется как интенсивность разъезда очереди транспортных средств, ранее остановленных запрещающим сигналом.

Потерянное время в цикле регулирования складывается из потерянных времён в каждой его фазе (с номером i)

$$T_{\text{ам}} = \sum_1^n t_{\text{амт}} = \sum_1^n (t_{\text{амт}} + t_{\text{пт}} - t_{\text{рт}}). \quad (4)$$

Экспериментальные исследования показывают, что t_p в среднем больше t_{cm} на 1 с, т.е. эффективная длительность фазы несколько больше длительности разрешающего сигнала. Однако для практических расчётов обычно принимают $t_{\text{амт}} \approx t_p$ и таким образом $t_{\text{амт}} \approx t_p$. Поэтому потерянное

время в цикле можно приближенно считать равным сумме промежуточных тактов (переходных интервалов), входящих в состав цикла.

Задержка транспортных средств подразделяется на:

1. нерегулируемых перекрёстках;
2. регулируемых перекрёстках.

Задержка на нерегулируемых перекрёстках. Возникает на подходах к перекрёстку со стороны второстепенных дорог, так как водитель, не обладающий преимущественным правом проезда, вынужден для дальнейшего движения ожидать появления приемлемого для него интервала времени между транспортными средствами на главной дороге.

Задержка автомобиля на второстепенной дороге зависит от продолжительности ожидания водителем приемлемого интервала (как минимум t_{zp}), продолжительности пребывания в очереди и степени изменения автомобилем скорости движения, обусловленного торможением перед перекрёстком.

Учитывая влияние большого числа случайных факторов, потери времени обычно оценивают средней задержкой одного автомобиля $t_{\Delta n}$, рассчитываемой при наличии некоторых допущений. В общем виде:

$$t_{\Delta n} = t_{\Delta n1} - t_{\Delta n2} + t_{\Delta n3}, \quad (5)$$

где $t_{\Delta n1}$ - среднее время ожидания приемлемого интервала, с;

$t_{\Delta n2}$ и $t_{\Delta n3}$ - средние задержки, связанные соответственно с пребыванием автомобилей в очереди, образующейся на второстепенной дороге, и с торможением автомобиля перед перекрёстком, с.

Методы определения $t_{\Delta n1}$ и $t_{\Delta n2}$ рассматриваются в теории транспортных потоков и заключается в следующем. Среднее время $t_{\Delta n1}$ принимают равным отношению суммарной продолжительности неприемлемых интервалов к числу приемлемых. Средняя задержка $t_{\Delta n2}$ зависит от числа автомобилей в очереди перед главной дорогой, которое может быть определено с использованием основных положений теории массового обслуживания, когда примыкающий к перекрёстку участок второстепенной дороги можно представить как канал обслуживания с экспоненциальным распределением времени поступления требований и времени обслуживания. Среднюю задержку $t_{\Delta n3}$ определяют как разность между временем, необхо-

димым на торможение перед перекрёстком и последующий разгон автомобиля, и временем его движения в свободных условиях (без торможения).

При условии постоянных замедления и ускорения в процессе изменения скорости и экспоненциального распределения вероятного появления временных интервалов между автомобилями на главной дороге средняя задержка автомобиля на данном направлении второстепенной дороги:

$$t_{\Delta H} = \frac{e^{N_2 t_{\Delta P}} - N_2 t_{\Delta P} - 1}{N_2 - N_2 (e^{N_2 t_{\Delta P}} - N_2 t_{\Delta P} - 1)} + \frac{v_a}{7,2} \left(\frac{1}{a_m} + \frac{1}{a_p} \right), \quad (6)$$

где e – основание натурального логарифма;

N_2 – интенсивность транспортного потока на главной дороге в обоих направлениях,

авт./с;

N_6 – интенсивность, приходящаяся в среднем на одну полосу второстепенной дороги в рассматриваемом направлении движения, авт./с;

a_m и a_p – соответственно замедление и ускорение автомобиля ($a_m = 3-4$ м/с²; $a_p = 1,0-1,5$ м/с²);

v_a – скорость автомобиля в свободных условиях, км/ч.

Задержка на регулируемых перекрёстках. Она зависит в основном от режима работы светофорной сигнализации и возникает на второстепенной и главной дорогах в силу действия запрещающего сигнала.

Задержку иногда определяют по приближённой формуле:

$$t_{\Delta P} = \frac{(T_u - t_o)}{2}, \quad (7)$$

где $T_u = \frac{(1,5 T_{II} + 5)}{(1 - Y)}$ – длительность цикла светофорного регулирования, с;

T_{II} – сумма промежуточных сигналов светофора, с;

Y – сумма наибольших фазовых коэффициентов;

$t_o = \frac{[(T_u - T_{II}) y_i]}{Y}$ – длительность основного такта, с;

$y_j = \frac{N_j}{M_{H_j}}$ – наибольший фазовый коэффициент.

Формула получена на основе предположения, что задержка автомобиля, прибывающего к перекрёстку в начале запрещающего сигнала, равна длительности этого сигнала. Если автомобиль прибывает в момент окончания запрещающего сигнала, задержка равна нулю. Эта формула справедлива лишь при условии прибытия автомобилей к перекрёстку регулярно через постоянные интервалы времени.

Широкое распространение получила в практике управления дорожным движением во многих странах формула Ф. Вебстера, которая определяется:

$$t\Delta_p = \frac{T_y(1-\lambda)^2}{2(1-\lambda x)} + \frac{x^2}{2N(1-x)} - 0,65 \left(\frac{T_y}{N^2} \right)^{\frac{1}{3}} x^{(2+5\lambda)}, \quad (8)$$

где $\lambda = \frac{t_o}{T_y}$ – коэффициент, учитывающий отношение длительности разрешающего сигнала к циклу;

x – степень насыщения конкретного направления движения (отношение интенсивности движения к пропускной способности);

N – интенсивность движения транспортных средств в рассматриваемом направлении, ед/ч.

Среднюю задержку автомобиля на перекрестке в целом рассчитываем как средневзвешенное значение задержек для всех направлений перекрестка (для нерегулируемого и регулируемого перекрёстка):

$$\bar{t}\Delta_p = \frac{\sum_1^n (t\Delta_p N_j)}{\sum_1^n N_j}, \quad (9)$$

где n – число направлений движения транспортного потока;

j – номер направления движения[2].

Максимальная задержка должна соответствовать эффективности светофорного регулирования, т.е. выполняется условие: задержка на регулируемом перекрёстке должна быть меньше, чем на нерегулируемом этом же перекрёстке.

Для поддержания задержки транспортных средств в заданных пределах возможно путём применения более точных систем управления транспортными потоками, заключающейся в быстрой визуальной обработки информации и в оперативном принятии решении в реальном времени.

Библиографический список

1. Клиновштейн Г. И., Афанасьев М. Б. Организация дорожного движения: Учеб. для вузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М: Транспорт, 2001—247 с. ;
2. Кременец Ю. А. Печерский М.П., Афанасьев М.Б. Технические средства организации дорожного движения. — Москва, ИКЦ «Академкнига», 2005- 279 с..

К ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ОСТАНОВОЧНЫХ ПУНКТОВ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Е.В. Фомин, старший преподаватель; А.И. Фадеев, доцент
Сибирский Федеральный Университет
Красноярск

Остановочный пункт является одним из важнейших элементов инфраструктуры маршрутной сети городского пассажирского транспорта общего пользования. Пропускная способность остановочного пункта лимитирует интервал движения транспортных средств по маршруту, значения которого является одним из важнейших параметров качества транспортного обслуживания населения. Поскольку в большинстве случаев несколько маршрутов общественного транспорта пересекаются на остановочных пунктах, определение оптимальной пропускной способности последних является актуальной задачей.

Процессы поступления транспортных средств на остановочный пункт, а также посадки-высадки пассажиров являются случайными, т.е. функционирование остановочного пункта можно описать посредством моделей теории массового обслуживания. Для этого необходимо определить параметры случайных процессов прибытия подвижного состава на остановочный пункт и его обслуживания (посадки-высадки пассажиров). Рассмотрим вопрос описания процесса обслуживания подвижного состава на остановочном пункте.

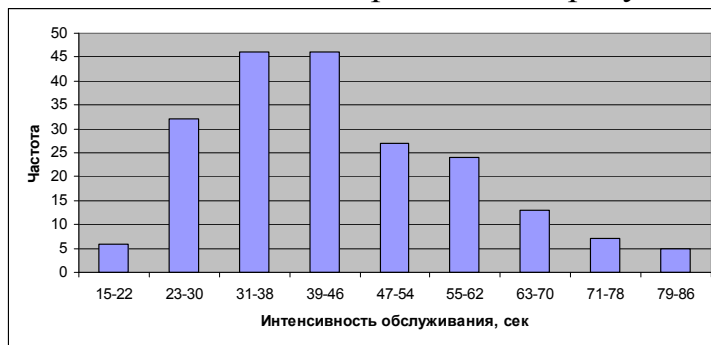
В некоторых работах [1-5] показано, что при наличии на остановочном пункте нескольких остановочных мест не обеспечивает пропорциональное увеличение его пропускной способности (см. таблицу 1). Причем данные об эффективности остановочных пунктов в публикациях [1-5] несколько различаются. Рассмотрим случайный процесс обслуживания подвижного состава на остановочном пункте с учетом данного фактора.

Таблица 1

Эффективность работы остановочного пункта [5]

Число мест на остановочном пункте	Эффективность, %	Эффективное число мест
1	100	1,00
2	85	1,85
3	60	2,45
4	20	2,65
5	5	2,70

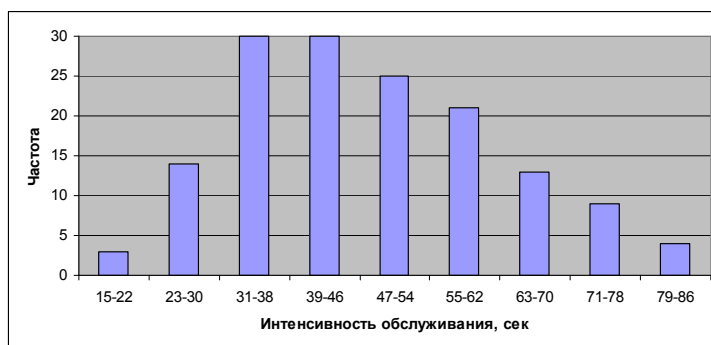
Для решения поставленной задачи проведено обследование четырех остановочных пунктов г. Красноярска. На остановочных пунктах фиксировалось время поступления автобуса, количество автобусов на остановочном пункте и время убытия. Таким образом, можно вычислить время обслуживания автобуса и номер места, на котором это обслуживание происходило. Интенсивность работы остановочных мест приведена на рисунке 1.



1 место



2 место



3 место

Рисунок 1. Интенсивность обслуживания остановочных пунктов г. Красноярска

Определим, какому закону распределения подчиняется интенсивность обслуживания, и определим среднее время обслуживания каждым остановочным местом.

Представленные данные интенсивности обслуживания остановочных пунктов (рисунок 1) позволяют полагать, что интенсивность обслуживания подчиняется закону Пуассона. Тогда рассмотрим гипотезу H_0 , что проведенные наблюдения представляют собой независимые случайные величины каждая из которых имеет распределение Пуассона, т.е. что:

$$p(k) = \frac{\bar{k}^k e^{-\bar{k}}}{k!}.$$

Параметр $\bar{k}$ можно оценивать как выборочное среднее определяемое по формуле [6]:

$$\bar{k} = \frac{\sum k n_k}{\sum n_k}.$$

В качестве критерия согласия проверки гипотезы о предполагаемом распределении используем критерий согласия χ^2 . Рассмотрим распределение полученное для первого места, в котором получено 206 независимых измерений случайной величины X разбитых на 9 интервалов. Рассчитаем теоретическое число значений X в i -м интервале np_i , где p_i - вероятность попадания случайной величины в i -й интервал [6].

Если экспериментальные частоты n_i сильно отличаются от теоретических np_i , то гипотезу о согласии теории и эксперимента следует отвергнуть. В качестве меры расхождения между теорией (np_i) и экспериментом (n_i) используют критерий [6]:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^l \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i}.$$

где: l – количество интервалов.

k	n_k	np_k	χ_k^2
1	6	13,08	3,832396
2	32	27,39	0,772835
3	46	38,26	1,565685
4	46	40,07	0,877229
5	27	33,57	1,287286
6	24	23,44	0,013275
7	13	14,02	0,075549
8	7	7,34	0,016368
9	5	3,41	0,730197
Итого	206	200,62	9,17082

Из таблиц [6] значения χ^2 при различных P_{χ^2} находим, что доверительной вероятности $P=0,95$ (или 5 % уровню статистической значимости) соответствует значение при 8 степеней свободы равное 15,507.

Следовательно, можно утверждать с вероятностью ошибки, составляющей 5 %, что выборка совместима с совокупностью.

Среднюю интенсивность обслуживания рассчитаем по формуле [6]:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^k f_i x_i}{n},$$

где: $\bar{x}$ - среднее значение интенсивности обслуживания, сек;

f_i - частота попадания в данный интервал;

x_i - срединное значение i -го интервала;

k - число интервалов;

n - объем выборки.

Проведя расчеты средняя интенсивность обслуживания 1 места составляет 44,03 сек, 2 места 45,75 сек и 3 места 47,55 сек.

Заключение

Проведенные исследования показали, что поток обслуживания автобусов на остановочный пункт является простейшим имеющим Пуассоновское распределение.

Если эффективность работы остановочного пункта с одним местом посадки высадки пассажиров принять равной 100 %, то эффективность работы остановочных пунктов с двумя и тремя местами соответственно 96,26 % и 92,6 %, что несколько отличается от результатов, полученных в других исследованиях.

Библиографический список

1. Гудков, В.А. Технология, организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками: учеб. для вузов/ В.А. Гудков, Л.Б.Миротин; под ред. Л.Б. Миротина. -М.: Транспорт, 1997с.
2. Гудков В.А. Миротин Л.Б Вельможин А.В. Ширяев С.А. Пассажирские автомобильные перевозки: учебник для ВУЗов - М.:Горячая линия-Телеком,2006.-448с.
3. Теория городских пассажирских перевозок: Учеб. пособие для вузов / Ефремов И. С, Кобозев В. М., Юдин В. А. — М.: Высш. школа, 1980. — 535 с.
4. Юдин В.А., Самойлов Д.С. Городской транспорт. М.: Стройиздат. 1975.
5. <http://transport. Istu.edu/> Транспортная лаборатория ИрГТУ Зедгенизов А.В. Головных И.М. Совершенствование нормативного обеспечения методики расчета пропускной способности остановочных пунктов городского пассажирского транспорта.
6. Н. Джинсон. Ф. Лион. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных. Перевод с английского под редакцией Э.К. Лецкого. – Издательство «Мир» Москва 1980.

ЭКСПЕРТНОЕ ВЫЯВЛЕНИЕ ФАЛЬСИФИКАЦИИ ДТП

Е.К. Шмакова, магистрантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Сфера отношений между субъектами, так или иначе причастными к ДТП (владельцы автотранспортных средств, страхователи, страховщики, оценщики, сотрудники ГАИ БДД), связанная с определением вины в ДТП, оценкой повреждений и возмещением ущерба, формирует среду, благоприятную для совершения имущественных преступлений.

Кроме дорожно-транспортных преступлений, относящихся к нарушениям правил безопасности движения и эксплуатации транспортных средств (ст. 264, 265, 266 УК РФ), совершаются иные преступления, когда водители автотранспорта, попавшего в ДТП, являются жертвами имущественных преступлений - вымогательства и мошенничества.

Мошенничество, совершенное путем обмана страховой компании, где используется способ фальсификации обстоятельств или инсценировки ДТП, наиболее распространено [1].

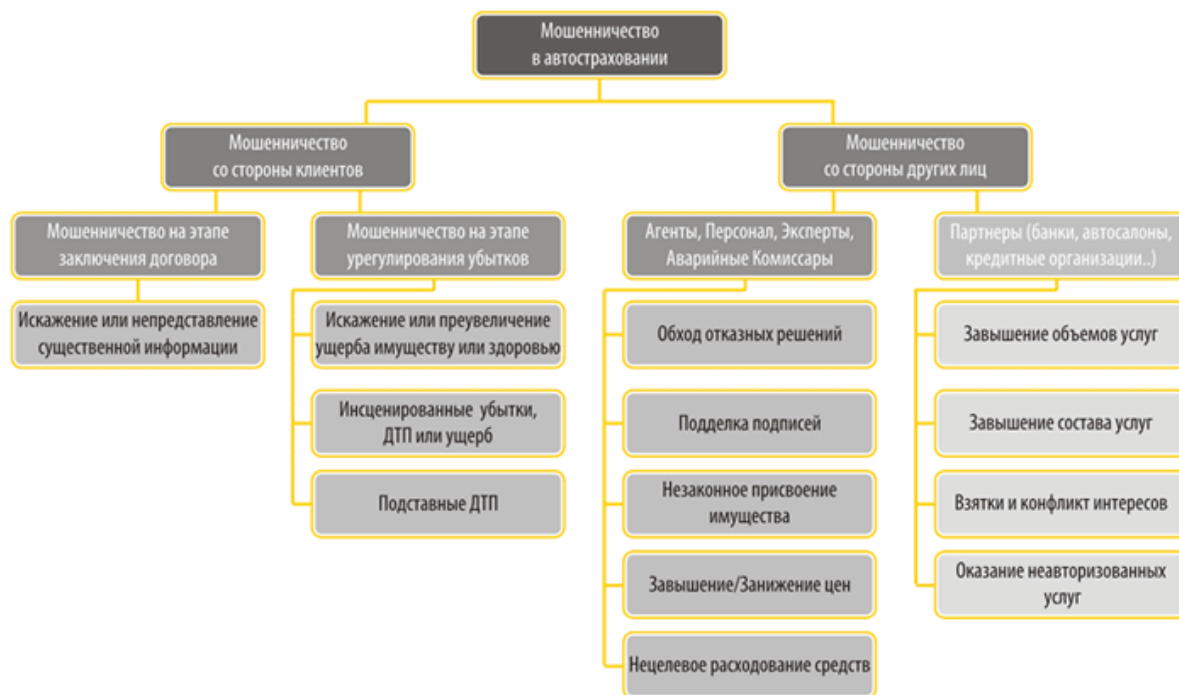


Рисунок 1. Мошенничество в автостраховании

Для того чтобы доказать фальсификацию ДТП необходимо:

- достоверные данные с места ДТП;
- качественное заключение эксперта.

Главный вопрос, который ставится на разрешение экспертов:

С учетом всех имеющихся материалов определить соответствуют ли повреждения автомобилей с объяснениями участников ДТП?

В качестве примера рассмотрено ДТП которое произошло в п. Рыбачий, водитель ВАЗа двигался со стороны Бульвара Архитекторов в направлении ул. 3-й Енисейской, искал гаражный кооператив, он смотрел влево, услышал удар в переднюю правую часть своего автомобиля от удара его авто оказалось на обочине. В результате ДТП УАЗ отогнул вперед край переднего защитного устройства. Стоимость восстановления повреждений составляет 49тысяч рублей.

Была произведена экспертиза, которая показала, что полученные автомобилем повреждения и схема ДТП совершенно не соответствуют представленной водителями версии, т.к.:

- у автомобиля УАЗ слабая зона контактирования и она не зафиксирована этим местом! УАЗ не мог бы отогнуть жесткое переднее защитное устройство, произошел бы разворот;

- след от автомобиля ВАЗ не соответствуют конечному положению этого автомобиля;

Следовательно, машина либо уже была куплена с повреждениями, либо они получены в результате другого ДТП.

Для успешного раскрытия и расследования таких преступлений необходимо выявить признаки, указывающие на то, что дорожно-транспортное происшествие носит скрытый, «криминальный характер».

При расследовании мошенничества, совершенного путем фальсификации обстоятельств или инсценировки ДТП с целью незаконного получения страхового возмещения со страховой компании сталкиваются со сложностью квалификации состава преступления и доказывания самого факта мошенничества. Тем более что сами страховые компании не хотят лишней раз привлекать к себе внимание правоохранительных органов и общественности [2].

Таким образом, актуальность темы обусловлена необходимостью научной разработки данной проблемы, которая связана:

- во-первых, с появлением и совершенствованием новых (ранее не распространенных) способов вымогательства и мошенничества в общем спектре преступлений;

- во-вторых, с ростом количества ДТП и связанных с ними имущественных преступлений, что требует разработки адекватных мер по раскрытию и расследованию этих преступлений;

- в-третьих, с низким уровнем раскрытия и расследования преступлений данной категории.

Библиографический список

1. Ларичев В.Д. Мошенничество в сфере страхования. М., 1998.
2. Митрохин В.К. Внимание! Страховое мошенничество. М., 1995.

СЕКЦИЯ
ГЕОМЕТРИЯ И ГРАФИКА В НАУКЕ,
ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ОБРАЗОВАНИИ

UDC 514

**MODELING OF 3D CONSTRUCTIONS:
A CHOICE OF SELECTED EXAMPLES**

R.A GÓRSKA, Ph.D assistant professor Cracow University of Technology
Polska

1. Introduction

Descriptive geometry gives the foundations for civil engineering and architecture by means of drawings. It is important for the engineer to be able to communicate the design ideas to the workers on the site and to the branch specialists. Thus, the representation methods like orthogonal parallel projection, oblique parallel projection, topographic mapping, or perspective projection play the key role for creating drawings of 3 dimensional (3D) structures. In this context, descriptive geometry turns out to be highly important to the students who experience nowadays the project-oriented studies and must be able to use various graphical methods to provide good quality representations of the designed structures.

Simultaneously, it has turned out that CAD techniques have been overestimated by the teachers. The faculties at numerous technical universities were more willingly introducing CAD courses instead of teaching geometry ([1], [2]). Geometry has been pushed back at Polish universities in the recent years. The author will provide a set of two examples in which geometrical forms will be analyzed in a modeling environment of AutoCAD to enhance spatial ability to visualize a 3D structure. These examples will show that both geometrical analysis and CAD techniques are important if we want to get a faultless result.

2. From a 2D drawing to a 3D model and back to a drawing

It is typical that within the first classes of the Descriptive Geometry course the teachers provide general classification of various projection methods, which are important to create technical drawings. European standard used in many countries has been defined as an orthogonal projection of a 3D object, when it is placed into the 1st quadrant of two mutually perpendicular picture planes. The U.S. Standard, set by the ANSI organization, assumes that the 3D object will be placed into the 3rd quadrant of such a set of two mutually perpendicular projection planes. To the principle views of the object belong: a front view, a top view and the left side view for EU Standard, while the right side view for the U.S.

Standard. At this very initial point of studying descriptive geometry the typical task solved by the students is either to produce a multiview projection of a 3D object or to “read” a 3D object based on 2D views represented either in the U.S. or in the EU standard. It should be pointed out that the 3D objects are mainly constructed of the simple planes. The oblique planes make the problems are confusing to the students. Many of our students lack the ability to read properly a 3D object when 2D views are given. CAD techniques may well help visualization of a 3D object. The “only” problem is that the 1st year student, at his/her beginning of studies, is usually not able to create a 3D model by himself and this is the task of a teacher to help to his/her student on this stage of learning.

2.1. Integrated Design Problem I

Let us provide two, not highly complicated examples, which have been confusing to the freshmen level students. The problems have been taken from the handbook [3].

Problem I. Given two views of a multiview drawing of an object (Fig.1, [3]). Create an additional, missing view of the object.

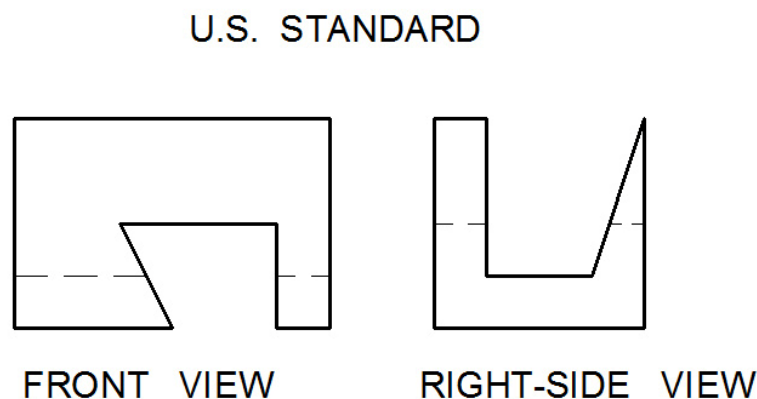


Figure 1-1. Two-view drawing of a 3D object

It may seem that the objects presented in a multiview projection, which consists only of flat surfaces will be easy to visualize. Nothing is more misleading. The student who has received the drawing as shown in Fig.1-1 came back after a while to seek for the help by his teachers. The inclined surfaces together with the cut-out, which is going across the object (see Fig.1-2) produces unexpected results in the form of the inclined line which appears in the top view (Fig.1-3). The arrow in Fig.1-3 points at this part of a view, which raised the questions. The lack of visualization skills did not allow the student to complete the task. Only after a 3D model has been created, the student was able to add a missing view.

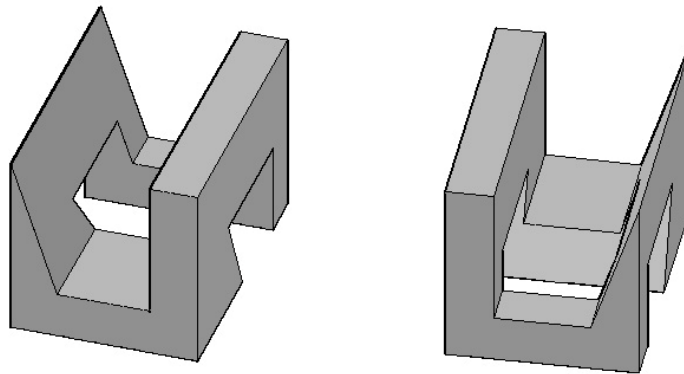


Figure 1-2. Modeling a 3D Object in AutoCAD

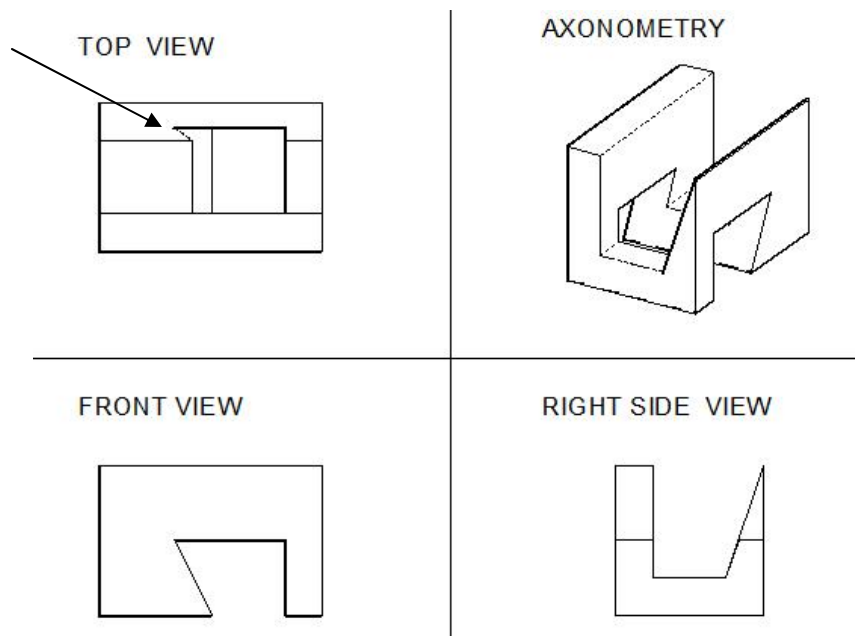


Figure 1-3. Hidden-line model created in AutoCAD

2.1. Integrated Design Problem II

Similarly, two views: a front and a right side view have been given in the problem presented in Fig.2-1. The most complicated part of a model and the key-point to correctly represent the top view of it is to understand the cuts of the top part of a model. Again, by modeling with the aid of AutoCAD helps visualizing and understanding the construction of a 3D model (Fig.2-2) and in consequence let's filling the missing view of the 3D model. The arrow in Fig.2-1 points at this part of a view, which raised the questions.

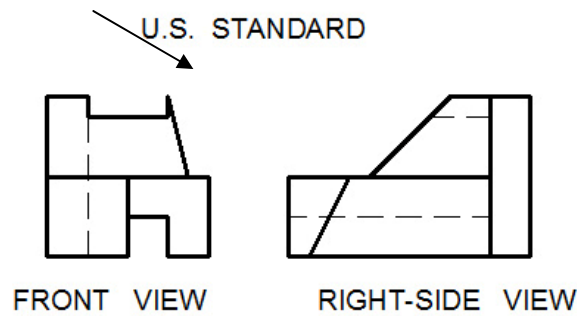


Figure 2-1. Two-view drawing of a 3D object

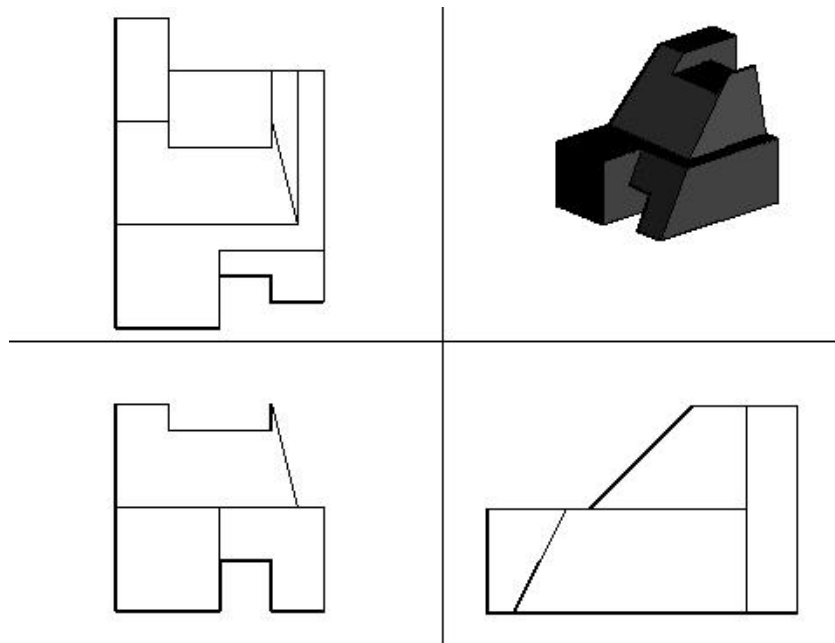


Figure 2-2. Hidden-line model created in AutoCAD

3. Conclusion

Many design projects and developed constructions require from the engineer well developed spatial imagination. However, spatial imagination may well be enhanced by studying geometrical knowledge based on the spatial tasks such as these presented in the paper. There is well chosen time at the freshman level of the studies (1st year of studies) to train these abilities. Through solving spatial tasks, through analyzing geometrical interdependence between the 3D structures and constructions, and finally through a well developed modeling skills in any CAD environment the students are able to improve their levels of geometrical knowledge and to improve their qualifications to become good engineers. There is no computer-based designing without geometrical reasoning and no good understanding of the spatial relation between the 3D objects without geometrical thinking. And vice versa, the ability to build a 3D model helps “read-

ing” 2D views and filling the missing views to complete the 6 principal views in orthographic projection.

BIBLIOGRAPHY

1. R.A. Gorska & L. Żakowska: *Descriptive Geometry and not Only – A Means for Enhancing Spatial Visualization*, Proc. of 6th ICECGDG, 19-23.08.1994, Tokyo, Japan, pp.225-228,
2. C. Leopold, A. Matievits: *Studies of Geometry Integrated in Architectural Projects*, Journal for geometry and Graphics, pp.181-192,
3. G.R. Bertoline, E.N. Wiebe, C.L. Miller, J.L. Mohler: *Technical Graphics Communication*, McGraw-Hill, 1997, p.431.

UDC 607

GRAPHICS LITERACY COURSE AT THE UNIVERSITY OF TOKYO

Kenjiro SUZUKI, Dr. Eng., Professor Emeritus
The University of Tokyo
Japan

1. INTRODUCTION

Graphic science [1] is the subject which teaches geometry and graphics, and is taught in early undergraduate curricula at many Japanese universities. In traditional graphic science courses, descriptive geometry based on hand drawings was taught, but with the spread of computer graphics (CG) and its application to engineering design and drawing (CAD), CG/CAD has been implemented into graphics related courses. At the University of Tokyo, CG programming was introduced into a part of graphic science course in 1987. However, in recent years, there continues to be a rapid spread in the use of 3D-CAD in the field of engineering design and drawing, and there is also increasing use of CG in many fields such as for visualization of computer simulation results in science, and for image display in the media and entertainment fields. In most of these cases, commercial 3D-CAD/CG software is used. Therefore, the competence in the use of commercial 3D-CAD/CG is becoming increasingly important. With the spread of 3D-CAD/CG, graphic presentation that was used in some specialists such as engineering designers in the past, is now being used in various fields, so there is a need for graphics education including the competence in the use of 3D-CAD/CG, or “graphics literacy (or visual literacy)” for a wide range of students. Therefore, from 2007, graphic science education at the University of Tokyo has been undertaken using commercial 3D-CAD/CG software, replacing the CG programming. This paper reports on the new graphics literacy course at the University of Tokyo [2].

2. NEW GRAPHICS SCIENCE CURRICULUM AT THE UNIVERSITY OF TOKYO

At the College of Arts and Sciences of the University of Tokyo, from 2007, graphic science course was changed as shown in Figure 1. With Graphic Science I (one 90-minute time slot per week for 13 weeks), as before, descriptive geometry is taught with hand drawing as the base. With Graphic Science II (one 90-minute time slot per week for 13 weeks), commercial graphic processing software can be experienced in the course. At the University of Tokyo, graphic science is being taught as a liberal arts subject, but it is also being served as a basic subject for engineering design and drawing. Therefore, 3D-CAD is the main graphic processing software being introduced. However, 3D-CAD has been developed for precise geometric modeling and for application of the modeling data to design analyses and manufacturing processes, and is not entirely satisfactory for visualization functions such as generation of perspective views, rendering or animated display. Therefore, to supplement the study of these functions, CG software is also being introduced. In this course, the experience of 3D-CAD/CG is the main educational objective, but by introducing geometric problems as examples and assignments, it is designed to teach geometry and graphics through the use of 3D-CAD/CG. In other words, it is mutually complemented with descriptive geometry education (Graphic Science I). Graphic Science I and II are quasi-compulsory subjects for science and engineering students, each with about 10 time slots per semester, for about 100 students per slot, making for a total availability for about 1,000 students per semester.

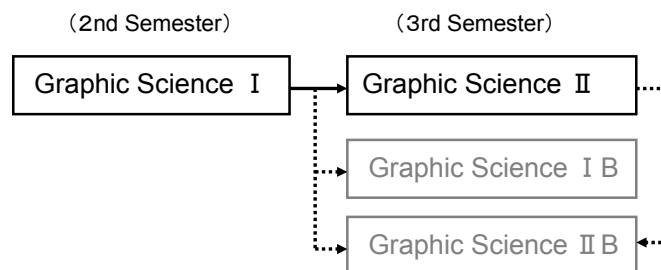


Figure 1. New graphic science curriculum at the University of Tokyo

3. GRAPHIC SCIENCE II

3.1 Subject content and method of teaching

The subject content of the classes is shown in Table 1. For each unit, at first, brief lectures were given concerning related topics, and next, the operational methods of CG/CAD software were taught using simple examples. After that, the students were given assignments. They consist of standard assignments that are recommended to complete for understanding the course content and optional assignments for further study that each student could select according to their interest. For each of the units designated by the course instructor, the students had to hand in a report, recording the assignments they undertook, the approximate amount of time

it took to complete the assignments, hard copies (drawing or image) of the main results, and points and problem areas they encountered while undertaking the assignments. They also had to hand in copies of the computer files they completed. The classes were held in the Large Practical Room in Information Processing Education Building, with about 100 PC-terminals, and the 3D-CAD and CG software used during the laboratory work were Inventor ver.8 and 3ds max ver.6 (Autodesk Inc.).

As shown in Table 1, weeks 2 to 7 were for laboratory exercises using 3D-CAD. In weeks 2 and 3, the students learned how to make two-dimensional models (called as "sketches") with geometric and dimensional constraints. The classes in weeks 4 to 6 were concerned with the production of three-dimensional models (called as "parts"). In week 7, the students learned about assembly functions and methods to produce orthographic drawing. During weeks 8 to 10, the students learned about visual presentations using CG software. First, in week 8, they studied how to produce perspective views with CG software. In week 9, the students learned about rendering. In week 10, they learned about producing key frame animation. Weeks 11 through 13 covered overall assignments. In these weeks, modeling was undertaken using the 3D-CAD software, and visual presentations were made by reading the modeling data into CG software.

Assignments were chosen not only from the fields of applied geometry, engineering and architectural design, but also from the fields of physics, chemistry and biology for indicating the students an importance of geometric modeling and visualization in such fields. Examples of the assignments are shown in Figures 2-5.

Table1

Subject content of Graphic Science II	
Week	Topics
1. Guidance	
	< 3D-CAD (Inventor) >
2. 2D-Modeling:1	(Line, Circle, Polygon, Sketching and dimensional constraints, Editing Operations)
3. 2D-Modeling:2	(Spline, Mirror, Patterns)
4. 3D-Modeling:1	(View control, Extrusion, Revolution, Editing operations)
5. 3D-Modeling:2	(Working planes and working axes, Projection)
6. Application of descriptive geometric procedures to solve spatial problems	(Shortest distance problems, Regular polyhedra)
7. Assembly / Orthographic drawing	
	< CG (3dsmax) >
8. Interface of 3dsmax	(Perspective views, View control)
9. Rendering	(Colors, Shades, Mapping)
10. Key frame animation	
	< 3D-CAD+CG >
11-13. Overall Assignments (+ Students' Evaluation)	

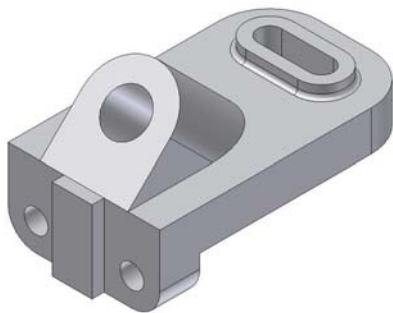


Figure 2. An example of assignments in Week 5: Mechanical part

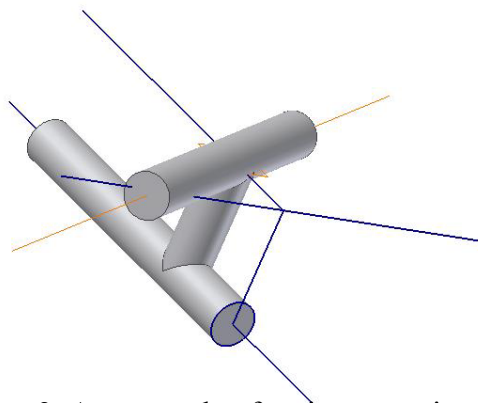
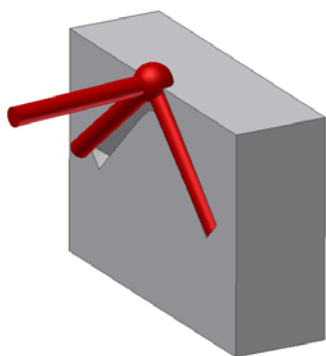
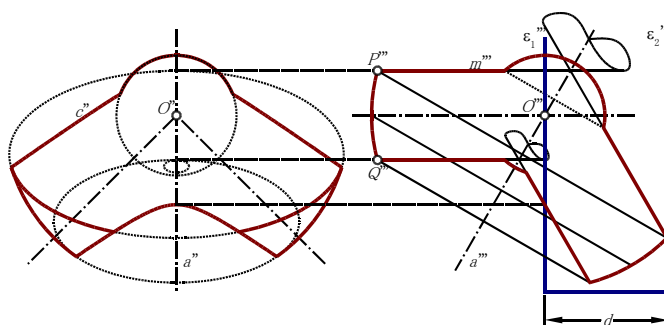


Figure 3. An example of assignments in Week 6: Shortest distance problem

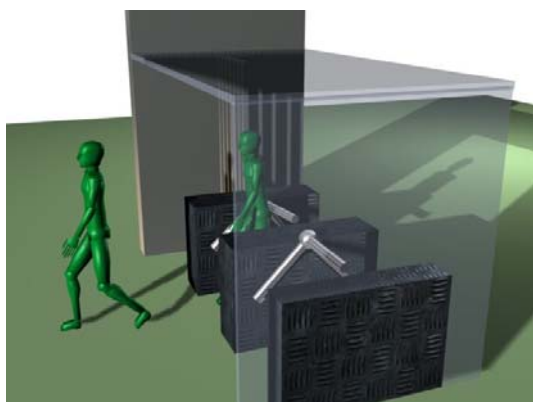


(a) Computer model



(b) Curves of the opening of the groove

Figure 4. An example of overall assignments (Weeks 11- 13): Turnstile



(a) Animation (Turnstile)



(b) Walk-through

Figure 5. An example of overall assignments (Weeks 11- 13): Walk-through

3.2 Results of the course

3.2.1 Results in a sample class

In this section, the performance of the students in a sample class in 2007 with 105 students is analyzed.

The students in the sample class were required to hand in a report for each of the assignments for weeks 3, 5, 7 and 11-13 shown in Table 2. The reports were scored in six levels, i.e., 5-6: Excellent, 4: Ordinary, 3-2: Poor, 0: No report. The means and standard deviations of the scores are summarized in Table 2. As for Exs.3 and 5, most of the students completed the standard assignments without any severe errors, and were given 4 points. As for Ex.11-1, the students were required not only to complete the computer model, but also to answer the following question: “Which kinds of curves are the openings of the groove in the support box?” The correct answer is “two hyperbolas and a circular arc” (Figure 6). Only one third of the students answered “hyperbola(s)” and were given 4 points. No students answered “circular arc” for the tail end of the opening, though a small number of students pointed out that “the tail end is not a straight line”. As for Ex.11-2, many students taxed his/her ingenuity in completing the assignments, and were given 4 or 5 points.

Table 2

Scores of weekly reports

Week	Assignments	M(σ)
Ex3	Parabola /Contact problem	4.1 (0.7)
Ex5	Mechanical parts /Intersection	3.7 (1.1)
Ex7	Perspective view	3.4 (1.0)
Ex11-1	Turnstile	4.2 (0.9)
Ex11-2	Walk through	4.3 (0.9)
	Total	18.7 (4.3)
	Total*	68.2 (15.6)

(* Converted into the basis of a maximum of 100 points.)

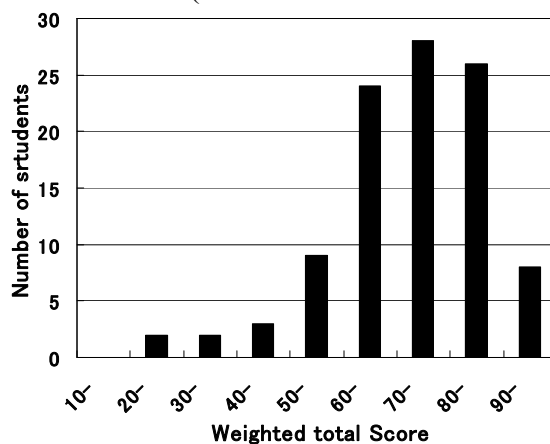


Figure 6: Weighted total score
(Reports $\times$ 2/3 + Term end examination $\times$ 1/3)

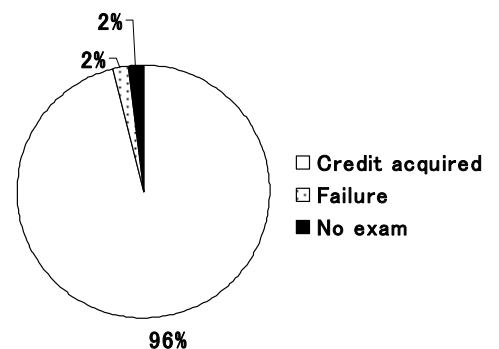


Figure 7: Acquisition of the unit.

Weighted total scores of the reports (2/3) and term-end examination (1/3) are shown in Figure 6. As shown in this figure the mean is 71.9, indicating that the understanding of the students for the course content was satisfactory. 4 of 7 students whose total scores were below 50 were given 50 points by adding points for attendance. 98 of 105 students got the credit (acquisition rate: 95 %).

3.2.2 Results of the all classes

Students in other classes were scored in a way similar to in the sample class. The acquisition of the unit is shown in Figure 7. 565 of the 589 students taking the course in 2007 acquired the unit. The acquisition rate was about 96 %.

4. SUMMARY AND CONCLUSIONS

At the College of Arts and Sciences of the University of Tokyo, from 2007, a new graphic science curriculum, the main part of which consists of Graphic Science I and Graphic Science II, has been started. With Graphic Science II, commercial graphic processing software can be experienced. The experience of 3D-CAD/CG is the main educational objective of this course, but by introducing geometric problems as examples and assignments, the course is designed to teach geometry and graphics through the use of 3D-CAD/CG. In other words, this course is mutually complemented with Graphic Science I (descriptive geometry education). The results of the fully implemented classes in 2007 (the acquisition rate of the unit, work time it took to complete the assignments, and students' lecture evaluation) indicated that the course design is appropriate, though further improvement will be necessary.

The author wish to give his sincere gratitude to the colleagues of the Department of Computer and Graphic Sciences at the University of Tokyo.

BIBLIOGRAPHY

1. Suzuki, K., "Activities of the Japan Society for Graphic Science - Research and Education -", Journal for Geometry and Graphics, 6-2 (2002), 221-229.
2. Suzuki, K. et al., "Development of Graphics Literacy Education (2) – Full Implementation at the University of Tokyo in 2007 -", Proc. 13th Int. Conf. Geometry and Graphics (Dresden), K. Suzuki_I, pp.1-8.

УДК 514.18

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МУЛЬТИМЕДИЙНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ЧТЕНИИ ЛЕКЦИЙ ПО НАЧЕРТАТЕЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ

М.И. Воронцова, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Студенческая аудитория и лектор представляют собой систему. Любая система должна быть способна к саморазвитию, иначе она обречена. Сис-

тема работоспособна, если все ее составляющие работают и заинтересованы друг в друге.

Каждый год в аудиторию к лектору приходят новые студенты. И год от года изменяется качественный состав студенческой аудитории. Инновационные технологии уже давно вошли в нашу повседневную жизнь. Сейчас почти каждый студент имеет доступ в Интернет и может найти там любую информацию. И, приходя в ВУЗ, студент там жаждет увидеть нечто новое, интересное и соответствующее современным технологиям. И если он встречается на лекции преподавателя, излагающего учебный материал с использованием новых коммуникативных технологий, то получает удовлетворение, его ожидания нового сбылись. И система «лектор – студент» оживает, развивается.

В Сибирской автомобильно-дорожной академии на кафедре «Начертательная геометрия, инженерная и машинная графика» на протяжении нескольких лет мною разрабатывается и читается мультимедийный «Курс лекций по начертательной геометрии». В настоящее время в академии несколько лекционных аудиторий оснащены мультимедийным оборудованием и у лектора широкое поле деятельности в применении мультимедийных технологий.

Однако очень небольшое число лекторов используют современные мультимедийные технологии. Причин тому несколько. Первая причина – консерватизм, с мелом у доски спокойнее и увереннее. Вторая причина – недостаток времени, освоение новых технологий требует много времени, преподаватель имеет под 900 часов только аудиторной учебной нагрузки.

Дисциплина «Начертательная геометрия» является для студентов очень сложной для восприятия. В 2000 году появились первые лекции с применением анимации (Швайгер А.М. и др.). Эти лекции вызывали большой интерес у некоторых преподавателей, но были малодоступны для студентов. Такие лекции можно было просматривать на персональном компьютере, но они были у очень небольшого числа студентов. Лекции можно было использовать в компьютерном классе, но их тоже было недостаточно. Чтобы применять на лекциях мультимедийные технологии, сначала надо разработать хороший компьютерный конспект лекций, затем создать демонстрационный вариант курса лекций. И в этот вариант вставить анимационные чертежи. Для создания хорошего мультимедийного курса необходимо иметь достаточный опыт чтения лекций, для его демонстрации – аудитории, оборудованные хорошей проекционной аппаратурой.

В качестве технического средства для создания мультимедийного курса была выбрана программная оболочка Power Point, которая является одним из наиболее популярных средств создания мультимедийных программных продуктов. К ее достоинствам следует отнести простоту освоения преподавателями, так как не требуется знания программирования.

Power Point имеет доступный интерфейс, дает возможность включать в состав мультимедийных лекционных курсов практически неограниченный по объему и составу материал: графический, аудио- и видеофайлы.

Для создания мультимедийного курса лекций был выбран способ презентаций. На слайдах презентаций вынесены: рекомендуемая литература, формы контроля, тема лекции, теоретические определения, исходные чертежи примеров, алгоритм решения примеров и их анимационное построение.

Создание мультимедийного курса (МК) лекций процесс перманентный, всегда появляется необходимость что-то изменить, внести новое. В первом варианте МК для решения каждого примера применялся ряд последовательных слайдов с пошаговым дополнением решения. Такие слайды воспринимались студентами гораздо хуже, чем анимированные, приходилось давать дополнительное пояснение для возникшего на чертеже нового элемента. При создании полностью анимированных чертежей их демонстрация происходит в следующей последовательности: сначала излагается теоретическая основа вопроса, дается текст алгоритма решения, затем в течение 30-60-ти секунд демонстрируется анимационное решение, а после этого студенты строят примеры в своих тетрадях при одновременном построении их на экране. Воспроизведение слайдов можно производить и в другой последовательности. При чтении мультимедийных лекций необходимо соразмерять скорость чтения текстовых слайдов, скорость демонстрации анимационных слайдов с возможностями студентов, цвет фона слайдов, размер и цвет шрифта, цвет линий на чертежах. Анимационное построение идет с той же скоростью, что и построение мелом на доске. Преимущество анимации состоит в том, что всегда можно вернуться в любую точку построения, снова повторить непонятный момент. На большом экране очень насыщенные чертежи более четкие и крупные, чем выполненные мелом на доске. Кроме того, не надо поворачиваться спиной к аудитории, выполняя чертежи. Перед глазами лектора находится экран ноутбука, а вся информация дублируется на большом экране. Лектор хорошо видит эмоциональное состояние аудитории и может вернуться на несколько шагов назад и повторить некоторые моменты лекции. МК лекции позволяют демонстрировать различные пространственные модели геометрических объектов, переходить от пространственного изображения элементов чертежа к эпюру и обратно, что позволяет развивать пространственное воображение обучающихся. Но при этом лектор должен уметь обращаться с аппаратурой, освоить технологию изложения лекции в новом формате. Мультимедийные лекции более гибкие и дидактически эффективнее.

Большим недостатком современных студентов является неумение записывать текст лекций, они очень медленно пишут. Лекции по начертательной геометрии связаны с выполнением чертежей, а у многих студентов

нет навыков их выполнения. Это происходит вследствие того, что школьники почти не изучают геометрию, во многих школах либо совсем нет черчения, либо оно преподается в очень малом объеме. Без элементарных навыков вычерчивания простых геометрических фигур и без знания их свойств начинать обучение в техническом вузе очень трудно. Чтобы компенсировать недостаток графической подготовки студентов, им предлагается рабочая тетрадь (РТ) к компьютерному курсу лекций. РТ содержит список рекомендуемой литературы, состав формы контроля в семестре, название темы лекций, название параграфов лекций, исходные чертежи и вопросы для самоподготовки. Кроме того, в лекцию включены наглядные иллюстративные материалы, используемые на лекции. РТ позволяет выполнять чертежи, предлагаемые лектором, без искажения и вольных интерпретаций. В результате качество ведения конспектов лекций хорошее.

В отношении ведения конспекта лекций некоторые преподаватели предлагают раздать студентам готовый конспект лекций, чтобы студенты на лекции просто следили за чтением и построением лектора, а дома прорабатывали материал. На это предложение можно возразить, сославшись на данные психологических исследований о том, что при только прослушивании информации она запоминается на 15-20 %, при записи – на 50%, при выполнении своими руками – на 90 %. Невозможно привить навыки трудовой деятельности только рассказами и демонстрацией приемов. Дисциплина «Начертательная геометрия» связана с геометро-графическими построениями, и для их выполнения необходимо овладеть определенными приемами и навыками. Высказываются предложения о том, что можно записать голос и этот голос будет озвучивать мультимедийную лекцию, а лектору только остается сидеть в аудитории. В этом случае совсем не учитывается живое общение с аудиторией и психологическое воздействие на нее. При работе в аудитории лектор всегда ощущает обратную связь со студентами. Для выявления такой связи проводится анкетирование, результатом которого является изменение и совершенствование курса лекций.

Чтобы иметь обратную связь со студенческой аудиторией, проводилось анкетирование: в 2010 году на направлении 190600.62 «Эксплуатация транспортно- технологических машин и комплексов», в 2011 году на направлении 220700.62 « Автоматизация технологических процессов и производств» (рисунок 1).

Анкетирование показало, что:

- количество студентов, предпочитающих обучаться с использованием компьютера, возросло с 75 до 85 %;
- 100 % хорошо воспринимают компьютерные технологии;
- 85 % предпочитают получать информацию в виде демонстраций;

- желающих получать информацию в письменной форме возросло с 25 до 30 %, а в устной форме – уменьшилось с 25 до 10 %. Это подтверждается практикой, студенты очень плохо воспринимают устную информацию, они ее не запоминают. Поэтому все должно быть записано.

- 100 % предпочитают слайды с анимацией,

- на вопрос «Что больше всего нравится в чтении мультимедийных лекций?» студенты ответили: наглядность, возможность возврата, повторения построения, построение в цвете;

- 100 % студентов предпочитают мультимедийные лекции, а не мелом на доске;

- 90 % хотят иметь диск с лекциями в личном пользовании.

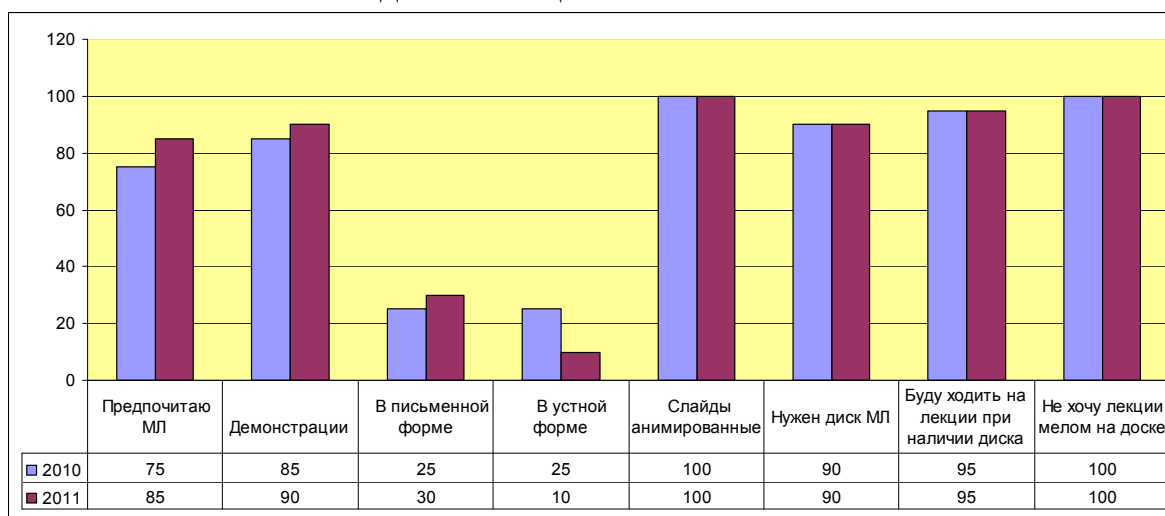


Рисунок 1. Результаты анкетирования студентов

При этом все хотят и лекцию прослушать и дома посмотреть, проверить, не пропустил ли что.

Возникает опасение, что, имея диск с анимационными лекциями, студенты не будут ходить на лекции. Это опасение не имеет под собой основания, так как студенты могут получить в библиотеке изданный в бумажном варианте курс лекций по начертательной геометрии, а на лекции все равно ходят. Они утверждают, что живое общение с лектором им необходимо.

На основе многолетнего опыта преподавания начертательной геометрии можно с уверенностью сказать, что все дополнительные учебные пособия, мультимедийные лекции, видео лекции стимулируют студентов наиболее способных и имеющих большое желание учиться. А на них как раз и надо ориентироваться.

Новые технологии при чтении лекций по начертательной геометрии просто необходимы. Следует отдавать предпочтение мультимедийным курсам лекций, так как они расширяют возможности лектора, позволяют

демонстрировать разнообразный информационный материал и улучшают восприятие студентами графической информации.

Создание рабочей тетради к компьютерному курсу лекций повышает качество получаемой информации студентами на лекции.

Анкетирование студентов способствует усилению обратной связи лектора со студентами и создает широкие возможности совершенствования чтения лекций.

Библиографический список

1. Вакулюк В.М., Семенова Н.Г. Использование мультимедиа технологий в лекционном курсе // Современные наукоемкие технологии. – 2004. – № 2 –С. 95-97
2. Семенова Н.Г. Создание и практическая реализация мультимедийных курсов лекций./ Н.Г. Семенова. – Оренбург. : ОГУ, 2004. - 128 с.
3. Стародубцев В.А. Разработка и практическое использование компьютерного комплекса лекций. Естественнонаучное образование – фундамент устойчивого развития общества. Тезисы докладов международной научно-методической конференции. Томск: Изд. ТПУ, 2000, С. 120-121.

УДК 513.101.5

О ПОСТРОЕНИИ ТРИСЕКЦИИ УГЛА ВЫСОКОЙ ТОЧНОСТЬЮ

Н. Гулямова, Л.А. Кузина, Х. Рихсибаева – преподаватели;
Т. Рихсибаев, канд. техн. наук, и/о профессора
Ташкентский государственный педагогический университет им. Низами
Республика Узбекистан, Ташкент

Несмотря на то что, построения трисекции угла при помощи линейки и циркуля является древнейшей задачей геометрии, еще она не потеряла своей актуальности для энтузиастов науки.

Наши исследования по этому вопросу показали [2], что у некоторого угла Фалеса существует следующее легко доказуемое свойство угла, которого мы называли «свойством Темура»: «Заключенные отрезки пучка параллельных прямых между сторонами угла имеют общий разделитель. Длина которого равно длине первой прямой от вершин угла или разности длин соседних отрезков».

Если представить, что вместо пучка параллельных прямых, будут концентрические дуги или окружности с бесконечно большими радиусами, то вышеприведенное свойство можно применить и к углу или окружности.

Действительно так. Длина дуги и окружности прямо пропорционально их радиусу. То есть, если их радиус увеличить или уменьшить на одну единицу отрезка, то и длина дуги или окружности так же увеличиться или уменьшится на одну единицу, равную длине первой прямой или дуги

от вершин угла, рисунок 1. Из рисунка видно, что длина первой прямой или дуги от вершин угла, делить второй прямой или дуги на две равные части, третьей прямой или дуги на три равные части.

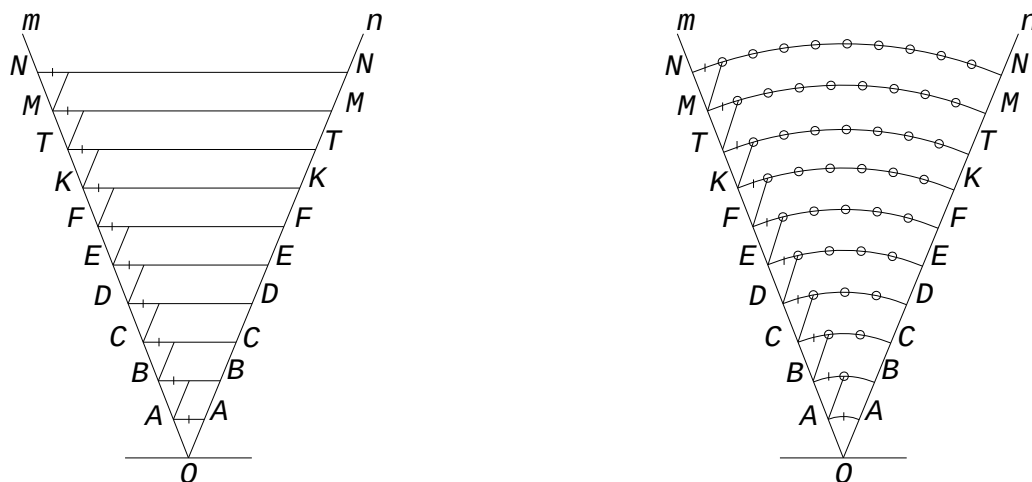


Рисунок 1.

Наши исследования показали, что используя эти свойства можно с высокой точности построить трисекцию угла. Например, дан некоторый угол α , рисунок 2. Из свойства Темура следует, длина первой дуги радиусом R , разделит дугу окружности радиусом $3R$ на равные три части

Пусть дан некоторый угол α . На основании выше приведенного свойства угла разработали следующий способ построения трисекции угла:

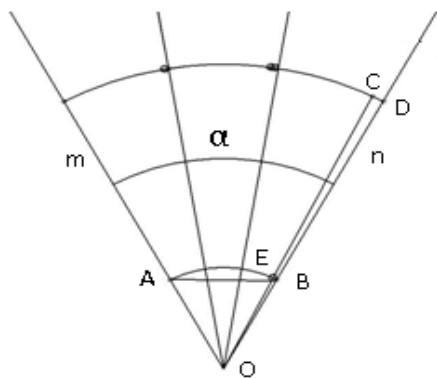


Рисунок 2.

1. При помощи циркуля проводим дугу радиусом $R_1=10$ мм и $R_3=30$ мм опирающиеся к сторонам m и n угла α , рисунок 2;

2. На основании свойства Темура длина первой дуги делит вторую на равные три части. Обычно в практике, в место длины дуги пользуются длиной хорды уперяющей концом дуги, которая всегда меньше чем длина дуги.

И именно по этому, построения трисекции угла остаётся абсолютно точно не решенной задачей геометрии.

И по этому в нашем случае, когда хорды AB первой дуги откладываются три раза по дуге второй, то всегда остаётся остаток дуги CD . Если COD представить как некоторый малый угол, то хорда EB приближенно делит CD на три равные части.

3. От первой точки дуги радиусом 30 мм откладывая отрезок EB , находим точку для проведения первой трисекции угла. От второй точки

откладывая две отрезки EB , имеем вторую точку трисекции угла. После этого проводится трисекция угла α .

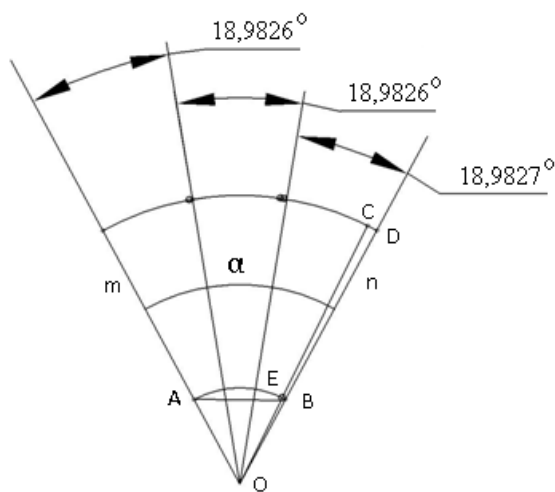


Рисунок 3.

Наше построение трисекции заданного угла показали, что хорды (по дуге $R3=30$ мм) упирающие к трисекциям практически равны. То есть разработанные нами способ и методика обеспечивают преимущественно высокой точности проведения трисекции угла.

Компьютерный анализ этого способа полностью подтвердил правильность нашего вывода, рисунок 3.

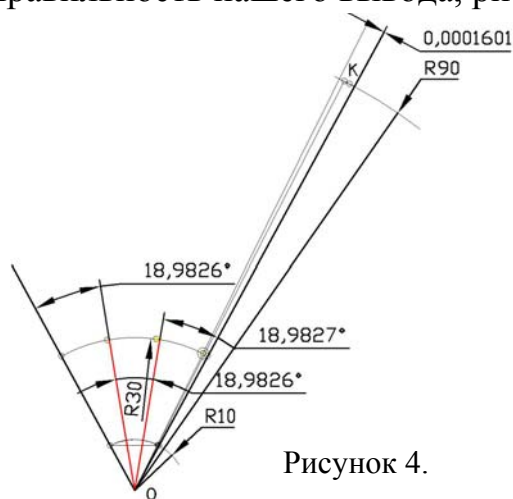


Рисунок 4.

Для этого за практической точностью $1/3$ угла α , мы взяли компьютерное построение трисекции данного угла равной $18,9826^\circ$. Из 3 рисунка видно, что первый и второй углы равны, а третий угол отличается на величину $+0,0001^\circ$.

Таким образом, теоретически обоснованный и практически реализованный новый способ обеспечивает высокую точность и простоту графических построений проведения трисекции угла. Т.е. практически можно считать точным.

Если заданный угол значительно больше, то остаток дуги CD также больше. В таких случаях рекомендуется раствор циркуля взять чуть больше хорды AB первой дуги.

Если дуга EB значительно меньше, то проводя дугу радиусом 90 мм, получим дугу три раза длиннее CD . Откладывая хорды дуги CD на вновь

построенной дуге, получим точку К. Праводим прямую ОК, которая и делить дугу CD на 1/3. Аналогически выполняя третье действие выше изложенного способа построим трисекцию данного угла, рисунок 4. Результаты которого оказались одинаковыми как на рисунок 3.

Этим способом и методом можно делить заданный угол, на любое равное n ное число. По этому новый способ можно называть универсальным. Если $n = 7$ или $n = 9$, то радиусом второй дуги берётся 70 или 90 мм.

Библиографический список

1. Атаджанов Р.К. Элементы конструктивной геометрии. Тошкент: Ўқитувчи, 1974 –С. 14-19.
2. Мамасалиев М., Гулямова Н., Рихсибаев Т.. «Универсальный способ проведения трисекции угла». Севастополь. Тезисы докладов XI Международной студенческой научно-теоретической конференции, 2008. -С. 32-33.

УДК: 514.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРНЫХ И ПРОЕКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИПЕРПОВЕРХНОСТЕЙ ЧЕТЫРЕХМЕРНОГО ПРОСТРАНСТВА

О.Б. Ильясова, канд. техн. наук, ст. преподаватель
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В данном докладе посредством символьно – параметрического представления гиперповерхностей сформулирована и доказана теорема о структурных и проективных характеристиках, которая позволила определить порядок и класс гиперповерхности четырехмерного пространства и вывести уравнения в общем виде.

Итак, условия существования в n – мерном пространстве двухпараметрических многообразий (конгруэнций) k – плоскостей, обозначаемых W , имеют вид:

$$\dim \prod_i (e_{\dots}^{k, \dots, 0}) = \sum_i \dim (e_{\dots}^{k, \dots, 0})_i = (k+1)(n-k) - 2. \quad (1)$$

$$\dim \prod_i (e_{\dots}^{1, 0}) = \sum_i \dim (e_{\dots}^{1, 0})_i = (1+1)(4-1) - 2 = 4.$$

Приведем некоторые гиперповерхности четырехмерного пространства в символьном виде, размерность условий инцидентности которых в сумме равна четырем [1]:

$$1. (e_{4,2}^{1,0})^4;$$

$$2. (\dot{a}_{4,2}^{1,0})^2 \cdot \dot{a}_{4,1}^{1,0};$$

$$3. (e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot \dot{a}_{3,2}^{1,0};$$

$$4. (\dot{a}_{4,1}^{1,0})^2;$$

$$5. (e_{3,2}^{1,0})^2;$$

$$6. \dot{a}_{4,1}^{1,0} \cdot \dot{a}_{3,2}^{1,0};$$

$$7. e_{4,2}^{1,0} \cdot \dot{a}_{4,0}^{1,0};$$

$$8. e_{4,2}^{1,0} \cdot \dot{a}_{3,1}^{1,0}.$$

Символ «е» предлагается для обозначения условий инцидентности (принадлежности: перпендикулярности и параллельности), также для обозначения соответствующих многообразий. Обобщенное условие инцидентности символично представлено в следующем виде (2):

$$\dot{a}_{a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \quad (2)$$

В приведенном обозначении число верхних и нижних индексов равно, а величины $m, m-1, \dots, 1, 0$; $a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0$ — принимают значения чисел натурального ряда, включая "ноль" (0, 1, 2, 3, 4, ...), т.е. значения чисел использующихся для обозначения количества объектов. Значения верхних индексов $m, m-1, \dots, 1, 0$ определяют размерность искомого линейного многообразия (само значение m) и размерности всех его линейных подмногообразий вплоть до точки. Нижние индексы задают размерность пространства или подпространства, которому принадлежит искомый элемент [2].

Значения верхних и нижних индексов определяют полный и неполный флаг. Нижние индексы задают размерность пространства, с которыми искомое многообразие имеет отношение инцидентности, и размерности его подпространств, с которыми имеют отношения инцидентности соответствующие подпространства искомого многообразия. Этот символ можно рассматривать как условие, наложенное на множество m — плоскостей, определенное этим условием.

Рассмотрим на примере простые условия инцидентности для трехмерного пространства.

$e_{3,1}^{1,0}$ – как условие: прямые должны принадлежать заданной $\mathcal{Z}$ – плоскости и пересекать заданную в ней прямую, как многообразие – линейный комплекс прямых;

$e_{2,1}^{1,0}$ – как условие: прямая должна лежать в заданной плоскости.

Как многообразие – плоское поле прямых;

$e_{2,0}^{1,0}$ – определяет пучок прямых;

$e_{3,0}^{1,0}$ – связку прямых и т.д.

Исследуем гиперповерхность четырехмерного пространства $(e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot e_{4,1}^{1,0}$.

Гиперповерхность $(e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot e_{4,1}^{1,0}$ задана двумя направляющими плоскостями, которые не пересекаются по прямой в E_4 , а образующие прямые параллельны плоскости. KN (K_1N_1 , K_2N_2 , K_3N_3) – образующая гиперповерхности.

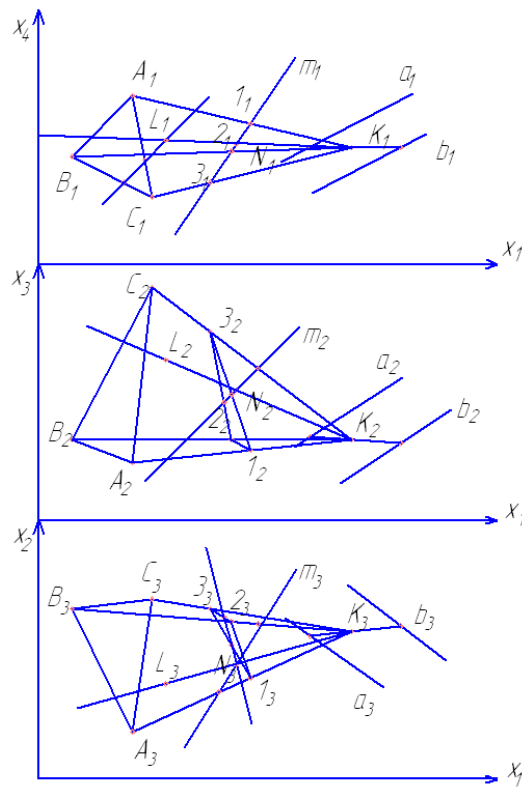


Рисунок 1. Построение образующей гиперповерхности $(e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot e_{4,1}^{1,0}$

Теорема. Гиперповерхность четырехмерного пространства E_4 , образующая которой прямая, удовлетворяющая обобщенному условию инцидентности $(e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot e_{4,1}^{1,0}$, есть гиперповерхность второго порядка первого

класса.

По формуле критерия совместности заданных условий (2) найдем c_i :

$$\sum_{i=0}^m c_i = a_i - n + m + k. \quad (2)$$

$$\sum_{i=0}^m c_i = 4 + 1 - 4 + 1 + 2 = 4$$

Разложение условия $e_{4,1}^{1,0}$ приведет к

$$\begin{array}{ll} 0 \leq c_0 \leq 1 & 0, 1 \\ 1 < c_1 \leq 4 & 2, 3, 4 \end{array}$$

произведению $(e_{4,0}^{1,0} + e_{3,1}^{1,0}) \cdot e_{4,2}^{1,0}$.

Разложим условие $e_{4,0}^{1,0}$ и проверим, существует ли такой набор чисел c_i , который удовлетворял бы системе (2):

$$\begin{array}{llll} 0 \leq c_0 \leq 0 & 0 & 0 \leq c_0 \leq 1 & 0, 1 \\ 0 < c_1 \leq 4 & 1, 2, 3, 4 & 1 < c_0 \leq 3 & 2, 3 \end{array}$$

получим $2e_{3,0}^{1,0}$. Умножение на $e_{4,1}^{1,0}$ позволит определить порядок гиперповерхности [3].

$$2e_{3,0}^{1,0} \cdot e_{4,1}^{1,0} = 2e_{1,0}^{1,0}$$

Найдем произведение условий в виде следующей суммы основных условий:

$$\sum_{i=0}^m c_i = 3 + 0 - 4 + 1 + 1 = 1$$

При разложении условия $e_{3,0}^{1,0}$

$$\begin{array}{llll} 0 \leq c_0 \leq 0 & 0 & 0 \leq c_0 \leq 1 & 0, 1 \\ 0 < c_1 \leq 3 & 1, 2, 3 & 1 < c_0 \leq 2 & 2 \end{array}$$

получим $(2e_{3,0}^{1,0} \cdot e_{2,1}^{1,0}) \cdot e_{3,2}^{1,0}$. Умножение на $e_{3,2}^{1,0}$ позволит определить класс

гиперповерхности:

$$(2e_{3,0}^{1,0} \cdot e_{2,1}^{1,0}) \cdot e_{3,2}^{1,0} = 0 + e_{1,0}^{1,0}$$

Итак, порядок рассчитываемой гиперповерхности равен двум, а класс одному.

Структурное представление вывода аналитического уравнения гиперповерхности

- Задать три системы уравнений-условий для образующей – плоскости.
- Из пяти независимых переменных выразить четыре относительно одной из переменных.
- Подставить полученные выражения трех переменных в систему уравнений гиперплоскости.

Освободившись от переменной, получить аналитическое представление гиперповерхности.

Гиперповерхность четырехмерного пространства, удовлетворяющая обобщенному условию инцидентности

$$(e_{4,2}^{1,0})^2 \cdot e_{4,1}^{1,0}$$

в аналитическом виде можно представить как:

$$y = \frac{(b_1 - b_2') + x^4(c_1 - c_2)}{z^2(a - a')}.$$

Библиографический список

1. Волков В.Я. Многомерная исчислительная геометрия: монография [Текст] / В.Я. Волков, В.Ю. Юрков. – Омск: Изд-во ОмГПУ, 2008. – 244 с.
2. Волков В.Я. Курс начертательной геометрии на основе геометрического моделирования: учебник [Текст] / В.Я. Волков, В.Ю. Юрков, К.Л. Панчук, Н.В. Кайгородцева. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2010. – 253 с.
3. Юрков В.Ю. Инженерная геометрия и основы геометрического моделирования: Учебное пособие [Текст] / В.Ю. Юрков, В.Я. Волков, О. М. Куликова. – Омск: ОГИС, 2005. – 118 с.

УДК 37.01:007

ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОННЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ РЕСУРСОВ ДЛЯ ГЕОМЕТРО-ГРАФИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН

Н.В. Кайгородцева, канд. педаг. наук, доцент;

И.И. Первушина, магистрантка

Омский государственный технический университет

Сегодня, благодаря информатизации образования, всеобщее внимание занимает процесс разработки, создания и внедрения в учебный процесс электронных образовательных ресурсов (ЭОР). Здесь под электронными

ресурсами понимают дидактические материалы, представленные в мультимедийном виде и используемые для передачи знаний обучаемым.

Преимущества и достоинства электронных ресурсов перед традиционными средствами обучения (плакатами, моделями, и даже техническими средствами обучения) очевидны. Такие недостатки "старых" наглядных пособий, как громоздкость, недолговечность, ограниченность применения полностью восполняются достоинствами "новых" образовательных ресурсов.

Электронный вид образовательного контента несет в себе уникальную возможность трансформации и своевременного добавления учебного материала. Компактность хранения наглядных иллюстраций, примеров, образцов и другой учебной информации, помимо снятия вопроса гарантийного срока использования, то есть сохранения пособий в первоизданном виде и в рабочем состоянии, позволяет освободить рабочее пространство лаборантских, препараторских и методических кабинетов, ранее занятое моделями, плакатами и наглядными пособиями.

Но, главным преимуществом электронных образовательных ресурсов, конечно же, является возможность одновременного представления информации различными средствами: видео, звук, текст, картинки и пр.

Особого внимания заслуживают электронные образовательные ресурсы, разрабатываемые для дисциплин геометро-графического профиля. Эти дисциплины (геометрия, черчение, начертательная геометрия) характеризуются изучением свойств и отношений пространственных объектов, их метрикой, взаимным расположением, характеристикой.

Именно необходимость демонстрации ученикам трехмерных моделей, ранее принуждало к изобретению наглядных пособий, пространственных моделей изучаемых объектов. На лекциях презентация наглядного решения предлагаемой задачи выполнялась на доске, и реалистичность изображения зависела от художественных способностей лектора. В лучшем случае лектор приносил с собой плакат с плоским изображением объемного предмета или модели. Но это оставалось в головах обучаемых, прежде всего плоским изображением и лишь единицы могли, используя свои пространственно-мыслительные способности представить объемную модель предлагаемой задачи.

Информационные, цифровые и другие мультимедийные технологии сегодня позволяют создать виртуальные пространственные модели учебных наглядных пособий. При необходимости модели могут быть как статичными, так и динамичными. То есть существует возможность покрутить модель (объект), оглядеть со всех сторон, то есть, как говорится "пощупать" – ощутить ее объемность.

Кроме того мультимедийные технологии позволяют анимировать построения. Другими словами, поэтапные геометрические построения, ранее

выполняемые лектором на доске с помощью чертежных инструментов, подменяются последовательным выполнением анимационных сценариев, выполняемых лектором щелчком соответствующей кнопки. При этом существует возможность регулирования скорости выполнения действий, возможность возвращения и повтора действий.

Наличие разнообразных средств и компьютерных программ позволяют выбирать наиболее целесообразные из них, для достижения определенных целей обучения.

Для выполнения электронными ресурсами дидактических целей, поставленных перед ними при их разработке, необходим не только хороший контент, изобилие анимаций и видео, но и грамотное оформление данного средства представления учебной информации.

В основном существующие электронные ресурсы, имеющие дидактически и психологически грамотный дизайн можно встретить только в разработках, выполненных педагогическим составом начальной и средней школы, имеющим педагогическое образование. Что касается преподавателей высших учебных заведений не педагогического профиля, то они при разработке ЭОР, зачастую, обращают внимание только на содержание (орфографию, правильность построений, безошибочного написания формул и т.д.) и не уделяют должного внимания оформлению своих разработок. Они не учитывают основ педагогического дизайна, ориентированных на создание оптимальных проектов, влияющих на подсознательном уровне на долговременность и прочность знаний.

Обычно, разработчики электронных пособий при разработке дизайна очередного электронного ресурса, выбирая цветовую гамму, шрифт и другое, ставят в приоритет личные предпочтения. Однако существует такие науки, как цвето- и шрифтоведение.

Цветоведение доказывает, что цвет обладает сильным психологическим воздействием на человека, влияет на его повседневное поведение, состояние, процессы мышления и выбор. Шрифтоведение опираясь на психологию восприятия человеком одной и той же информации, доказывает, что информация, написанная разными шрифтами, имеет различный смысловой оттенок.

Например, словосочетание "Начертательная геометрия" по смыслу должно вызывать чувство строгой аккуратности и корректности, но в зависимости от того, какой шрифт применен для написания, изменяется перцепция информации, вложенной в слова.

Кроме эмоциональных восприятий, начертание шрифта должно быть удобочитаемым на больших расстояниях и (или) при длительном продолжении времени. Так как помимо использования (или не использования) шрифта в связи с его влиянием на психику человека, необходимо учитывать удобочитаемость и простоту (легкость) чтения. Это требование осно-

вано на размерах лекционных аудиторий и необходимости удобства восприятия текста с любого посадочного места.

Так, например, рассмотрим написание сочетания слов "Начертательная геометрия" различными типами шрифтов (Рисунок 1).

Начертательная геометрия
Начертательная геометрия
~~Начертательная геометрия~~
Начертательная геометрия

Рисунок 1. Примеры шрифтов

Первый тип шрифта наиболее подходит для личной переписки (рукописный шрифт), поэтому для оформления заголовков тем и разделов лекций вполне подходит, так как подсознательно настраивает обучаемых на ведение конспектов, на запись заголовка. Опять же данный шрифт не может быть применен во всем пособии, так как засечки и завитки на большом расстоянии "сливаются" слова и делают их нечитаемыми.

Следующий шрифт, вносит впечатление легкомысленности и не серьезности происходящего (например, упраздняет строгость и научность лекции), что ставит запрет на использование данного шрифта под названием "Comic Sans" в учебных электронных пособиях.

Третий тип шрифта, являясь массивным и "рубленным", вносит в разработку тяжесть, что приводит к подсознательному впечатлению сложности (тяжести) воспринимаемого материала и может вызвать отторжение теоретического материала в силу впечатления его трудности.

Последний представленный в примере тип шрифта – "Gothik". Этот тип отличается наличием слишком тонких горизонтальных перемычек, что затрудняет чтение и поэтому является не пригодным к использованию в электронных учебных разработках.

Хотя в статье довольно подробно описаны характеристики и причины непригодности к использованию того или иного типа шрифта, необходимо отметить, что возможное разнообразие представления информации с помощью мультимедийных средств сводит наличие текста в электронных пособиях к минимуму. Особо это касается электронных разработок по метро-графическим дисциплинам, где учебная информация в основном состоит из графических моделей – чертежей. Однако шрифт, используемый в заголовках, пояснениях и наиболее важных фактах, должен привлекать внимание, способствовать сосредоточению и переключения внимания на новую тему (раздел), то есть в таких разработках шрифт призван выделять наиболее важные моменты.

Еще одним моментом, определяющим оправданное использование педагогического дизайна при разработке и создании электронных образовательных ресурсов, является сочетание цвета шрифта и фона, на котором данный шрифт изображен. Здесь основным инструментом должен стать цветовой круг, в котором различные цвета представлены в определенной последовательности. При этом цвета, расположенные на противоположных сторонах диаметра круга, называемые комплементарными, или дополнительными, составляют наилучший тандем и усиливают эмоциональную окраску друг друга.

Предоставляющиеся возможности мультимедийных технологий приносят в процесс изучения геометро-графических дисциплин элементы "погружения" учеников в виртуальную реальность окружающего пространства, где на объемных моделях можно продемонстрировать идею (смысл, алгоритм) процесса решения той или иной геометрической задачи. А грамотное сочетание видеоинформации, анимации последовательности действий со шрифтом и цветовым оформлением преобразует электронный образовательный ресурс из простого передатчика информации в средство обучения с влиянием на подсознание и психику человека, что позволит повысить качество и уровень геометро-графического образования.

Библиографический список

1. Величковский Б.М., Зинченко В.П., Лурия А.Р. Психология восприятия. — М., 1973.
2. Нелюбова М.В. Психология цвета. Авторский курс лекций. — Доступ к ресурсу: http://cdpsiholog.narod.ru/liter/psihologia_cveta.htm
3. Барышников Г.М. Шрифты разработка и использование. — М., Эком.— 1997.
4. Цветовой круг / Материал из Википедии — свободной энциклопедии. — Доступ к ресурсу: <http://ru.wikipedia.org/wiki>

УДК 774

К ВОПРОСУ О СТРУКТУРИРОВАНИИ ЭЛЕКТРОННОГО УЧЕБНИКА

Л.В. Каменских, доцент;

Л.Я. Мелкозерова, канд. педаг. наук, доцент

Восточно-казахстанский государственный технический университет

Республика Казахстан, Усть-Каменогорск

Прогресс в области инновационных технологий предоставляет новые возможности решения задач, поставленных перед современным образованием. Высшая школа постепенно переходит к управлению самостоятельной учебно-познавательной деятельностью студентов. Такой переход предполагает соответствующий подбор учебного мате-

риала, использование инновационных технологий обучения, проверки и оценки знаний.

Эффективность образовательного процесса в наибольшей степени определяется качеством электронных учебников на основе технологии мультимедиа.

Кафедрой «Общеинженерных дисциплин» Восточно-Казахстанского Государственного Технического Университета разработано и внедрено в учебный процесс достаточное количество электронных учебников и электронных учебных пособий. Накопленный практический опыт позволяет анализировать используемые в учебном процессе материалы с целью поиска новых эффективных моделей построения ЭУ и активизации учебного процесса.

Анализ опыта применения электронных учебников в процессе преподавания дисциплин кафедры показал, что при создании каждого ЭУ помимо подбора материалов, решалась задача создания пользовательского интерфейса, позволяющего организовать не только предоставление данных, но и материалы для самостоятельной работы, самоконтроля, системы получения справки.

Одним из базовых принципов разработки интерфейса является функциональное структурирование. Структура интерфейса должна отражать структуру ЭУ. В качестве базовой единицы функционального структурирования вводится понятие фрейма.

По концепции фреймов, разработанных Марвином Мински, мыслительные процессы основываются на хранящихся в памяти людей, разнообразных структурах данных- фреймах. Благодаря им человек осознает зрительные образы, слова, рассуждения и действия. Таким образом, фрейм - смысловая единица. Эта концепция используется для повышения эффективности восприятия. Учебный материал разбивается на смысловые фреймы [1].

При проектировании интерфейса ЭУ мы выделяем в его структуре три уровня: концептуальный, логический и физический. На концептуальном уровне интерфейс представляется как иерархия фреймов. Логический уровень задает отображение концептуальной схемы в стандартные элементы. На физическом уровне логическая схема реализуется средствами инструментальной среды [1].

Структура ЭУ предполагает возможность контроля со стороны преподавателя и самих студентов за проработкой материала. Это достигается путем введения модулей. Построение организовано по модульному принципу, который заключается в том, что весь материал представлен в законченных самостоятельных комплексах, усвоение которых осуществляется в соответствии с указанной целью. Прослеживается система, в которой каждый модуль представляет собой целе-

вой узел, в котором объединены учебное содержание и технология овладения им. Интерфейс ЭУ предоставляет студентам возможность навигации в иерархии модулей.

После применения в учебном процессе электронных учебников различного характера (курс лекций, лабораторный практикум, методические указания к выполнению курсовой работы) был принят интерфейс с наиболее оптимальной модульной системой.

Например, авторами статьи были разработаны электронные учебники по дисциплине «Инженерная графика», «Компьютерная графика». Данные электронные учебники имеют модульную структуру.

Центральным учебным элементом, с которого начинается изучение модуля, является материал, вводящий студента в содержание модуля, после которого студент четко представляет себе поставленные цели и задачи. Модули связаны между собой системой гиперссылок, чтобы у студента была возможность перехода в любые блоки, реализующие последовательное изучение дисциплины.

В соответствии со структурой ЭУ модули делятся на блоки. Каждый блок содержит подблоки (разделы), в которых заключены следующие компоненты:

- фрагмент теоретического учебного материала,
- вопросы и тесты для самопроверки,
- задание для самостоятельной работы, примеры (образцы) выполненных работ.

В общую структуру ЭУ добавляются:

- вопросы по всему модулю,
- гlossарий терминов,
- список рекомендуемой литературы,
- справка по работе с ЭУ.

Многооконный интерфейс предоставляет пользователю возможность доступа к любому блоку и любой теме модуля.

Требования, предъявляемые к структуре электронного учебника, можно выразить в следующих функциональных блоках:

- информационно-содержательный блок,
- контрольно - коммуникативный блок,
- обобщающий блок.

Информационно-содержательный блок включает в себя общие сведения об изучаемом курсе, а также рекомендации по работе с электронным учебником. Содержит в себе: визуально-интуитивную информацию о возможностях электронного учебника; справочную систему об использовании и правильной работе с электронным учебником; информацию о системе навигации по учебнику.

В контрольно-коммуникативном блоке обеспечивается несколько видов контроля: текущий и рубежный.

В электронном учебнике предусматривается тестирование, как одна из наиболее технологичных форм проведения автоматизированного контроля с управляемыми параметрами качества (рисунок 1).

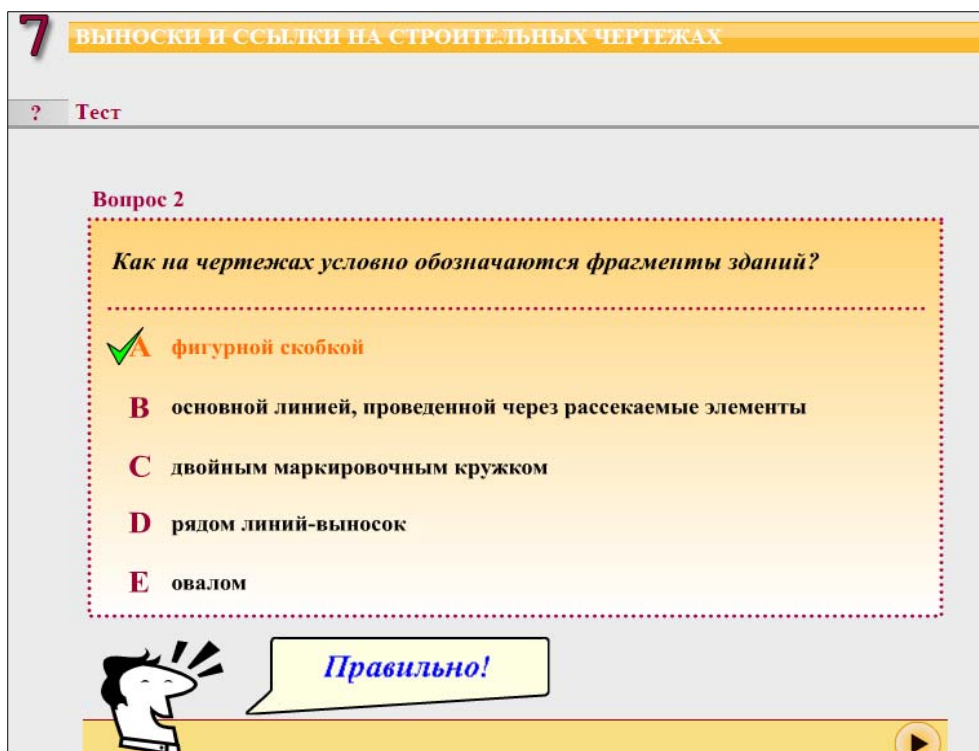


Рисунок 1. Окно тест-тренингов

Работа с электронным учебником ориентирована на самостоятельную деятельность студентов. Варианты индивидуальных заданий для самостоятельной работы, можно увеличить и распечатать для дальнейшего выполнения в одном из графических редакторов (AutoCAD, КОМПАС-График) (рисунок 2).

Кроме того, в ЭУ включены нормативные документы (ГОСТы СПДС и ГОСТы ЕСКД, в соответствии с требованиями которых выполняется графическая часть самостоятельной работы). Текстовая часть стандартов и приложений к ним также может быть распечатана (рисунок 3).

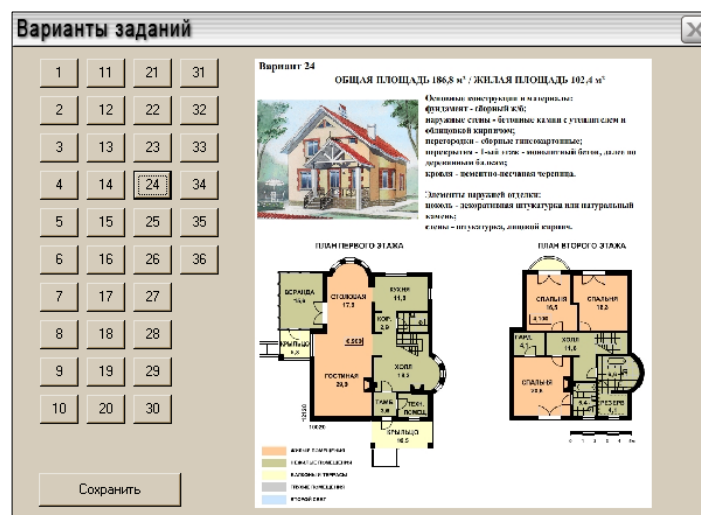


Рисунок 2. Вариант заданий для самостоятельной работы

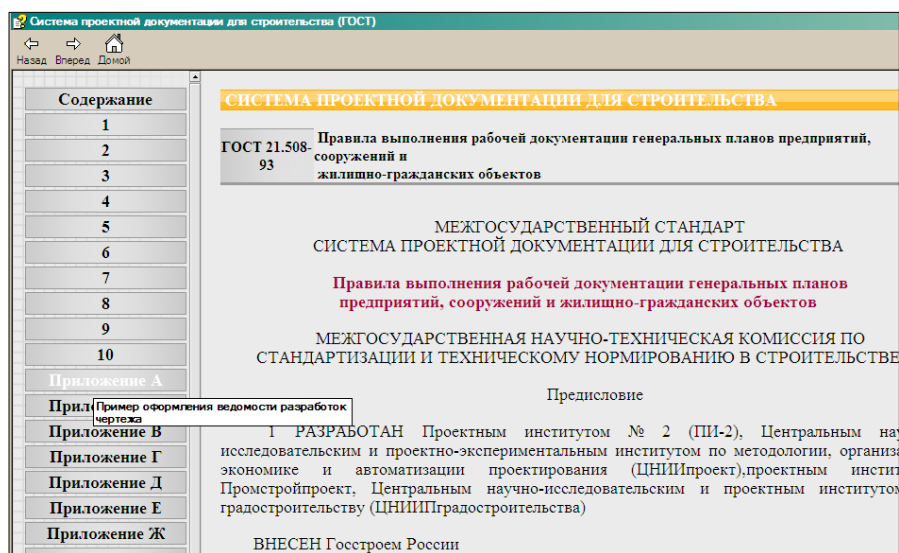


Рисунок 3. Нормативные документы

В заключение хотелось бы отметить некоторые проблемы, возникшие при использовании ЭУ в учебном процессе. Основная проблема связана с ограниченным объемом фрейма, его увеличение снижает площадь той части экрана, которая занята содержательной частью электронного учебника. Ограниченный размер фрейма наряду с многоуровневой детализованной структурой электронного учебника приводит к невозможности просмотра всей темы.

В дальнейшем авторами планируется разработка последующих электронных учебных пособий, в которых будут рационально сочетаться различные технологии представления материала.

Библиографический список

1. Захарова И.Г. Информационные технологии в образовании: Учеб. пособие для студ. высш. пед. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2003

О ПРОЕКЦИОННЫХ СВОЙСТВАХ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ СПЛАЙНОВ, ПРОЯВЛЯЮЩИХСЯ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ КРИВЫХ

Д.С. Корчагин, аспирант
Омский государственный технический университет

В практике проектирования динамических поверхностей практически каждое техническое требование (прохождение через точки, диапазон изменения дифференциально-геометрических характеристик и проч.), является параметром, накладывающим жесткие требования на форму поверхности. Исходя из этого, важная роль отводится направляющей линии, связывающей геометрию поверхности с физической стороной ее функционального назначения [1].

Направляющая линия может определяться исходными данными в виде координат точек ей принадлежащих, в которых могут быть заданы касательные, значения радиусов кривизны, скорости изменения радиусов кривизны и кручение. В таком случае задача расчета направляющей линии сводится к преобразованию дискретной информации в непрерывную, путем использования методов вычислительной математики.

В работе анализируются два подхода к методам геометрического моделирования пространственной кривой некоторыми интерполяционными сплайн-функциями. Рассмотрим кусочные сплайны из многочленов невысокого порядка, которые очень удобны для интерполяции кривых, так как они не требуют больших вычислительных затрат и не вызывают численных отклонений, свойственных многочленам высокого порядка.

Первый подход заключается в том, что по дискретно заданному массиву точек в пространстве, в которых может присутствовать дифференциально-геометрическая информация о проектируемой кривой, непосредственно строится пространственный кусочно-интерполяционный сплайн, проходящий через точки массива, и учитывающий имеющуюся дополнительную информацию. Таким образом, получаем искомую кривую в виде, пригодном для дальнейших расчетов, связанных с проектируемой кривой, как в пространстве, так и на плоскостях проекций.

Второй подход заключается в том, что расчет проектируемой кривой по вышеуказанным условиям сводится к расчету двух ортогональных проекций, по которым в пространстве восстанавливается искомая кривая. Вторым подходом отражает классическую точку зрения определения кривой, как результат пересечения двух поверхностей [2].

Обозначенные подходы, в каждом из которых используются одни и те же типы сплайнов, ставят вопрос о том, являются ли полученные кривые равноценными, а вместе с тем и сами подходы, либо же мы имеем различные по результатам варианты для проектирования пространственных кривых.

В каждом из типов сплайнов в обоих подходах будем рассматривать параметрическую «длину» отдельно взятого сегмента, равную длине хорды между соседними точками. Выбор такой параметризации объясняется тем, что она обеспечивает приемлемое качество кривой, удовлетворяющее большинству прикладных задач [3].

В качестве первого сплайна рассмотрим обобщенную параболическую интерполяцию с нормализованной хордовой аппроксимацией. Такая кривая для одного сегмента сплайна в матричной форме записи имеет следующий вид [3]:

$$C(t) = [\tau^3 \quad \tau^2 \quad \tau \quad 1][A][G], \quad 0 \leq \tau \leq 1 \quad (1)$$

где

$$[A] = \begin{bmatrix} \frac{-(1-\alpha)^2}{\alpha} & \frac{(1-\alpha)+\alpha\beta}{\alpha} & \frac{-(1-\alpha)-\alpha\beta}{1-\beta} & \frac{\beta^2}{1-\beta} \\ \frac{2(1-\alpha)^2}{\alpha} & \frac{-2(1-\alpha)-\alpha\beta}{\alpha} & \frac{2(1-\alpha)-\beta(1-2\alpha)}{1-\beta} & \frac{-\beta^2}{1-\beta} \\ \frac{-(1-\alpha)^2}{\alpha} & \frac{(1-2\alpha)}{\alpha} & \alpha & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$\alpha = \|P_2\| - \|P_1\| / (\|P_3\| - \|P_2\| + \|P_2\| - \|P_1\|), \quad 0 < \alpha < 1; \quad (3)$$

$$\beta = \|P_3\| - \|P_2\| / (\|P_4\| - \|P_3\| + \|P_3\| - \|P_2\|), \quad 0 < \beta < 1, \quad (4)$$

и $[G]^T = [P_1 \quad P_2 \quad P_3 \quad P_4]$ содержит геометрическую информацию о проектируемой кривой.

Пусть, например, даны четыре вектор-точки $P_1[1 \ 2 \ 2]$, $P_2[3 \ 5 \ 4]$, $P_3[5 \ 4 \ 4]$, $P_4[7 \ 1 \ 2]$. Найдем параболическую интерполяцию между точками P_2 и P_3 с помощью обоих подходов.

Определим α и β при первом подходе. Из уравнений (3) и (4) следует:

$$\alpha = 0,648; \quad \beta = 0,352.$$

Из уравнения (2) следует:

$$[A] = \begin{bmatrix} -0,191 & 0,894 & -0,894 & 0,191 \\ 0,381 & -1,436 & 1,246 & -0,191 \\ -0,191 & -0,458 & 0,648 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

После подстановки найденных данных в уравнение (1) получаем искомую кривую, проекции которой изображены на рисунке 1.

Определим α и β при втором подходе. Для плоскости xOy из уравнений (3) и (4) следует: $\alpha = 0,617$; $\beta = 0,383$.

Из уравнения (2) следует:

$$[A] = \begin{bmatrix} -0,237 & 1,003 & -1,003 & 0,237 \\ 0,475 & -1,623 & 1,386 & -0,237 \\ -0,237 & -0,38 & 0,617 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

После подстановки найденных данных в уравнение (1) получаем искомую кривую, изображенную на рисунке 1.

Для плоскости xOz из уравнений (3) и (4) получаем: $\alpha = 0,586$; $\beta = 0,414$.

Из уравнения (2) следует:

$$[A] = \begin{bmatrix} -0,293 & 1,121 & -1,121 & 0,293 \\ 0,586 & -1,828 & 1,536 & -0,293 \\ -0,293 & -0,293 & 0,586 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

После подстановки найденных данных в уравнение (1) получаем искомую кривую, изображенную на рисунке 1.

Далее рассмотрим оба подхода применительно к кубическому сплайну, проходящему через n точек P_k , $1 \leq k \leq n$. Такой сплайн для каждого сегмента имеет уравнение в матричном виде [3]:

$$P_k(\tau) = [F_k][G_k], \quad (5)$$

где $[F_k]$ – матрица весовых функций $1 \leq k \leq n-1$,

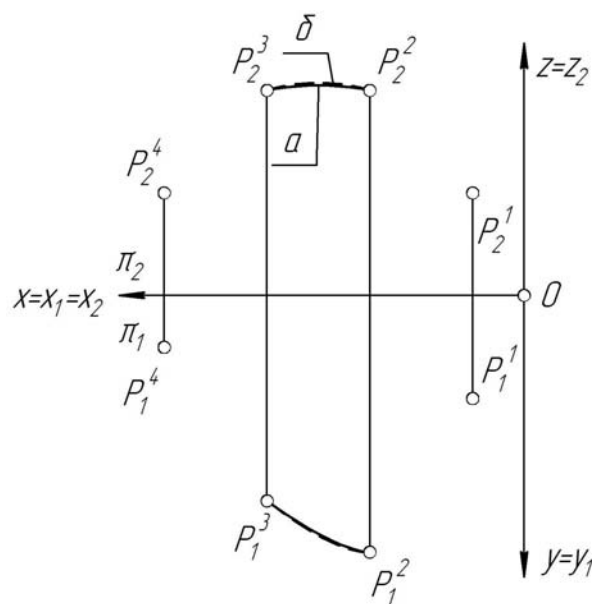


Рисунок 1. Параболическая интерполяция
а – при первом подходе;
б – при втором подходе

$$[F_k] = [F_{k1}(\tau) \quad F_{k2}(\tau) \quad F_{k3}(\tau) \quad F_{k4}(\tau)]; \quad 0 \leq \tau \leq 1; \quad (6)$$

$$F_{1k}(\tau) = 2\tau^3 - 3\tau^2 + 1; \quad F_{2k}(\tau) = -2\tau^3 + 3\tau^2;$$

$$F_{3k}(\tau) = \tau(\tau^2 - 2\tau + 1)t_{k+1}; \quad F_{4k}(\tau) = \tau(\tau^2 - \tau)t_{k+1},$$

t_{k+1} – длина хорды между точками P_k и P_{k+1} , и

$$[G_k]^T = [P_k \quad P_{k+1} \quad P'_k \quad P'_{k+1}] \quad (7)$$

содержит геометрическую информацию о проектируемой кривой.

Пусть даны четыре вектор-точки $P_1[1 \ 2 \ 2]$, $P_2[3 \ 5 \ 4]$, $P_3[5 \ 4 \ 4]$, $P_4[7 \ 1 \ 2]$ и в каждой из них заданы векторы касательных $P'_1[0,559 \ 1,786 \ 0,829]$, $P'_2[0,908 \ 0,088 \ 0,418]$, $P'_3[0,937 \ -0,801 \ -0,35]$, $P'_4[0,497 \ -0,94 \ -0,878]$.

При первом подходе длины хорд для сегментов будут следующими:

$$t_2 = \sqrt{17}; \quad t_3 = \sqrt{5}; \quad t_4 = \sqrt{17},$$

а при втором подходе:

$$t_2 = \sqrt{13}; \quad t_3 = \sqrt{5}; \quad t_4 = \sqrt{13}.$$

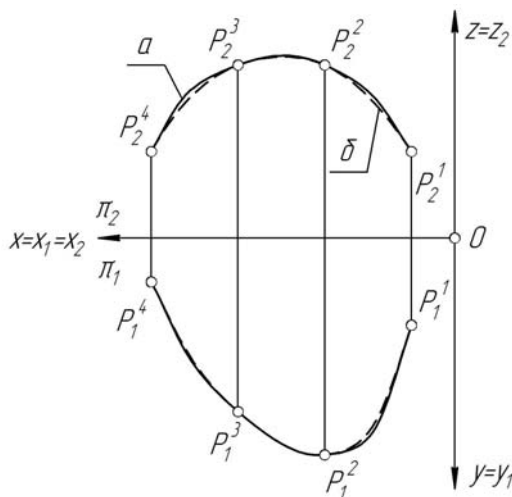


Рисунок 2. Кубический сплайн
а – при первом подходе;
б – при втором подходе

Подстановка данных для вектор-точек $P_1 \dots P_4$ и значений t_2, t_3, t_4 в (5) для каждого из подходов дает разные кривые, представленные на рисунке 2.

Анализ формул (5), (6), (7) показывает, что матрицы, содержащие геометрическую информацию, остаются постоянными в обоих подходах, в то время как матрицы весовых функций зависят от длин хорд. Этим объясняются различия полученных кривых.

Эрмитов сплайн произвольной нечетной степени используется, когда известны не только координаты n точек P_k , $1 \leq k \leq n$, но также по нарастающей касательные в данных точках, радиусы

кривизны, скорости изменения радиусов кривизны, кручение. Такой сплайн степени $2m+1$ для каждого сегмента может быть представлен в следующей форме [4]:

$$S_{2m+1,k}(\tau) = \sum_{\alpha=0}^m \sum_{\beta=0}^{m-\alpha} t_{k+1}^{\alpha} \frac{(m+\beta)!}{\alpha! \beta! m!} \{ (1-\tau)^{m+1} \tau^{\alpha+\beta} P_k^{\alpha} + (-1)^{\alpha} \tau^{m+1} (1-\tau)^{\alpha+\beta} P_{k+1}^{\alpha} \}; \quad 1 \leq k \leq n-1; \quad 0 \leq \tau \leq 1, \quad (8)$$

где m - порядок производной,

t_{k+1} - длина хорды между точками P_k и P_{k+1} .

На примере рассмотрим только первые и вторые производные, хотя обобщения распространяются на производные более высокого порядка.

Пусть даны четыре вектор-точки $P_1[1\ 2\ 2]$, $P_2[3\ 5\ 4]$, $P_3[5\ 4\ 4]$, $P_4[7\ 1\ 2]$. В каждой из них заданы первые производные $P'_1[0,6\ 1\ 0,6]$, $P'_2[0,81\ -0,002\ 0,222]$, $P'_3[0,81\ -0,695\ -0,222]$, $P'_4[0,3\ -0,7\ -0,6]$ и вторые производные $P''_1[0,022\ 0,089\ 0,016]$, $P''_2[0,226\ -0,575\ -0,199]$, $P''_3[-0,226\ -0,045\ -0,199]$, $P''_4[-0,022\ 0,0437\ 0,016]$.

При первом подходе длины хорд для сегментов будут следующими:

$$t_2 = \sqrt{17}; t_3 = \sqrt{5}; t_4 = \sqrt{17},$$

а при втором подходе:

$$t_2 = \sqrt{13}; t_3 = \sqrt{5}; t_4 = \sqrt{13}.$$

Подстановка данных для вектор-точек $P_1 \dots P_4$ и значений t_2, t_3, t_4 в (8) для каждого из подходов дает разные кривые, представленные на рисунок 3.

Таким образом, рассмотренные подходы с хордовой аппроксимацией для обобщенной параболической интерполяции, кубического сплайна и Эрмита сплайна произвольной нечетной степени дают возможность получения по дискретно заданному массиву точек в пространстве, в которых может присутствовать дополнительно дифференциально-геометрическая информация о проектируемой кривой, различные интерполяционные кривые, т.е. в некотором роде управлять ее формой.

Полученные результаты следует учитывать в случаях, когда по дискретно заданной информации о точках пространства приходится работать на плоскостях проекций. Выбор подхода может определяться характером рассматриваемой задачи, а в некоторых ситуациях иногда и просто желанием пользователя.

Библиографический список

1. Осипов, В.А. Машинные методы проектирования непрерывно-каркасных поверхностей [Текст]. – М., Машиностроение, 1979. – 248 с.
2. Фокс, А. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве [Текст] / А. Фокс, М. Пратт; пер. с англ. – М., Мир, 1982. – 304 с.
3. Роджерс, Д. Математические основы машинной графики [Текст] / Д. Роджерс, Дж. Адамс; пер. с англ./ П.А. Монахов, Г.В. Олохтонова, Д.В. Волков. – М., Мир, 2001. – 604 с.
4. Завьялов, Ю.С. Методы сплайн-функций [Текст] / Ю.С. Завьялов, Б.И. Квасов, В.Л. Мишиниченко. – М., Наука, 1980. – 352 с.

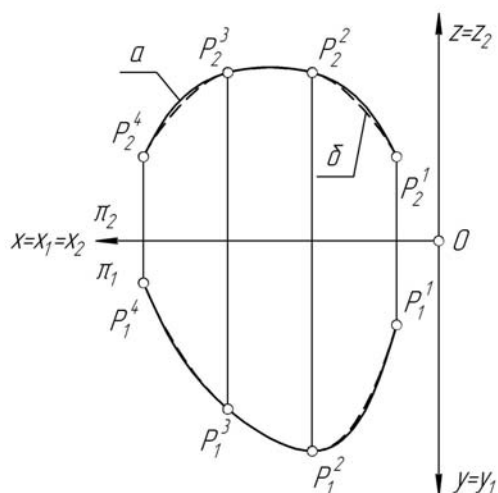


Рисунок 3. Эрмитов сплайн пятой степени
а – при первом подходе;
б – при втором подходе

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ ПО ГРАФИЧЕСКОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

Е.А. Курышева, ст. преподаватель
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Самостоятельная работа студентов является одной из важнейших составляющих образовательного процесса. Основным принципом организации самостоятельной работы студентов является комплексный подход, направленный на формирование навыков репродуктивной и творческой деятельности студента. Правильная организация и соответствующий контроль самостоятельной работы студентов (СРС) позволяет добиться хороших результатов в учебном процессе. В широком смысле под самостоятельной работой следует понимать совокупность всей самостоятельной деятельности студентов, как в учебной аудитории, так и вне аудитории, в контакте с преподавателем и в его отсутствии.

Самостоятельная работа реализуется:

1. Непосредственно в процессе аудиторных занятий - на лекциях, практических и семинарских занятиях, при выполнении лабораторных работ.
2. В контакте с преподавателем вне рамок расписания - на консультациях по учебным вопросам, при ликвидации задолженностей, при выполнении индивидуальных заданий и т.д.
3. В библиотеке, дома, в общежитии, на кафедре при выполнении студентом учебных и индивидуальных графических заданий.

На кафедре «Начертательная геометрия, инженерная и машинная графика» был проведен анализ процесса самостоятельной работы при изучении графических дисциплин. Процесс СРС рассматриваем как многофакторный многопараметрический процесс, так как число переменных величин, отображающих соответствующие многомерные зависимости, превышает размерности пространства, в которой протекают этот процесс. Анализ процесса СРС проведен на основе тестирования.

Тест - это инструмент, состоящий из квалиметрически выверенной системы заданий, стандартизированной процедуры проведения и заранее спроектированной технологии обработки и анализа результатов, предназначенный для измерения качеств и свойств личности, изменение которых возможно в процессе систематического обучения. При разработке данного критериально-ориентированного теста было выделено четыре критерия:

- образное мышление;
- пространственное восприятие;

- способность к самоуправлению;
- геометрическая грамотность.

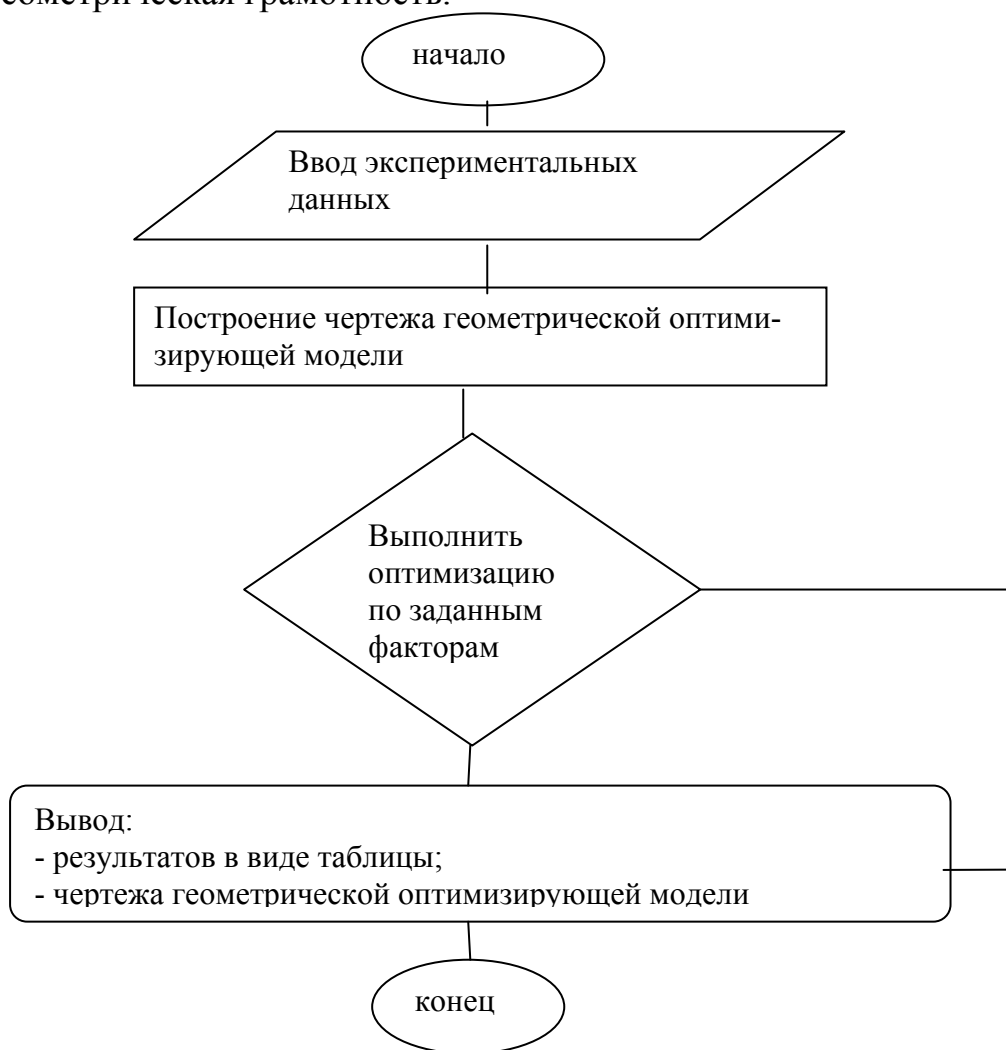


Рисунок 1. Блок-схема компьютерной программы

Термин критериально-ориентированный тест был предложен Р. Глейзером (1963 г.) для определения тех методик, которые дают возможность определить, что каждый студент может сделать с точки зрения конкретной задачи (критерия), не соотнося его действия с действиями других членов группы.

В начертательной геометрии существуют несколько способов представления многофакторных многопараметрических процессов и построение чертежей этих объектов. Ниже представлена на рисунок 1 Блок-схема, позволяющая получить графическую оптимизационную модель, что бы наглядно и быстро оценить процесс СРС и автоматизировать графическое отображение.

Результатом является индивидуализация СРС, которая включает:

- деление занятия на обязательную и творческую части (для всех, пытающихся самостоятельно справиться с более трудными и нестандартными задачами, дополнительными вопросами и т. д.);
- увеличение интенсивной работы со студентами с высоким уровнем подготовки;
- регулярность консультаций с применением разных методик организации и контроля СРС;
- исчерпывающее и своевременное информирование студентов через сайт института о тематическом содержании самостоятельной работе, сроках выполнения, потребности во вспомогательных средствах, формах, способах контроля и оценке итоговых результатов с обязательным сравнением с ожидаемыми результатами.

Библиографический список

1. Волков В. Я. Графические оптимизационные модели многофакторных процессов / В. Я. Волков, М. А. Чижик. – Омск : Омский государственный институт сервиса, 2009.- 101с.

УДК 519.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЕТЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ НА ПЛОСКОСТИ С ПОЛЯРНОЙ МЕТРИКОЙ

К.А. Куспеков, канд. техн. наук, доцент

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева
Республика Казахстан, Алма-Ата

При решении задач проектирования сетей автомобильных дорог, связывающих заданное множество пунктов, возникает проблема определения оптимальной конфигурации, имеющую наименьшую протяженность. При этом дороги должны быть надежными и обеспечивать бесперебойность движения [1].

Для конфигурации сети дорог должны быть положены следующие основные требования [2]:

- сеть должна охватывать все населенные пункты, промышленные и производственные объекты;
- сеть должна иметь суммарную наименьшую протяженность;
- сеть должна иметь кратчайший путь к главной автомагистрали или железной дороге;
- сеть должна иметь возможно меньшую строительную стоимость.

В процессе моделирования представим земную поверхность в виде плоскости и отсутствия на ней так называемых «карстовых зон», пункты моделируем - точками, а дороги соединяющие эти пункты линиями.

Здесь актуальным является построения кратчайших линий связывающих заданное множество точек представляющих собой кратчайшее дерево. Рассматриваемые криволинейные участки сети можно аппроксимировать отрезками прямых и дуг окружностей. Тогда конфигурацию автомобильных дорог можно моделировать в виде полярной сети.

Вопросы построения кратчайшего дерева связано с геометрической задачей на построения линии, проходящей через заданное множество точек $M_1, M_2, \dots, M_m$ плоскости имеющей кратчайшую длину и называемой проблемой Штейнера [3,4]. Искомая сеть представляет собой дерево с вершинами в заданных точках и в некоторых дополнительно вводимых точках $N_1, N_2, \dots, N_n$. Координаты и количество точек M известны. Наиболее трудным является определение числа и расположения вводимых N -точек.

В [5] исследована геометрия плоскости с полярной метрикой и по аналогии с кратчайшими деревьями Штейнера установлены свойства: конфигурация кратчайших связывающих линии представляет дерево, т.е. она не имеет замкнутых участков; кратчайшее дерево состоит из совокупности радиальных, магистральных и дуго - радиальных отрезков; если точка является вершиной кратчайшего дерева, то в ней сходится не более четырех отрезков; для трех заданных точек существует узловая точка, минимизирующая суммарную длину связывающей линии, если угол между смежными радиальными отрезками меньше 115^0 ; эквидистанционная линия кратчайших деревьев всегда является замкнутой линией, состоящей из отрезков спирали Архимеда, гиперболической спирали, дуговых отрезков и отрезков прямой линии. Доказано, что функция:

$$d(M_1, M_2) = \begin{cases} \rho_1 + \rho_2 \text{ если } |\varphi_1 - \varphi_2| \geq 2; \\ |\rho_1 - \rho_2| + \rho_1(\varphi_1 - \varphi_2), \text{ если } \rho_1 < \rho_2; \\ |\rho_1 - \rho_2| + \rho_2(\varphi_1 - \varphi_2), \text{ если } \rho_1 > \rho_2; \end{cases} \quad (1)$$

где ρ_1, φ_1 - полярные координаты точки M_1 ;

ρ_2, φ_2 - полярные координаты точки M_2 .

Пусть на плоскости дано множество из пяти точек $M_1, M_2, \dots, M_5$, рисунок 1. К каждой точке сопоставлена некоторая положительная величина $q_1, q_2, \dots, q_5$, называемых «весом» точки, интерпретирующие экономические показатели сети.

Пусть на плоскости относительно фиксированной полярной системы координат заданы $q_1, M_1(\rho_1 \varphi_1)$; $q_2, M_2(\rho_2 \varphi_2)$; $q_3, M_3(\rho_3 \varphi_3)$; $q_4, M_4(\rho_4 \varphi_4)$ и $q_5, M_5(\rho_5 \varphi_5)$, расположены как показаны на рисунке 1.

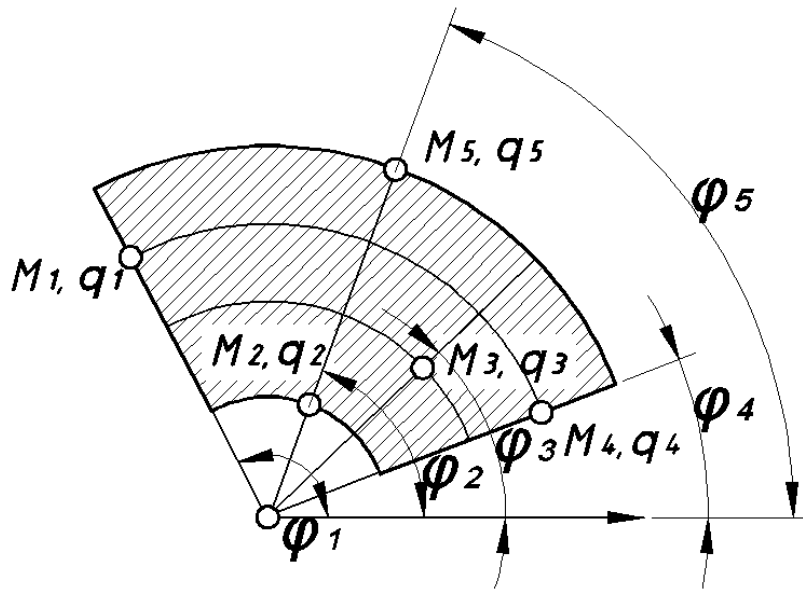


Рисунок 1. Криволинейный четырехугольник – зона подвижности сети

Требуется соединить их линией кратчайшей длины и построить кратчайшее дерево (KD) различной топологией в зависимости от значения веса q . Рассмотрим заштрихованный криволинейный четырехугольник. Проведем через заданные точки радиальные и дуговые линии. Точки $M_1, M_2, \dots, M_5$ можно соединить множеством дуг - радиальных отрезков и получить различные топологии кратчайшего дерева в заштрихованной области.

Для построения топологии кратчайшего дерева (KD₅) применим следующий алгоритм [6]:

1. Выбирается две точки M_i и M_j из множества точек $M_1, M_2, \dots, M_n$, расстояние между которыми не больше, чем для любой другой пары. Строится точка $M_{i,j}$, эквивалентная точкам M_i и M_j .

2. Каждый последующий шаг алгоритма заключается в переходе от кратчайшей линии, построенной для группы из k точек, к кратчайшей связывающей линии для группы из $k+1$ точек. При этом определяются:

- а) на основе принципе наименьшего удлинения кратчайшей связывающей линии очередная $(k+1)$ -я точка, которая должна быть подключена к кратчайшей связывающей линии для k точек;

- б) «построением Штейнера» конфигурация кратчайшей связывающей линии для $k+1$ точек, которой ранее построенная кратчайшая линия войдет в общем случае в частично измененном виде.

3. После построения кратчайшей связывающей линии для k точек может возникнуть необходимость соединения на следующем шаге алгоритма двух близких друг к другу точек, невошедших в построенную кратчайшую линию, т.е. образуется новый фрагмент кратчайшей связывающей линии. Такие фрагменты должны соединяться между собой в порядке, установ-

ленном на основе принципа удлинения при каждом отдельном шаге построения.

Топология 1. Пусть весовые коэффициенты $q_1=q_2=q_3=q_4=q_5$. Проведем следующие построения, рисунок 2:

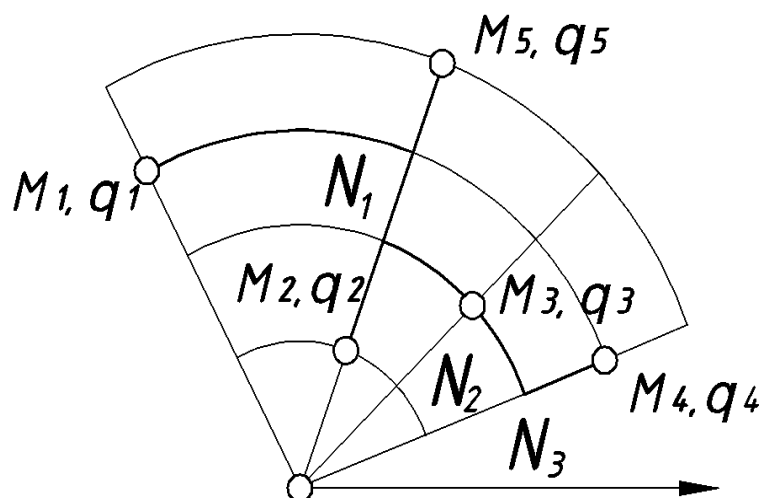


Рисунок 2. Топология 1 для $q_1=q_2=q_3=q_4=q_5$

Шаг 1. Вычисляем расстояния между всеми точками по формуле 1) и выбираем две точки, расстояние между которыми наименьший, т.е. соединяем точки M_2 и M_3 дуго-радиальным отрезком через угловую точку N_2 . Образуется KD_2 для двух точек:

$$M_2-N_2M_3$$

Шаг 2. Сравниваем расстояние между KD_2 и остальными точками M_1 , M_4 и M_5 . Соединяем KD_2 с точкой M_4 через узловую точку N_3 дуго - радиальным отрезком, образуется KD_3 :

$$M_2-N_2M_3-N_3M_4$$

Шаг 3. Сравниваем расстояние между KD_3 и точками M_1 и M_5 . Соединяем KD_3 с M_5 , образуется кратчайшая дерево KD_4

$$\begin{array}{c} M_2-N_2M_3-N_3M_4 \\ \quad \quad \quad \backslash \\ \quad \quad \quad N_1M_5 \end{array}$$

Шаг4. На последнем шаге соединяем KD_4 с точкой M_1 через узловую точку N_1 и получим искомую KD_5 , рисунок 2:

$$\begin{array}{c} M_2-N_2M_3-N_3M_4 \\ \quad \quad \quad \backslash \\ \quad \quad \quad N_1M_5 \\ \quad \quad \quad \backslash \\ \quad \quad \quad N_1M_1 \end{array}$$

$$N_1 M_5 \setminus M_1.$$

Суммарная длина $L = |\rho_5 - \rho_2| + |\rho_4 - \rho_3| + |\rho_1(\varphi_1 - \varphi_2)| + |\rho_3(\varphi_5 - \varphi_4)|$.

Нами исследованы некоторые построения для пяти точек с различными значениями веса точки и получены ниже приведенные топологии:

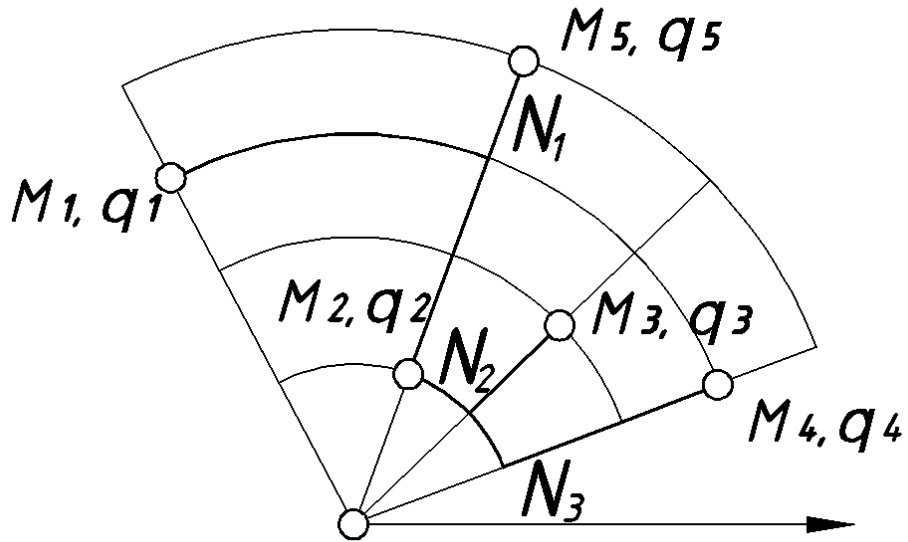


Рисунок 3. Топология 2. для $q_2 \geq q_1 + q_3 + q_4 + q_5$

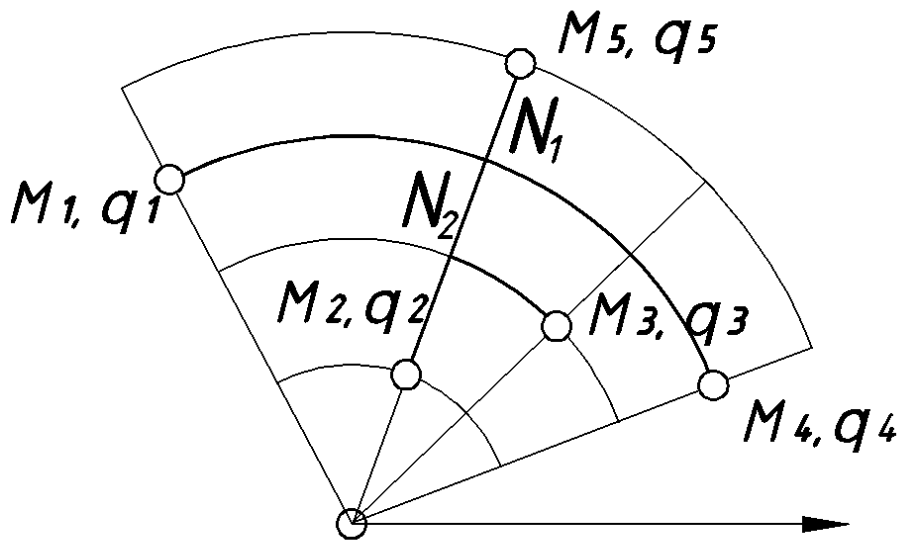


Рисунок 4. Топология 3 для $q_5 \geq q_1 + q_2 + q_3 + q_4$

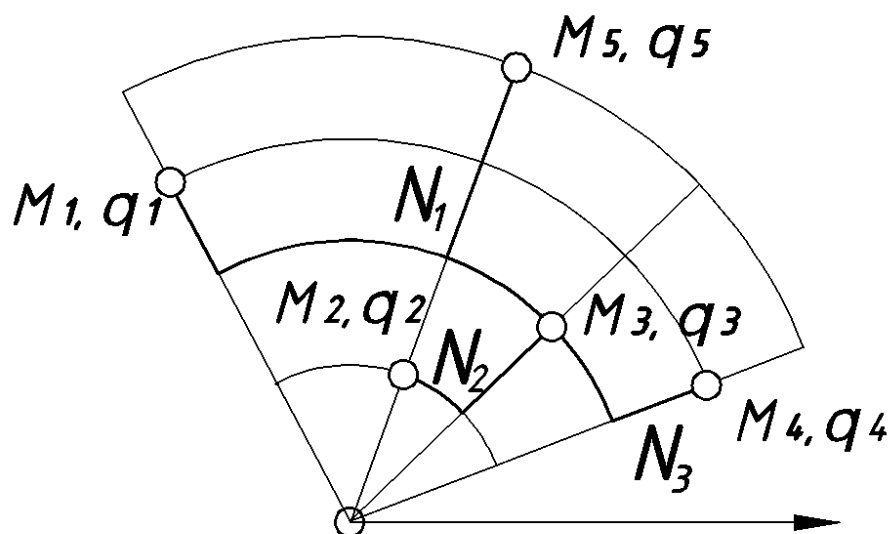


Рисунок 5. Топология 4 для $q_3 \geq q_1 + q_2 + q_4 + q_5$

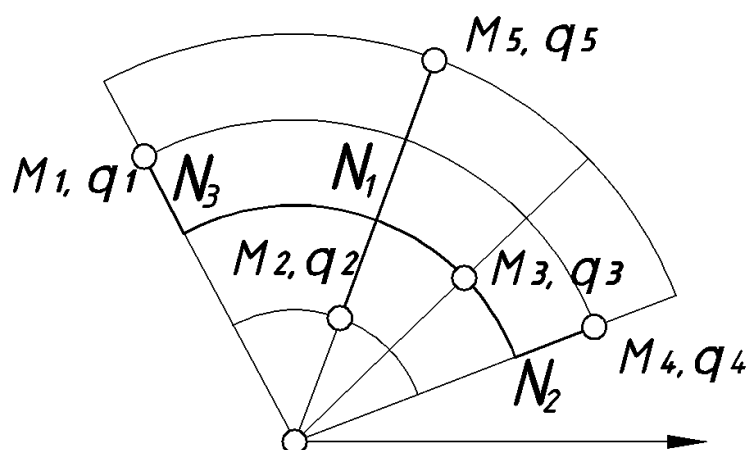


Рисунок 6. Топология 5 для $q_1 \geq q_2 + q_3 + q_4 + q_5$

Для разных значений q нами получены и другие виды соединения. Таким образом, полученные топологии кратчайших деревьев методом наименьшего удлинения, позволяет получить несколько вариантов кратчайших деревьев в полярной сети, определяемых зоной подвижности. Это обстоятельство позволяет при реальном проектировании сетей автомобильных дорог учитывать наряду с протяженностью и другие факторы, влияющие на общую стоимость сети.

Библиографический список

1. Хомяк Я.В. Построение оптимальных сетей автомобильных дорог.-М.: Транспорт, 1968-144 с.

2. Куснеков К.А. Теоретические основы построения кратчайших связывающих сетей автомобильных дорог в пространствах с евклидовой метрикой. / Материалы Четвертой Международной научно-практической конференции «ТРАНСПОРТ ЕВРАЗИИ XXI ВЕКА», том.2, Алматы, 2006.- с. 181-184.
3. Melzakz.A/ On the problem of Steiner. Canad. Nath. Bull., vol. 4, no. 2, May, 1961.
4. Есмуханов Ж.М. Некоторые обобщения проблемы Штейнера // Начертательная геометрия и инженерная графика. Межвузовский сб. науч. тр. – Алма-Ата: КазПТИ, 1985.-с.5-11.
5. Есмухан Ж.М., Куснеков К.А. Особенности плоскости с полярной метрикой //Вестник КазНТУ им. К.И. Сатпаева. – Алматы, №6, 2005. с. 10-15.
6. Куснеков К.А. Алгоритм построения кратчайших связывающих линий на плоскости с полярной метрикой. / Материалы второй Украинско-Российской научно-практической конференции «Современные проблемы геометрического моделирования». – Харьков: ХГУПТ, 2007.-С. 158-163.

УДК 004.9:621.9.07:621.833

ОСОБЕННОСТЬ ОТОБРАЖЕНИЯ ТРЕХМЕРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ГИПЕРПЛОСКОСТЬ

А.А. Ляшков, канд. техн. наук, доцент;

*В.Я. Волков, д-р техн. наук, профессор

Омский государственный технический университет

*Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Вопросам исследования отображения ортогональным проецированием поверхности на плоскость посвящено значительное количество работ: [1, 2, 3, 4, 5, 6] и другие. В них, в основном, определяются некоторые дифференциальные характеристики очерка двумерной поверхности или алгебраической поверхности большей размерности. Так в работе [3] предлагается определять точки контурной линии по уравнениям поверхности, заданным в неявной форме, и уравнениям, содержащим дифференциальные характеристики этой поверхности. Для расчета предлагается использовать методы вычислительной математики и методы нелинейного программирования. Что является не простой задачей. Анализа контурной линии и ее проекции не приводится.

Исследованию особенностей отображения *алгебраических поверхностей* различной размерности, в том числе и ортогональным проецированием, посвящены публикации [1, 5, 6] и другие.

В работе [2] приведены несколько примеров получения дискриминанты гиперповерхности, заданной многочленом.

В настоящей работе приводится исследование отображения ортогональным проецированием *трехмерной* поверхности, заданной в неявной форме, на координатную гиперплоскость.

Пусть исследуемая поверхность задана уравнением в неявном виде

$$F(x, y, z, t) = 0. \quad (1)$$

Будем рассматривать отображение этой поверхности ортогональным проектированием на координатную гиперплоскость xuz . По аналогии с отображением двумерной поверхности будем называть это отображение дискриминантным множеством функции (1) [2], а соответствующую ей двумерную поверхность в четырехмерном пространстве – ее контуром на заданной гиперповерхности относительно рассматриваемой гиперплоскости. В точках контура касательные плоскости к гиперповерхности параллельны координатной оси z , что записывается в виде

$$F_t(x, y, z, t) = 0. \quad (2)$$

Будем рассматривать уравнение (2) как уравнение еще одной гиперповерхности (дополнительной). Пересечение гиперповерхностей (1) и (2) определяют двумерную поверхность, которая и является дискриминантным множеством гиперповерхности (1) на гиперплоскости xuz . Эта двумерная поверхность принадлежит гиперповерхности (1).

Уравнения касательных гиперплоскостей к гиперповерхностям (1) и (2) имеют вид:

$$F_x(x - x_0) + F_y(y - y_0) + F_z(z - z_0) + F_t(t - t_0) = 0, \quad (3)$$

$$F_{tx}(x - x_0) + F_{ty}(y - y_0) + F_{tz}(z - z_0) + F_{tt}(t - t_0) = 0 \quad (4)$$

В пересечении гиперплоскостей (3) и (4) получим двумерные плоскости, касающиеся контура рассматриваемой гиперповерхности. Уравнения проекций этих плоскостей на координатные гиперплоскости будут:

$$\begin{aligned} (x - x_0) \begin{vmatrix} F_z & F_x \\ F_{tz} & F_{tx} \end{vmatrix} + (y - y_0) \begin{vmatrix} F_z & F_y \\ F_{tz} & F_{ty} \end{vmatrix} + (t - t_0) F_z F_{tt} &= 0, \\ (y - y_0) \begin{vmatrix} F_x & F_y \\ F_{tx} & F_{ty} \end{vmatrix} + (z - z_0) \begin{vmatrix} F_x & F_z \\ F_{tx} & F_{tz} \end{vmatrix} + (t - t_0) F_x F_{tt} &= 0, \\ (x - x_0) \begin{vmatrix} F_y & F_x \\ F_{ty} & F_{tx} \end{vmatrix} + (z - z_0) \begin{vmatrix} F_y & F_z \\ F_{ty} & F_{tz} \end{vmatrix} + (t - t_0) F_y F_{tt} &= 0. \end{aligned}$$

Если пересечь гиперповерхность (1) и ее контур гиперплоскостью $t = \text{const}$, то на контуре получим характеристику (по аналогии с [7]), касательная к которой идет вдоль вектора:

$$\bar{\tau} = \left\{ \begin{vmatrix} F_y & F_z \\ F_{ty} & F_{tz} \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} F_z & F_x \\ F_{tz} & F_{tx} \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} F_x & F_y \\ F_{tx} & F_{ty} \end{vmatrix} \right\}. \quad (5)$$

Это следует из приведенных выше уравнений проекций плоскостей, касающихся контура гиперповерхности.

Если в уравнении (4) $F_{tt} = 0$, что означает параллельность гиперплоскости, касающейся поверхности (2), оси t , то из решения уравнений (3) и (4) получим:

$$\frac{x - x_0}{\begin{vmatrix} F_y & F_z \\ F_{ty} & F_{tz} \end{vmatrix}} = \frac{y - y_0}{\begin{vmatrix} F_z & F_x \\ F_{tz} & F_{tx} \end{vmatrix}} = \frac{z - z_0}{\begin{vmatrix} F_x & F_y \\ F_{tx} & F_{ty} \end{vmatrix}} \quad (6)$$

Отсюда следует, что плоскость, касающаяся контура поверхности, перпендикулярна гиперплоскости xuz и проецируется на нее в прямую, касающуюся контура по линии, являющейся ребром возврата на этом контуре.

Сравнивая выражения (5) и (6) можно сделать вывод: касательная к характеристике на контуре гиперповерхности совпадает с касательной к ребру возврата на этом контуре. Отсюда следует, что ребро возврата является огибающей семейства характеристик.

В качестве примера рассмотрим гиперповерхность (1), заданную уравнением [2]:

$$t^4 + x \cdot t^2 + y \cdot t + z = 0. \quad (8)$$

Тогда уравнение (2) дополнительной гиперповерхности будет иметь вид:

$$4 \cdot t^3 + 2 \cdot x \cdot t + y = 0. \quad (9)$$

Пересечение гиперповерхностей (8) и (9) задает двумерную поверхность, проекция которой на гиперплоскость xuz определяется уравнениями

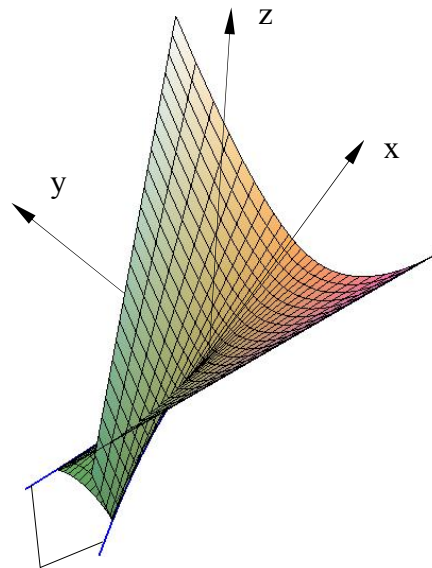
$$\begin{aligned} x &= u, \\ y &= -4 \cdot t^3 - 2 \cdot u \cdot t, \\ z &= 3 \cdot t^4 + u \cdot t^2. \end{aligned} \quad (10)$$

Поверхность (10) называется “ласточкиным хвостом” [2]. Ее модель представлена на рисунке 1.

Для $F_{tt} = 0$ на поверхности “ласточкина хвоста” выделяется ребро возврата, которое определяется уравнениями:

$$x = -6t^2, y = 8t^3, z = -3t^4,$$

а вектор касательной к нему задается координатами $\bar{\tau} = (-t; 2t; -t^2)$.



Ребро возврата

Рисунок 1. Модель поверхности “ласточкин хвост”

Предположим, что в окрестности точки (x_0, y_0, z_0, t_0) функция (1) имеет непрерывные частные производные первого порядка по x, y, z, t , а в самой этой точке $F_z \neq 0$. Тогда, как известно, существует параллелепипед с центром в этой точке, в пределах которого уравнение (1) эквивалентно выражению:

$$z = f(x, y, t). \quad (11)$$

Условие (2) для случая, когда поверхность задана уравнением (11) имеет вид:

$$\frac{\partial z}{\partial t} = \frac{\partial f(x, y, t)}{\partial t} = 0. \quad (12)$$

Геометрический смысл этого выражения заключается в следующем. Касательная t к линии, полученной в пересечении гиперповерхности (1) с гиперплоскостями $x=a, y=b$ (a и b – некоторые вещественные числа), параллельна координатной оси t и принадлежит гиперплоскости, параллельной оси t . А это значит, что соответствующая точка на этой кривой принадлежит контуру поверхности вдоль t -направления проецирования.

Аналогичный результат получим, если $F_x \neq 0$ и поверхность задать в виде $x = f(y, z, t)$ (при выполнении соответствующих условий). Тогда прямая t будет параллельна оси t и касаться в точке линии, полученной в пересечении гиперповерхности гиперплоскостями $z=a, y=b$.

Кроме того, равенство (12) выражает необходимое условие существования условного экстремума функции:

$$z = f(x, y, t) \Big|_{x=a, y=b}. \quad (13)$$

Для определения достаточных условий существования условного экстремума функции (13) используем метод неопределенных коэффициентов Лагранжа. В данного случая функция Лагранжа будет иметь вид:

$$L = f(x, y, t) + \lambda_1(x - a) + \lambda_2(y - b). \quad (14)$$

Система уравнений, из решения которой следует искать точки условного экстремума, будет:

$$\begin{aligned} L_x &= f_x(x, y, t) + \lambda_1 = 0, \\ L_y &= f_y(x, y, t) + \lambda_2 = 0, \\ L_t &= f_t(x, y, t) = 0, \\ x - a &= 0, \\ y - b &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Третье уравнение системы (15) определяет необходимое условие существования условного экстремума функции (13), которое совпадает с полученным ранее. Для определения достаточных условий экстремума вычислим второй дифференциал функции Лагранжа. Так как $dx=0$ и $dy=0$, то получим $d^2L = f_{tt}dt^2$ или с учетом (2):

$$d^2L = -\frac{F_{tt}}{F_z} \cdot dt^2. \quad (16)$$

Тогда из равенства (16) следует, что

- если $\frac{F_{tt}}{F_z} > 0$, то точка исследуемого сечения поверхности плоскостью

является точкой условного максимума,

- если $\frac{F_{tt}}{F_z} < 0$, то соответствующая точка – точка условного миниму-

ма.

Для $F_{tt}=0$ требуются дополнительные исследования.

Таким образом, кривые, получаемые в пересечении рассматриваемой поверхности плоскостями, параллельными плоскостям xz или yz , являются гладкими, если выполнены неравенства $|F_x| + |F_y| + |F_z| \neq 0$,

$\left| \begin{matrix} F_y & F_z \\ F_{ty} & F_{tz} \end{matrix} \right| + \left| \begin{matrix} F_z & F_x \\ F_{tz} & F_{tx} \end{matrix} \right| + \left| \begin{matrix} F_x & F_y \\ F_{tx} & F_{ty} \end{matrix} \right| \neq 0$. Такие кривые выпуклы (вогнуты) в случае выполнения равенства (2), но для $F_{tt} \neq 0$.

Для поверхности (8) $F_{tt} = 12 \cdot t^2 + 2 \cdot x$, а $F_z = 1$. Следовательно, кривые, получаемые в пересечении поверхности (8) плоскостями $x=a_i$, $y=b_i$, имеют как точки условного минимума так и максимума, что определяется знаком значений функции F_{tt} .

На рисунке 2 в системе координат xuz приведено одно из сечений гиперповерхности (8) гиперплоскостью, иллюстрирующее полученные выводы.

Тогда контур L поверхности является объединением множества экстремальных точек, а именно:

$$L = \bigcup_{j=1}^n \left(\bigcup_{i=1}^m \min \wedge \max f(x, y, t) \Big|_{x=x_i} \right)_{y=y_j}$$

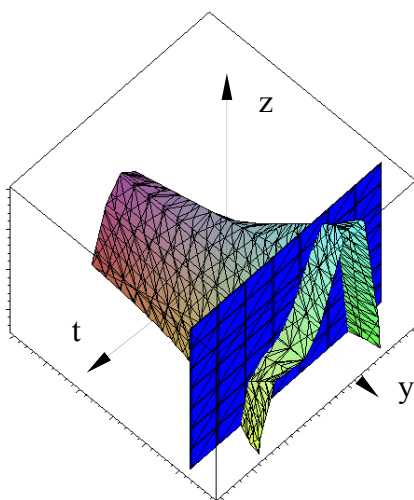


Рисунок 2. Сечения гиперповерхности плоскостями $x=2$, $y=2$

Выводы

Выполненные исследования отображения ортогональным проектированием трехмерной поверхности, заданной уравнением в неявном виде, на координатную гиперплоскость, позволяют получить более полное представление о строении дискриминанты этой поверхности. Определены множества, в которых могут находиться точки очерка гиперповерхности.

Полученные результаты о расположении точек контура поверхности относительно координатных гиперплоскостей, содержащих ось, вдоль которой выполняется проектирование, позволяют предложить методику расчета, основанную на численных методах, не требующих вывода соответствующих дифференциальных зависимостей.

Библиографический список

1. Арнольд В.И. Особенности гладких отображений. – Успехи мат. наук. – 1968. – т. XXIII, вып. 1(139) – С. 4–44.
2. Брус Дж., Джиблин П. Кривые и особенности. – М.: Мир, 1988. – 262с.
3. Быков В.И. Определение контурной линии на поверхности, заданной уравнением в неявной форме. / В.И. Быков, В.В. Найханов // В сб.: Тезисы Всесоюзного научно-

методического симпозиума “Применение систем автоматизированного проектирования конструкций в машиностроении”. – Ростов-на-Дону. – 1983 – С. 40–41.

4.Ляшков А. А. Особенности отображений проецирования некоторых поверхностей. //Сборник трудов 7-й Международной научно-практической конференции “Современные проблемы геометрического моделирования” – Мелитополь: ТГАТА. - 2003. - с.61-65.

5.Платонова О. А. Проекция гладких поверхностей // Тр. Семинара им. И.Г. Петровского. – 1984. – т. 10. – с. 135-149.

6.Платонова О. А. Особенности проекций гладких поверхностей // Успехи мат. наук. – т.39, вып. 1. – с. 149-150.

7.Фиников С. П. Теория поверхностей. – М. – Л: Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. – 205 с.

УДК 378.08

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПОЗНАВАТЕЛЬНОЙ АКТИВНОСТИ И САМОСТОЯТЕЛЬНОСТИ СТУДЕНТОВ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ГРАФИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН

Л.Я. Мелкозёрова, канд. педаг. наук, доцент; Г.Н. Мошнинова, доцент
Восточно-казахстанский государственный технический университет
Республика Казахстан, Усть-Каменогорск

Познавательная активность и познавательная самостоятельность качества, которые характеризуют интеллектуальные способности студентов к учению. Как и другие способности, они появляются и развиваются в деятельности. Под познавательной самостоятельностью принято понимать стремление и умение самостоятельно мыслить, способность ориентироваться в новой ситуации, находить свой подход к решению задачи, желание не только понять усваиваемую учебную информацию, но и способы добывания знаний; критический подход к суждениям других, независимость собственных суждений.

Отсутствие условий для проявления активности и самостоятельности приводит к тому, что они не развиваются. Вот почему только широкое использование активных методов, побуждающих к мыслительной и практической деятельности, развивает столь важные интеллектуальные качества человека, обеспечивающие в дальнейшем его активность в постоянном овладении знаниями и применении их на практике [1].

Появление и развитие активных методов обусловлено тем, что перед обучением встали новые задачи: не только дать учащимся знания, но и обеспечить формирование и развитие познавательных интересов и способностей, творческого мышления, умений и навыков самостоятельного умственного труда. Возникновение новых задач обусловлено бурным развитием информации. Познавательная активность означает интеллектуально-

эмоциональный отклик на процесс познания, стремление студентов к учению, к выполнению индивидуальных и общих заданий, интерес к деятельности преподавателя и своих сокурсников.

А. Вербицкий [2] интерпретирует сущность этого понятия следующим образом: активное обучение знаменует собой переход от преимущественно регламентирующих, алгоритмизированных, программированных форм и методов организации дидактического процесса к развивающим, проблемным, исследовательским, поисковым, обеспечивающим рождение познавательных мотивов и интересов, условий для творчества в обучении.

В.И. Андреев [3] отмечает переход к субъект - субъектной педагогической парадигме, основными принципами осуществления которой являются принципы сотрудничества, соуправления и самоуправления студентов, стремления их к самореализации и самовыражению в учебном процессе, целенаправленного и последовательного развития творческого стиля деятельности.

Т.С. Жданова [4, с.11] описывает влияние, оказываемое интерактивными методами обучения на студентов, как позволяющее:

формировать собственное мнение и высказывать его; уважать чужое мнение; тщательно изучать учебный материал; вырабатывать творческий подход к учебному материалу; выступать перед большой аудиторией и аргументировать свою точку зрения; анализировать полученную информацию; развивать навыки самостоятельной и плодотворной работы; уметь показывать свою индивидуальность; обогащать жизненный опыт путем постановки различных ситуаций.

Все известные активные методы обучения в основном разрабатывались и используются в различных бизнес-дисциплинах, поэтому наш опыт разработки и применения АМО в рамках модуля «Начертательная геометрия», на наш взгляд, является новым.

За основу разработки АМО мы выбрали методику разработки и применения известного метода «Case-study». Выбор этого метода был обусловлен привлекательностью методики его применения, хорошо сочетающейся со спецификой нашей дисциплины. Анализируя требования, предъявляемые к знаниям и умениям Государственного общеобязательного стандарта образования Республики Казахстан по дисциплине «Начертательная геометрия» разных специальностей, мы выделили несколько разделов этой дисциплины, общих для всех специальностей: «Способы преобразования проекционного чертежа», «Точки и линии на поверхности. Вырезы в геометрических телах», для разработки АМО на названные темы. Был создан раздаточный материал (аналог кейса) для проведения СРСП с использованием АМО, содержащий следующие компоненты: формулировку целей АМО; краткий обзор материала по данной теме; пример решения типовых

задач по названной теме; варианты задач для выполнения; контрольные вопросы.

Проведя несколько занятий (СРСП), мы убедились в необходимости разработки электронного учебного пособия на тему «Способы преобразования проекционного чертежа» (рисунок 1), т.к. объем материала значителен, на лекциях удастся познакомить студентов лишь с основами заявленной темы, для более детальной подготовки к занятию с применением АМО им необходимо ознакомиться с достаточно большим количеством задач и методов их решений.

Мы согласны с мнением Ю.М. Цевенкова, Е.Ю. Семеновой, что, принимая решение о внедрении в учебный процесс электронного пособия, следует учитывать, что наибольший эффект его использования имеет место, когда основная часть теоретической и технологической подготовки осуществляется обучаемыми самостоятельно с его помощью, а возникающие затруднения и вопросы разрешаются на практических занятиях и СРСП [5].

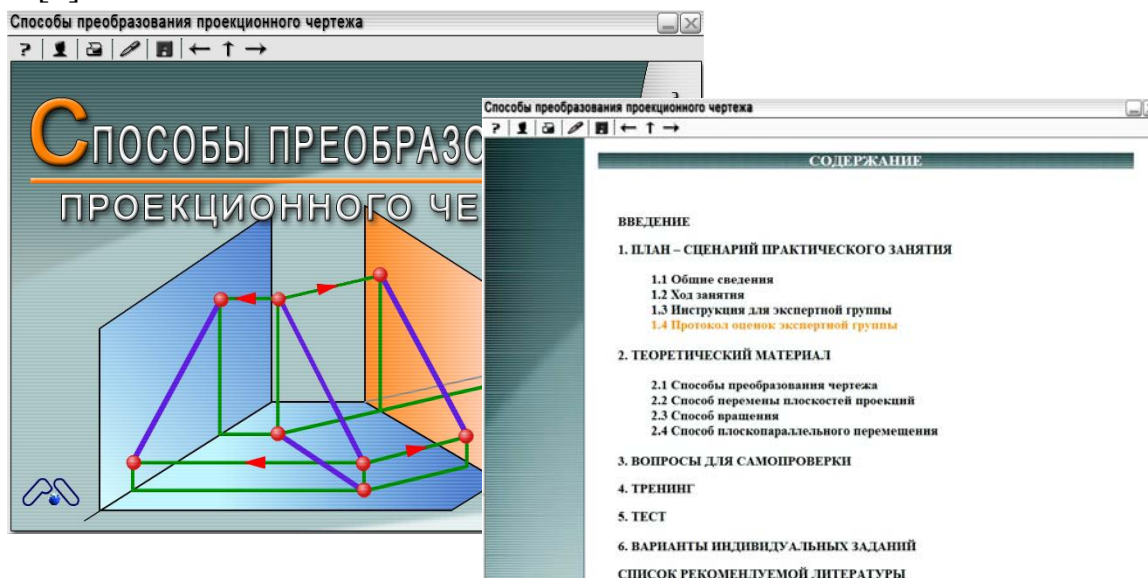


Рисунок 1. Страницы ЭУП «Способы преобразования проекционного чертежа»

Разработанное электронное пособие «Способы преобразования проекционного чертежа» содержит компоненты: теоретический материал, вопросы для самопроверки (и ответы к ним), тренинг, тест, варианты заданий, список литературы, а также план-сценарий занятия.

При подготовке к занятию обучающийся имеет возможность просмотреть в анимации большое количество задач (рисунок 2), при этом мультимедийные элементы создают дополнительные психологические структуры, способствующие восприятию и запоминанию материала.

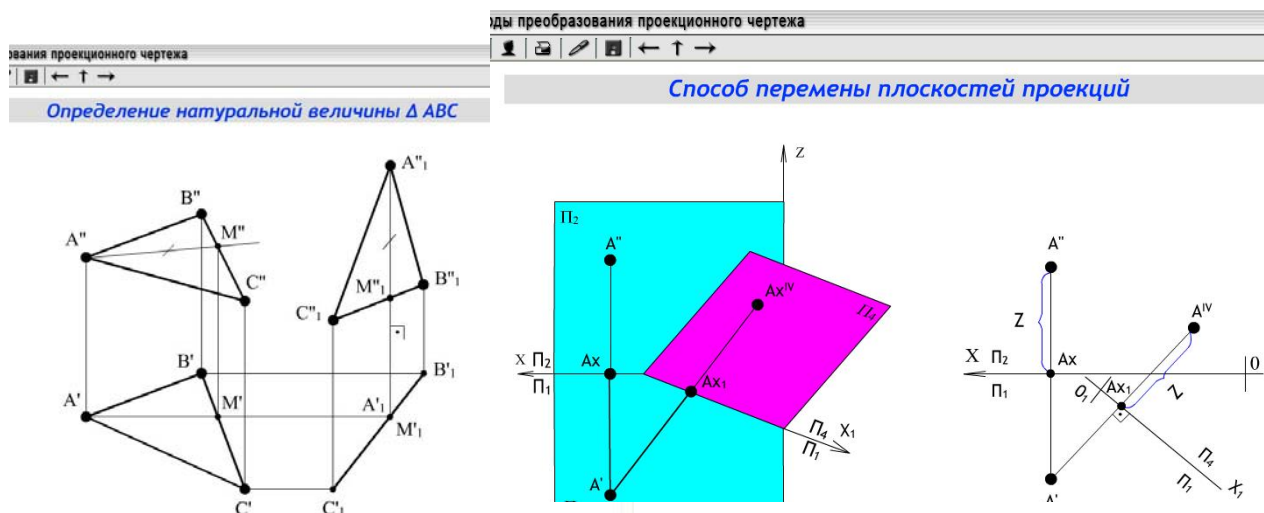


Рисунок 2. Кадры анимации из различных задач ЭУП «Способы преобразования проекционного чертежа»

Методика применения данного АМО включает в себя несколько этапов:

1. Введение. На этом этапе происходит разделение группы на команды (5-6 групп со сбалансированным составом), индивидуальное ознакомление студентов с раздаточным материалом, проводится инструктаж преподавателя по организации работы в группе.
2. Групповая работа над выполнением задания. Это этап самостоятельной работы обучающихся над решением задачи и подготовкой к публичной защите.
3. Презентация и групповое обсуждение. Это наиболее важный этап, целью которого является научить студентов представлять свое решение, убеждать, анализировать, слушать и, кроме этого, они знакомятся с множеством самых различных задач, которые решаются изучаемыми методами.
4. Подведение итогов. На этом этапе преподаватель оценивает работу участников каждой из подгрупп, анализирует процесс презентации, поведение и активность обучаемых. Обращает внимание на ошибки и правильные решения, подчеркивает ценность проведенного занятия.

На наш взгляд, активные методы обучения при умелом их применении позволяют оптимально решить одновременно три учебно-организационные задачи: подчинить процесс обучения управлению воздействию преподавателя; обеспечить включение в активную учебную работу как хорошо подготовленных, так и «слабых» студентов; установить непрерывный контроль за процессом усвоения учебного материала.

Все вышеперечисленные пункты относятся к преимуществам использования АМО, но в процессе использования мы столкнулись и со следующими недостатками: сложность оценки индивидуального вклада при груп-

повой работе; значительное время на подготовку; материальные затраты (фломастеры, ватман, скотч и т.п.).

Библиографический список

- 1 Белокопытов Ю. Активные методы обучения // Высшее образование в России.- 2004- №4.- С. 167-170.
- 2 Вербицкий А.А. Активное обучение в высшей школе: контекстный подход. - М.: Высшая школа, 1991. - 207 с.
- 3 Андреев В.И. Педагогика высшей школы: инновационно-прогностический курс. – Казань, 2005.- 76 с
- 4 Жданова Т.С. Формирование познавательной самостоятельности студентов в процессе обучения математике с использованием кейс-технологий: автореф. ... докт. пед. наук.–Алматы, 2007. – 25 с.
- 5 Цевенков Ю.М., Семенова Е.Ю. Эффективность компьютерного обучения // Новые информационные технологии в образовании. - М., 1991.- Вып.6. – 84 с.

УДК 514.185

КОНСТРУКТИВНО-МЕТРИЧЕСКОЕ ОБРАЗОВАНИЕ КВАЗИПОДЭР

А.С. Нитейский, аспирант

Омский государственный технический университет

В настоящей работе рассматривается конструктивно-метрический подход к получению параметрических уравнений алгебраических кривых высших порядков на основе применения проективного коррелятивного преобразования плоскости и известного в теории плоских кривых подэрного преобразования кривой [1]. Предлагается аналитический алгоритм получения параметрических уравнений этих кривых.

Пусть в декартовой системе координат заданы ряд точек первого порядка и пучок прямых первого порядка. Точка M на прямой имеет координаты (x, y) . Прямая l' в пучке $\{l'\}$ имеет линейные координаты (l, m) . Проективное коррелятивное соответствие между ними определяется дробно-линейной функцией [1, 2]:

$$l = \frac{a_1x + b_1y + c_1}{a_3x + b_3y + c_3}; \quad m = \frac{a_2x + b_2y + c_2}{a_3x + b_3y + c_3}. \quad (1)$$

Принимая определитель матрицы в уравнениях (1) не равным нулю,

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} \neq 0,$$

получаем матрицу, однозначно определяющую проективное соответствие рассматриваемых геометрических объектов: линейного точечного множества $\{M\}$ и линейного множества прямых $\{l'\}$.

Искомую кривую, которую назовем квазиподэрой, будем определять как множество точек пересечения прямых l' пучка $\{l'\}$ и перпендикуляров l_n' , опущенных из точек множества $\{M\}$ на соответствующие им прямые l' множества $\{l'\}$:

$$\left. \begin{aligned} LX + mY + l &= 0 \\ m(X - x) - l(Y - y) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где первое уравнение – уравнение прямой l' , а второе – уравнение перпендикуляра l_n' ; (X, Y) – координаты текущей точки прямой l' .

Решением системы (2) являются уравнения искомой квазиподэры:

$$X = \frac{m^2 X - mlY - l}{l^2 + m^2}, \quad Y = \frac{l^2 Y - lmX - m}{l^2 + m^2}. \quad (3)$$

Пусть точка $M(x, y)$ движется по прямой $Ax + By + C = 0$. Ее координаты будут подчинены закону:

$$y = At + B, x = t, \quad (4)$$

где $t \in [-\infty, \infty]$ – параметр, определяющий положение точки на прямой. Прямолинейному ряду точек, на основании (1), соответствует пучок прямых первого порядка (Рисунок 1). После подстановки уравнений (1) и координат точки (4) в (3), получим параметрические уравнения искомой квазиподэры:

$$X(t) = \frac{\gamma_1 t^3 + \gamma_2 t^2 + \gamma_3 t + \gamma}{T_1 t^2 + T_2 t + T}; \quad Y(t) = \frac{\gamma_1 t^3 + \gamma_2 t^2 + \gamma_3 t + \gamma}{T_1 t^2 + T_2 t + T}, \quad (5)$$

где коэффициенты при параметре t суть комбинации постоянных сомножителей, представляющих собой коэффициенты проективного коррелятивного соответствия и закона изменения координат точки M на прямой $\{M\}$.

Порядок квазиподэры, как любой плоской алгебраической кривой, равен количеству точек пересечения квазиподэры с произвольной прямой ее плоскости. Для определения порядка подставим параметрические уравнения квазиподэры (3) в уравнение произвольной прямой $Dx + Ey + G = 0$. В результате получим дробно-рациональное уравнение, количество корней которого определяет порядок искомой квазиподэры.

$$\frac{Dm^2X - DmlY - Dl - FlmX + Fl^2Y - Fm + Gl^2 + Gm^2}{l^2 + m^2} = 0. \quad (6)$$

Очевидно, максимальная степень числителя дроби (6) определится степенью произведения выражений коэффициентов входящих в него. Очевидно также, что в случае проективного коррелятивного соответствия ряда второго порядка и пучка прямых второго порядка, кривая будет получаться более высокого порядка, чем квазиподэра (5). После выполнения подстановки уравнений (1) и координат точки (4), в уравнение (6) получаем, что максимальная степень параметра t будет равна трем. Следовательно, квазиподэра, построенная по вышеописанной схеме, имеет порядок не выше третьего.

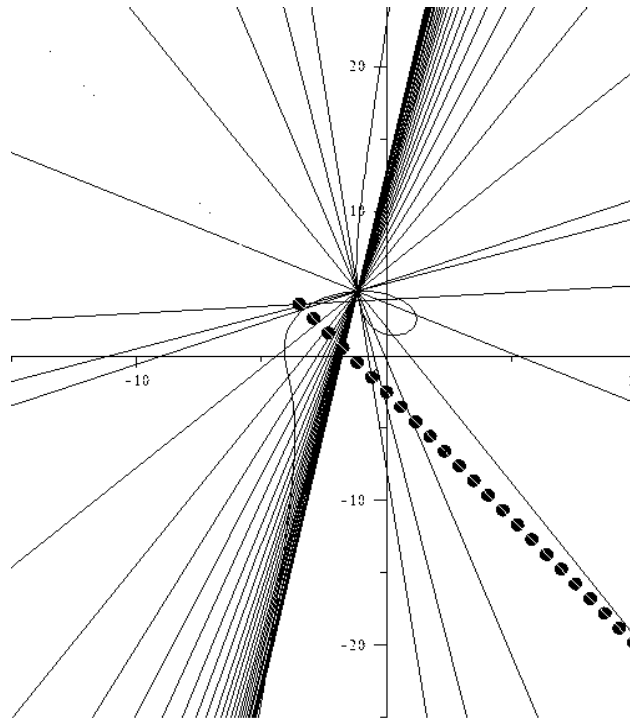


Рисунок 1. Визуализация коррелятивного соответствия прямой и пучка прямых. Квазиподэра прямой

Для определения общих точек кривой (5) с несобственной прямой расширенной евклидовой плоскости необходимо, чтобы знаменатель в уравнениях (5) равнялся нулю: $T_1t^2 + T_2t + T = 0$. Из уравнения следует, что в общем случае квазиподэра имеет с ней две общие точки. Если действительных корней нет, а при подстановке полученных мнимых корней в отношение $Y(t)/X(t)$ получаются мнимые сопряженные точки (циклические точки), то в этом случае можно говорить, что квазиподэра является циркулярной кривой.

Если несобственной точке ряда (4) соответствует не перпендикулярная к нему прямая пучка $\{l'\}$, то квазиподэра прямой будет иметь асимптотическое направление соответствующее направлению этой прямой. Таким образом кривая имеет три точки пересечения с несобственной прямой плоскости. Уравнение асимптоты в данном случае определится из условия равенства нулю старших коэффициентов уравнения [3]:

$$Y(t)=X(t)k+b \quad (7)$$

Так как данная квазиподэра является алгебраической кривой третьего порядка, то возможны случаи ее распада на прямую и кривую второго порядка, когда перпендикулярной к ряду прямой пучка соответствует несобственная точка ряда.

Рассмотрим в качестве примера некоторое проективное коррелятивное соответствие:

$$l = \frac{4x - 2y + 1}{2x - y + 5}, m = \frac{x + y - 1}{2x - y + 5},$$

и ряд точек первого порядка:

$$y = 5 + (4/7)t, x = t.$$

Параметрические уравнения квазиподэры примут вид:

$$X(t) = -1/7 \frac{3t^3 + 425t^2 - 2160t - 6174}{52t^2 - 190t + 475}, Y(t) = 1/7 \frac{6t^3 + 408t^2 - 6193t + 13891}{52t^2 - 190t + 475}.$$

Коэффициенты уравнения ее асимптоты определим из условия (7):

$$\frac{-(3,3k + 6)t^3 + (364b - 425k - 408)t^2 + (6193 - 1332b + 2160k)t + 3327b - 13891 + 6174k}{52t^2 - 190t + 475} = 0,$$

или

$$-(3,3k + 6)t^3 + (364b - 425k - 408)t^2 + (6193 - 1332b + 2160k)t + 3327b - 13891 + 6174k = 0,$$

откуда находим:

$$3,3k + 6 = 0, \quad 364b - 425k - 408 = 0,$$

$$y = -1.8x - 0.5.$$

Определим общие точки кривой с несобственной прямой:

$$52t^2 - 190t + 475 = 0$$

$$t_1 = \frac{95}{52} + \frac{125}{52}i, t_2 = \frac{95}{52} - \frac{125}{52}i.$$

Подставляя значения t_1 и t_2 в уравнения квазиподэры находим ее точки лежащие на несобственной прямой:

$$Y(t_1)/X(t_1) = i, Y(t_2)/X(t_2) = -i.$$

Откуда видно, что полученная квазиподэра является циркулярной кривой (рисунок 2а).

Рассмотрим ряд точек первого порядка:

$$y = 5 + 1/2t, x = t.$$

Уравнения квазиподэры запишутся:

$$X(t) = \frac{-57t^2 + 220t + 720}{45t^2 - 168t + 388}, Y(t) = 3 \frac{23t^2 - 266t + 540}{45t^2 - 168t + 388}.$$

Уравнения (7) запишется:

$$\frac{(69 - 45b + 57k)t^2 + (798 + 220k - 168b)t + 388b - 1620 + 720k}{45t^2 - 168t + 388},$$

или

$$(69 - 45b + 57k)t^2 + (798 + 220k - 168b)t + 388b - 1620 + 720k = 0.$$

Так как старший коэффициент при t^3 в этом уравнении равен нулю, заключаем что асимптоты у данной кривой нет.

Определим общие точки кривой с несобственной прямой:

$$45t^2 - 168t + 388 = 0,$$

$$t_1 = \frac{28}{15} + \frac{34}{15}i, t_2 = \frac{28}{15} - \frac{34}{15}i,$$

$$Y(t_1)/X(t_1) = i, Y(t_2)/X(t_2) = -i.$$

Полученная квазиподэра является окружностью (рисунок 2б).

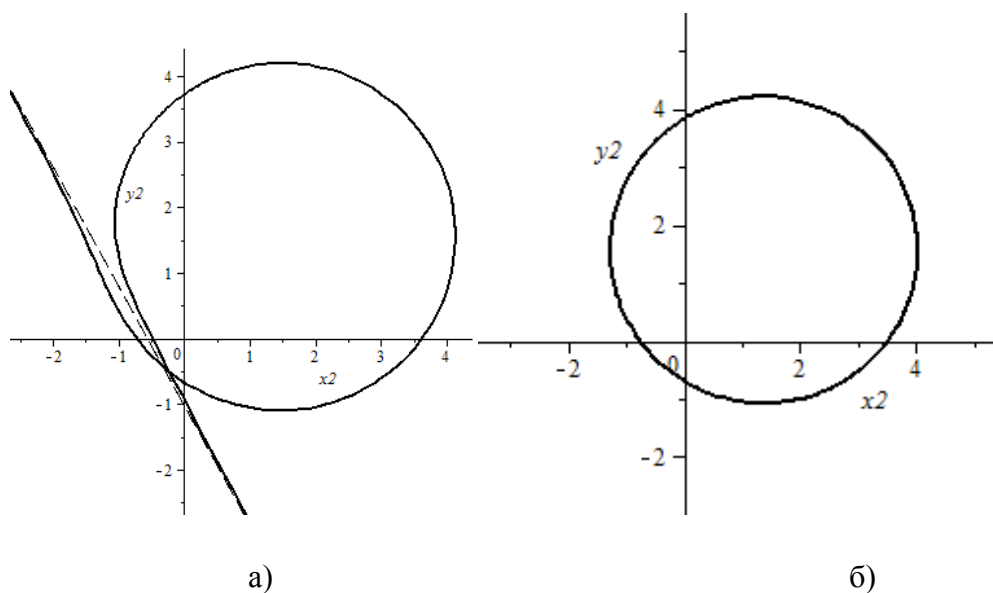


Рисунок 2. Квазиподэры прямой

Рассмотренное конструктивно – метрическое образование квазиподэрных линий на проективном соответствии ряда точек и прямых пучка, может быть развито на проективные формы второго порядка и квадратичное проективное соответствие. Параметрическая форма полученных уравнений квазиподэр является оптимальной для использования в компьютерной графике.

Аналитические преобразования, вычисления и визуализация в работе были выполнены при помощи пакета Maple.

Библиографический список

1. Савелов А.А. Плоские кривые: Справочное руководство. М.: ГИФМЛ, 1960. - 293 с
2. Глаголев, Н. А. Проективная геометрия [Текст] /Н. А. Глагольев. – М.: Высш. шк., 1963. -344 с.
3. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. – М.: Изд-во физ.-мат. лит-ры, 1962. - 400 с.

УДК 004.021: 621.9.02

ТЕХНОЛОГИИ СОЗДАНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ЧЕРТЕЖЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ИМЕЮЩИХ РАЗЛИЧНУЮ СТРУКТУРУ ИЗОБРАЖЕНИЙ

Ф.Н. Притыкин, д-р техн. наук, профессор; И.В. Петрушов магистрант
Омский государственный технический университет

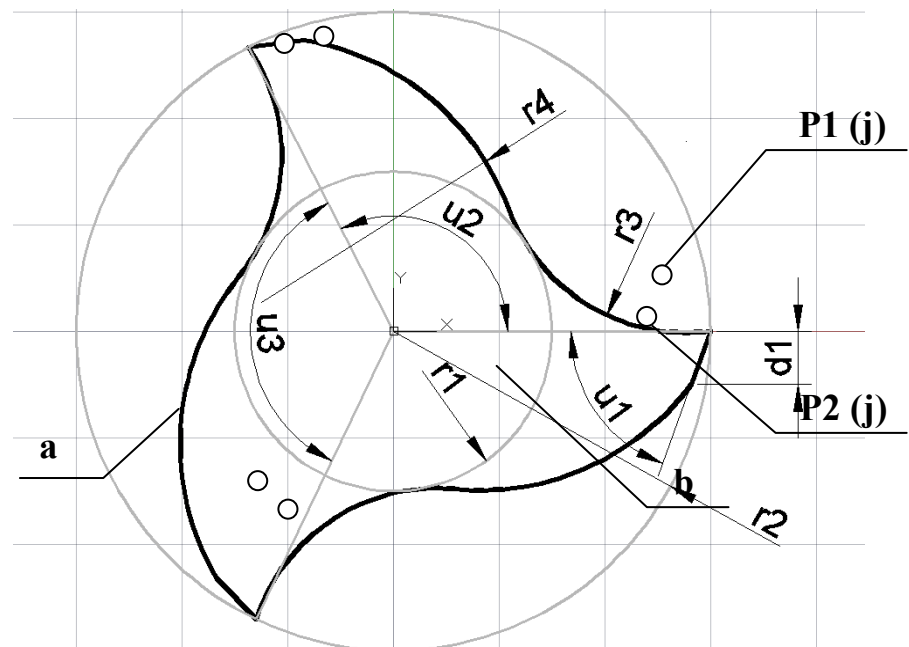
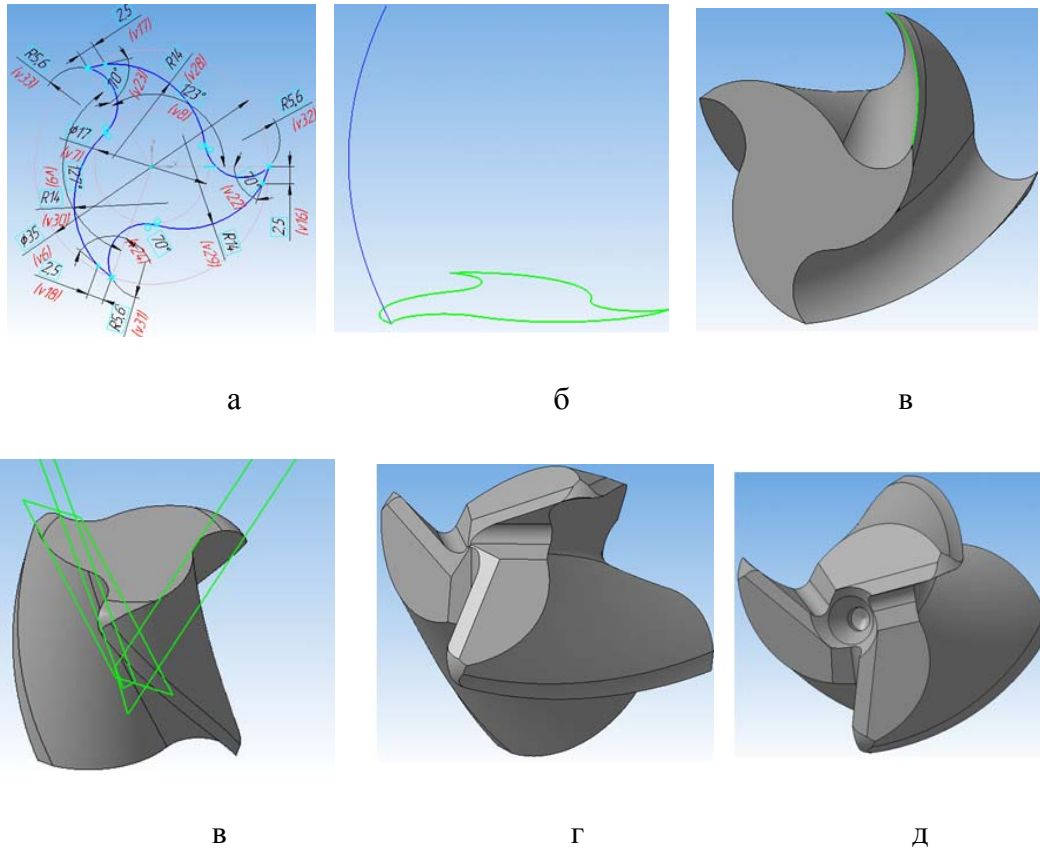
Для создания графических баз данных чертежей металлорежущих инструментов используют параметрические 3D модели, созданные в различных системах САПР (например, в системе T-flex и последних версиях сис-

тем КОМПАС и AutoCAD) [1-3]. Это связано с возможностью осуществлять расчеты изображений видов разрезов и сечений, полученных на основе 3D моделей, создавать внутренние базы данных на основе параметрических прототипов. Прототип создают для каждого отдельного представителя инструмента называемого кодом. Инструменты, принадлежащие одному коду, как правило, имеют однотипные фрагменты изображений и отличаются в основном лишь размерами. Методика создания параметрических изображений основана на последовательном создании 3D модели с использованием переменных, определяющих взаимосвязь между различными основными и вспомогательными графическими объектами. В качестве указанных взаимосвязей выступают заданные углы, и расстояния между плоскостями режущей части поверхности инструмента и плоскостями эскизов создаваемой модели. Так в системе T-flex указанные взаимосвязи определяются, благодаря созданию параметрического каркаса линий построения и совокупностей связанных узлов, а в системах САПР КОМПАС и AutoCAD благодаря заданию размеров между указанными объектами с использованием опции параметризации.

При создании указанных чертежей прототипов существует проблема создания 3D моделей инструментов принадлежащих одному коду и имеющих различную структуру фрагментов изображений. Например, 3D модель концевой фрезы определяется различным числом зубьев. Поэтому рационально использование конструкторами-проектировщиками заранее разработанных функций-подпрограмм на основе встроенных языков программирования (например, языков AutoLISP и Python соответственно реализуемых в графических системах AutoCAD и КОМПАС) [4-5]. С помощью указанных программ автоматизированным способом вычисляются опорные точки примитивов, и осуществляется их построение на чертеже. На рисунок 1а-д представлены основные этапы создания 3D параметрической модели режущей части поверхности концевой фрезы имеющей количество зубьев (задаваемое параметром ks) равное трем.

Как видно из рисунка процесс создания 3D модели начинается с создания плоского контура, который задает при винтовом движении поверхности зубьев фрезы. Из рисунка 2 видно, что для фрезы, изображенной на рисунок 1, плоский контур состоит из шести дуг окружностей и трех отрезков прямых, которые строятся по определенным правилам по заданным значениям геометрических параметров радиусов $r1, \dots, r4$, углов $u1, \dots, u3$, а так же длине отрезка $d1$.

Положение дуг окружностей и отрезков прямых определяются массивами точек $P1$ и $P2$. Блок-схема вычисления координат точек заданных массивами $P1$ и $P2$ представлена на рисунок 3. Из блок-схемы видно, что на первом этапе осуществляется расчет, массивов точек, а на втором строятся изображения дуг окружностей и отрезков прямых.



Учитывая, то что дуги окружностей радиусов r_3 должны касаться окружностей a и b вначале строятся вспомогательные окружности, а затем линии, определяющие плоский контур. Так как на плоскости эскиза (конструктивной плоскости) присутствуют вспомогательные и основные линии, то процесс выбора линий плоского контура осуществляется с использованием функций доступа к примитивам.

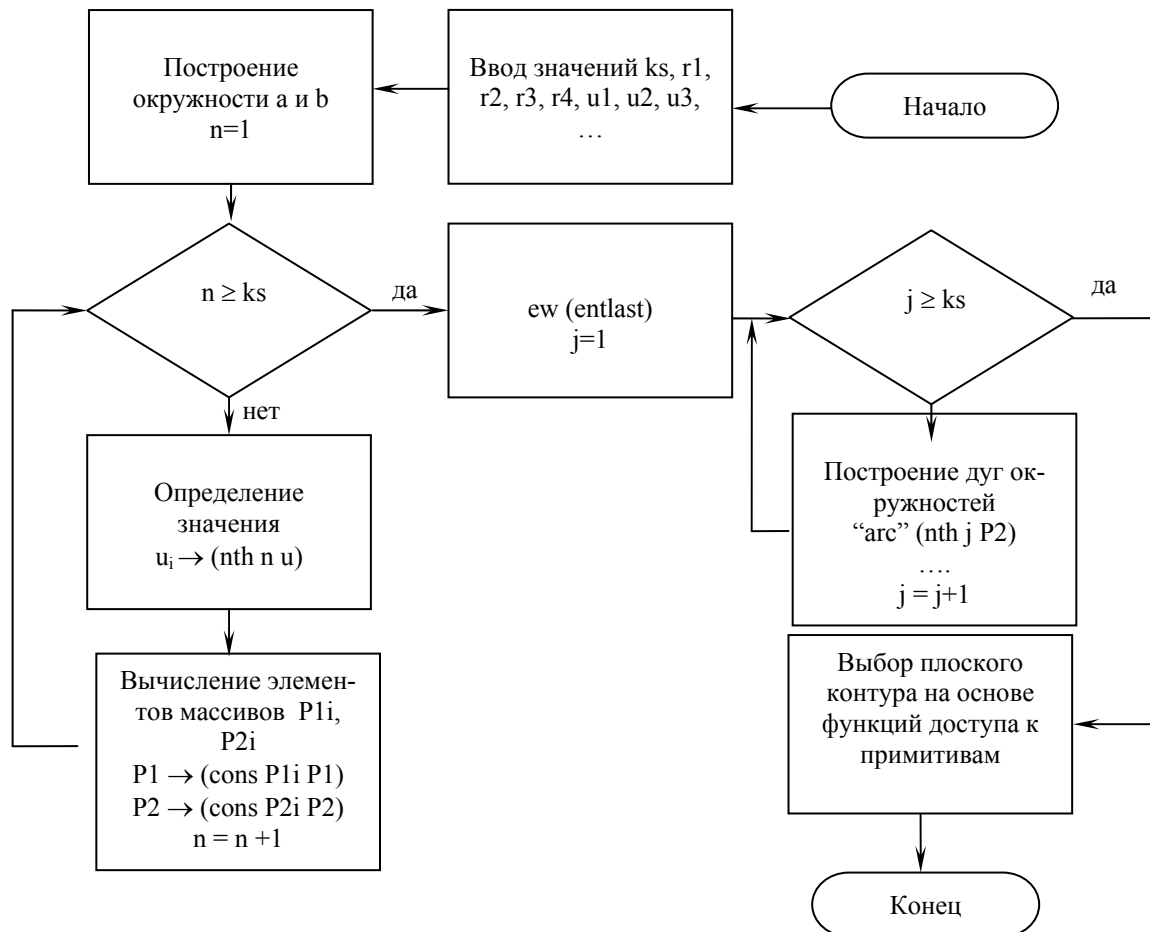
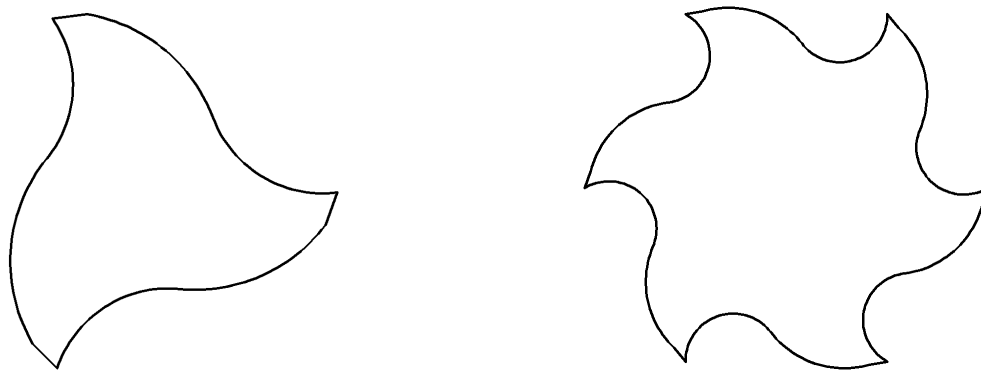


Рисунок 3. Блок-схема формирования изображения плоского контура имеющего различное число зубьев

Пример получения изображений плоского контура образующей винтовой поверхности соответственно для концевых фрез, состоящих из трех и шести зубьев, представлен на рисунок 4.



а

б

Рисунок 4 - Пример формирования с помощью функции-подпрограммы плоских контуров для фрез: а – состоящих из трех, б – из шести зубьев.

Использование функций подпрограмм позволяет сократить время создания параметрических прототипов на 20-30 процентов.

Библиографический список

- 1.Елохин, Е. Использование системы T-FLEX CAD для создания САПР инструмента / Елохин, Е. // САПР и графика. – 2000. – № 2. – С. 89–94.
- 2.Кузнецов, Е. Особенности трехмерного моделирования на примере проектирования токарно-фрезерного обрабатывающего центра / Е. Кузнецов, К. Курочкин, и др. // САПР и графика. – 2006. – № 5. – С. 71–76.
- 3.Глотова, В. Опыт параметрического проектирования в системе T-FLEX CAD / В. Глотова // САПР и графика. – 2004. – № 1. – С. 56–59.
- 4.Гладков, С.А. Программирование на языке Автолисп в системе САПР Автосад / С.А. Гладков. – М. : МИФИ, 1992. – 90 с.
- 5.Притыкин, Ф.Н. Параметрические изображения объектов проектирования на основе использования языка АВТОЛИСП в среде АВТОКАД: учеб.пособие / Ф.Н. Притыкин. – Омск. : ОмГТУ, 2008. – 112 с.

УДК: 514.182 (075.8)

АЛГОРИТМЫ ПЕРЕМНОЖЕНИЯ ВИРТУАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ИНЦИДЕНТНОСТИ

К.С. Яковенко, аспирант

Омский государственный университет имени Ф.М. Достоевского

Применение исчислительной геометрии в качестве основы выполняемых расчетов позволяет применить в начертательной геометрии и её основного метода - символьное представление геометрических условий [1].

Предлагается для обозначения условий инцидентности и для обозначения соответствующих многообразий применять букву *e*, тогда обобщенное условие инцидентности будет символьно представляться в виде [1]:

$$e^{m, m-1, \dots, 1, 0} \\ a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0 \quad (1)$$

где количество верхних и нижних индексов совпадает, а значения являются положительными натуральными числами. Индексы $m, m-1, \dots, 0$ определяет размерность линейного многообразия и всех его подмногообразий, а индексы a_i – размеры многообразий, в которых находятся линейные подмногообразия искомого многообразия.

Тогда альтернативное наложение одного или другого из двух зависимых условий, соответственно, представляется суммой двух выбранных символов в любом порядке: и одновременное наложение двух условий представляется как результат произведения двух символов в любом порядке. Это умножение подчиняется дистрибутивному (распределительному) закону, в то время как ассоциативный закон справедлив как для суммы, так и для произведения таких символов. Таким образом, символы в двух операциях подчиняются обычным законам алгебры. Вычитание символов может появляться в уравнениях между символами условий, так же как краткое выражение дополнений, но деление символов не возникает.

В данной статье будут рассмотрены алгоритмы перемножения условий инцидентности четырех видов:

Первое произведение представляет собой произведение двух основных условий пересечения m -плоскостей с k -, s -плоскостями в точке:

$$e_{n, n-1, \dots, 1, 0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \cdot e_{n, n-1, \dots, n-m+1, s}^{m, m-1, \dots, 1, 0} = \sum_{k_1, k_0} e_{n, n-1, \dots, n-m-2, k_1, k_0}^{m, m-1, \dots, 2, 1, 0} \quad (1)$$

где сумма $k_0 + k_1 = k + s + 1$, а также k_0, k_1 принимают значения $0 \leq k_0 < k < k_1 \leq n - m + 1$. В монографии [1] показано, что коэффициенты k_0, k_1 принимают значения от $s+1$ до $s+k+1$ для k_0 и от k до 0 для k_1 при $s+k \leq n-m, s \geq k$ и от $s+1$ до $n-m-1$ для k_0 и от k до $k+m+s-n$ при $s+k > n-m, s \geq k$.

Исходя из выше изложенного, можно составить следующий алгоритм вычисления произведения виртуальных условий вида 1:

Исходные данные: e_1, e_2

Результат: $e = e_1 \cdot e_2$

1. Если e_1 и e_2 соответствуют виду 1 тогда
2. Если $k > s$ тогда
3. поменять e_1 и e_2 местами
4. e изначально задаётся пустым списком
5. Если $+k+1 \leq n-m+1$ тогда
6. От $i=0$ до k выполнить
7. добавить $e_{n, n-1, \dots, s+i+1, k-i}^{m, m-1, \dots, 1, 0}$ в список e
8. иначе

9. **От $i=0$ до $n-m-s$ выполнить**

10. добавить $e_{n, n-1, \dots, n-m-i+1, s+k+m+i-n}^{m, m-1, \dots, 1, 0}$ в список e

11. **иначе**

12. ошибка, необходимо выбрать другой алгоритм

Алгоритм 1. Нахождение произведения двух виртуальных условий пересечения m -плоскостей с k -, s -плоскостями в точке.

Произведение двух виртуальных условий инцидентности m -плоскости с p -, r -плоскостями, имеющими вид:

$$e_{n-p, n-p-1, \dots, n-p-m+1, n-p-m}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \cdot e_{n-r, n-r-1, \dots, n-r-m+1, n-r-m}^{m, m-1, \dots, 1, 0} = e_{n-p-r, n-p-r-1, \dots, n-p-r-m+1, n-p-r-m}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \quad (2)$$

Данная редукция является наиболее простой редукцией из представленных и, исходя из выше, приведённого условия существования произведения (2) получим, что многообразие m -плоскостей существует при $n-p-r \geq m$, иначе условия будут переопределены.

Исходные данные: e_1, e_2

Результат: $e=e_1 \cdot e_2$

1. **Если e_1 и e_2 соответствуют виду 2 тогда**

2. **Если $n-p-r > m$ тогда**

3. $e = e_{n-p-r, n-p-r-1, \dots, n-p-r-m+1, n-p-r-m}^{m, m-1, \dots, 1, 0}$

4. **иначе если $n-p-r = m$ тогда**

5. $e = e_{m, m-1, \dots, 1, 0}^{m, m-1, \dots, 1, 0}$

6. **иначе**

7. ошибка, необходимо выбрать другой алгоритм

Алгоритм 2. Нахождение произведения двух виртуальных условий инцидентности m -плоскости с p -, r -плоскостями

Произведение двух виртуальных условий, одно из которых является условием пересечения m -плоскости с k -плоскостью в точке, а второе является общим условием инцидентности.

$$e_{n, n-1, \dots, n-m+1, k}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \cdot e_{a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} = \sum e_{c_m, c_{m-1}, \dots, c_1, c_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \quad (3)$$

где коэффициенты $c_m, \dots, c_0$ должны удовлетворять следующим условиям:

$$a_{m-1} < c_m \leq a_m, a_{m-2} < c_{m-1} \leq a_{m-1}, \dots, 0 \leq c_0 \leq a_0,$$

$$\sum_{i=0}^m c_i = \sum_{i=0}^m a_i - n + m + k.$$

Исходные данные: e_1, e_2

Результат: $e=e_1 \cdot e_2$

1. Если e_1 соответствуют виду 1 тогда
2. e изначально задаётся пустым списком
3. $sum = \sum_{i=0}^m a_i - n + m + k.$
4. Повторять
5. Если $\sum_{i=0}^m c_i$ равна sum тогда
6. Добавить $e_{c_m, c_{m-1}, \dots, c_1, c_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0}$ в список e
7. Пока существуют всевозможные наборы c_i , для которых выполняются условия $a_{m-1} < c_m \leq a_m, \dots, 0 \leq c_0 \leq a_0$
8. иначе если e_2 соответствуют виду 1 тогда
9. поменять e_1 и e_2 местами и начать заново
10. иначе
11. ошибка, необходимо выбрать другой алгоритм

Алгоритм 3. Нахождение произведения двух виртуальных условий инцидентности, одно из которых представляет из себя пересечение m -плоскости с k -плоскостью в точке.

Произведение двух общих виртуальных условий инцидентности для m -плоскостей в n -мерном пространстве выражается следующим условием:

$$e_{a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} \cdot e_{b_m, b_{m-1}, \dots, b_1, b_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0}. \quad (4)$$

Данное произведение сводится к произведению третьего вида, если одно из условий разложить в определитель, состоящий из условий третьего вида:

$$e_{a_m, a_{m-1}, \dots, a_1, a_0}^{m, m-1, \dots, 1, 0} = \begin{vmatrix} e_{(\dots), k_{ij}} & \dots \\ \vdots & \ddots \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где $(\dots) = n, n-1, \dots, n-m+1$, $k_{ij} = a_i - i + j$ ($i, j = (0, 1, \dots, m)$).

При $k_{ij} < 0$ или $k_{ij} > n-m$ условия инцидентности, формирующие определитель, не имеют смысла и равны 0.

Исходные данные: e_1, e_2

Результат: $e=e_1 \cdot e_2$

1. e изначально задаётся пустым списком
2. Раскладываем условие e_1 в определитель вида (5)

3. Представляем определитель матрицы в виде:

$$\sum_{a_1, a_2, \dots, a_n} (-1)^{N(a_1, a_2, \dots, a_n)} \cdot a_{a_1 1} \cdot \dots \cdot a_{a_n n}.$$

4. Для всех e_i слагаемых полученного определителя **выполнить**
5. $e_s =$ пустому списку
6. Для всех $e_{i,j}$ сомножителей слагаемого e_i **выполнить**
7. перемножаем $e_{i,j} \cdot e_{i,j+1}$ используя алгоритм **3**
8. результат добавить в список e_s
9. перемножаем $e_2 \cdot e_s$, используя алгоритм **3**
10. результат добавить в список e

Алгоритм 4. Нахождение произведения двух виртуальных условий инцидентности общего вида.

Заметим, что алгоритм **3** так же позволяет вычислить результат произведения и для условий инцидентности первого и второго вида, а алгоритм **4** предоставляющий возможность разложения условия инцидентности в виде определителя условий инцидентности третьего вида в совокупности с алгоритмом **3** позволяет вычислять произведения любых виртуальных условий инцидентности. Общий алгоритм произведения виртуальных условий редукции был представлен в [4].

Приведенные алгоритмы легко формализуемы и могут быть легко реализованы на любом из существующих языков программирования, что предоставляет большие возможности и быстрого вычисления параметров условий инцидентности и многообразий, которые они описывают.

Библиографический список

1. Волков В.Я. Многомерная исчислительная геометрия: монография [Текст] / В.Я. Волков, В.Ю. Юрков. – Омск: Изд-во ОмГПУ, 2008. – 244 с.
2. Волков В.Я. Курс начертательной геометрии на основе геометрического моделирования: учебник [Текст] / В.Я. Волков, В.Ю. Юрков, К.Л. Панчук, Н.В. Кайгородцева. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2010. – 253 с.
3. Юрков В.Ю. Инженерная геометрия и основы геометрического моделирования: Учебное пособие [Текст] / В.Ю. Юрков, В.Я. Волков, О. М. Куликова. – Омск: ОГИС, 2005. – 118 с.
4. Яковенко К. С. Автоматизация процесса редукции произведений условий / К. С. Яковенко, В.Я. Волков // материалы 64-ой научно-технической конференция ГОУ «СибАДИ». – ОМСК:СибАДИ, 2010. Кн. 2 –363 с.

**СЕКЦИЯ
ТЕХНОЛОГИЯ, ОРГАНИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
АВТОМОБИЛЬНЫМИ ПЕРЕВОЗКАМИ**

УДК 629.314.6

**К ВОПРОСУ АКТУАЛЬНОСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ТЕХНИЧЕСКОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В
УСЛОВИЯХ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

А.А. Доброхлеб, магистрант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Сельское хозяйство относится к числу отраслей, в которых грузовой автомобильный транспорт является неотъемлемым звеном в технологическом процессе получения продуктов сельскохозяйственного сырья. Примером работы сельскохозяйственного предприятия является ООО «Атамекен-Агро», расположенное в селе Благовещенка, Жамбылского района, Северо-Казахстанской области, Республики Казахстан. В связи со спецификой сельскохозяйственного производства в условиях Казахстана (сроки проведения весенне-полевых и уборочных работ, погодные условия и др.), простои из-за неудовлетворительного технического состояния автомобильного подвижного состава крайне не допустимы. В этих условиях актуальной стала проблема совершенствования организации и управления технологического процесса технического обслуживания и ремонта.

Одна из главных особенностей работы автомобильного транспорта в сельскохозяйственных предприятиях – эксплуатация в тяжелых дорожных условиях. В основном транспортной технике приходится работать на полевых дорогах, а зачастую и на бездорожье. Подвижной состав эксплуатируется при высокой запыленности и частых перегрузках, на пониженных передачах.

Решение задачи сохранения работоспособности автомобильного транспорта заключается в проведении своевременного и качественного технического обслуживания и ремонта.

К факторам, влияющим на качество работ технического обслуживания, относятся: пробег автомобиля с начала эксплуатации, дорожно-климатические условия, условия хранения подвижного состава, качество вождения, перегрузка автомобилей, их ремонтпригодность, техническая оснащенность предприятия и др.

Наиболее эффективным способом повышения качества технического обслуживания и ремонта является совершенствование и механизация тех-

нологического процесса. Под механизацией технологических процессов ремонта автомобилей понимается полная или частичная замена ручного труда машинным в той части технологического процесса, в которой происходит изменение технического состояния автомобилей, при сохранении участия человека в управлении машиной. Механизация технологических процессов технического обслуживания автомобильного подвижного состава имеет важное технико-экономическое и социальное значение, которое выражается в уменьшении численности ремонтных рабочих за счет снижения трудоемкости работ по техническому обслуживанию автомобилей, повышению качества и улучшению условий труда ремонтных рабочих. Также механизация способствует росту производительности труда, что влечет за собой сокращение времени простоя автомобилей под техническим обслуживанием и ремонтом, увеличение времени работы автомобиля на линии. Улучшение условий труда ремонтных рабочих является одной из основных задач, решаемых при механизации технологического процесса технического обслуживания и ремонта подвижного состава.

Техническое обслуживание – основное профилактическое мероприятие, связанное с управлением надежностью, увеличением срока службы подвижного состава, сокращением простоев по техническим причинам и уменьшением расхода запасных частей и материалов. Большинство современных сельскохозяйственных предприятий техническое обслуживание и ремонт автомобильного парка осуществляют, в основном, на внутрихозяйственных производственно-ремонтных базах и в ремонтных мастерских хозяйств. Лишь некоторые хозяйства, имеющие крупные автомобильные парки, пользуются услугами специализированных ремонтных предприятий по договорным соглашениям. Такие специализированные предприятия, как правило, располагают комплексом специальных сооружений и набором соответствующего оборудования, оснастки и инструмента.

Для транспортировки зерна с поля до зернотоков или элеваторов на предприятии ООО «Атамекен-Агро» используется 22 автомобиля марки «КАМАЗ» 45142 010-02 грузоподъемностью 14 тонн [1].

При проведении анализа ремонтов грузового подвижного состава ООО «Атамекен-Агро» была собрана информация, согласно которой можно сделать вывод о том, что в условиях эксплуатации в тяжелых дорожных условиях наибольшее количество поломок приходится на ходовую часть автомобиля, что связано с большими перегрузками.

Наиболее часто ремонт ходовой части связан с заменой втулок башмака рессоры задней подвески автомобиля. Общий вид и вид задней подвески в разрезе представлены на рисунке 1 и рисунке 2 соответственно [2].

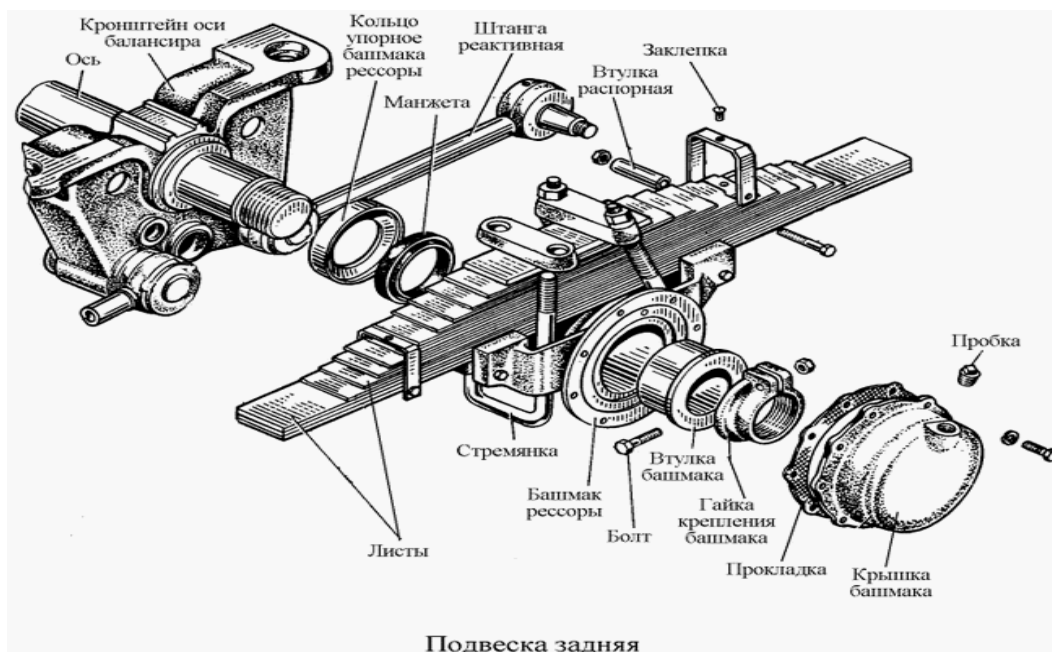


Рисунок 1. Общий вид задней подвески автомобиля «КамАЗ» 45142 010-02

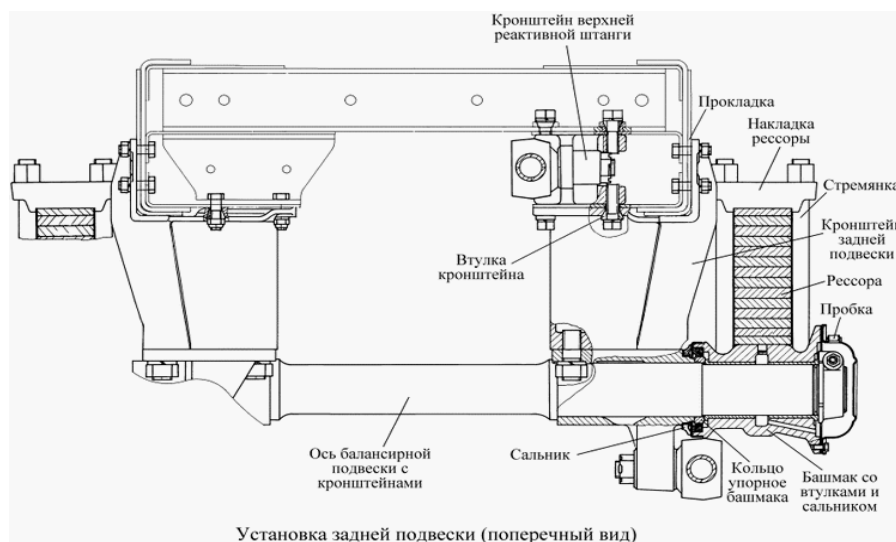


Рисунок 2. Поперечный вид задней подвески автомобиля «КамАЗ» 45142 010-02

Результаты исследований позволяют определить основные направления по совершенствованию технологического процесса технического обслуживания и ремонта подвески автомобилей марки КамАЗ, работающего в условиях предприятий сельского хозяйства.

Библиографический список

1. КамАЗ: Взгляд изнутри / К.С. Закурдаев // Корпоративный журнал ОАО «КАМАЗ». - 2011. - №1. - с. 34-35
2. <http://www.remkam.ru/peredacha65115>

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЗАКАЗОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА НОМЕНКЛАТУРЫ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ НА ПРИМЕРЕ КОМПАНИИ «БАЙКАЛ-СЕРВИС»

Е.М. Микулич, магистрант; К.В. Подина, магистрант;
В.А. Гудков, д-р техн. наук, профессор
Волгоградский государственный технический университет
Волгоград

Транспортная компания «Байкал-Сервис» работает на логистическом рынке страны более 15 лет, освоение Южного федерального округа ею началось в 2004 году с открытия филиалов в Волгограде, Краснодаре и Ростове-на-Дону.

Специализацией компании является доставка сборных грузов от 1 кг и выше по городу и по России, причем, перевозке подлежат товары народного потребления кроме специфических и опасных грузов. Помимо перевозки грузов и экспедирования, компания оказывает ряд сопутствующих услуг, таких как хранение, забор груза, страхование и упаковка. География перевозок по стране представлена четырьмя основными городами, а именно: Астрахань, Волгоград, Ростов-на-Дону, Москва.

На основе информации об объемах перевозок компании «Байкал-Сервис» по клиентуре и номенклатуре грузов в каждом конкретном случае перевозки за 2010 год нами были проведены ABC- и XYZ-анализы. Подмножества А, В и С были определены по доле позиций отдельно номенклатуры грузов по объемам перевозок и по стоимости соответствующей перевозки, а также клиентуры компании по объемам перевозок и по стоимости.

Результаты анализов представлены в виде кривых Лоренца в соответствии с рисунками 1 и 2.

Из графиков можно видеть, что теоретическая кривая Лоренца расположена над практической, полученной по результатам анализов, это говорит о том, что перевозка грузов группы А не дает ожидаемые 80 % от всей стоимости и объемов оказываемых услуг, а, соответственно, и прибыли. Это вызвано недостаточным количеством заказов на перевозку более крупных партий, то есть компания выполняет преимущественно мелкопартионные перевозки, что и дает весомый вклад в стоимость и объемы перевозок грузов группы С.

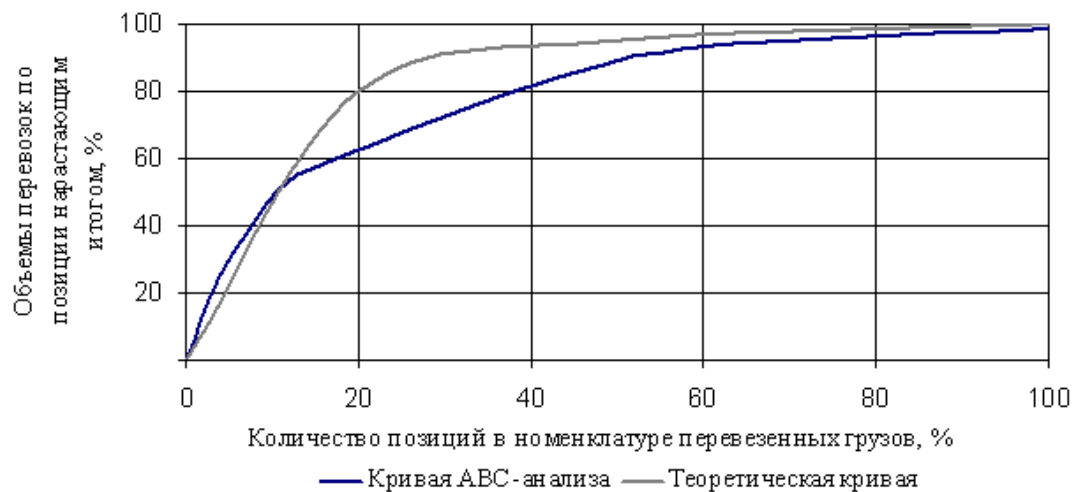


Рисунок 1. Графическое представление ABC-анализа номенклатуры грузов по объемам перевозок

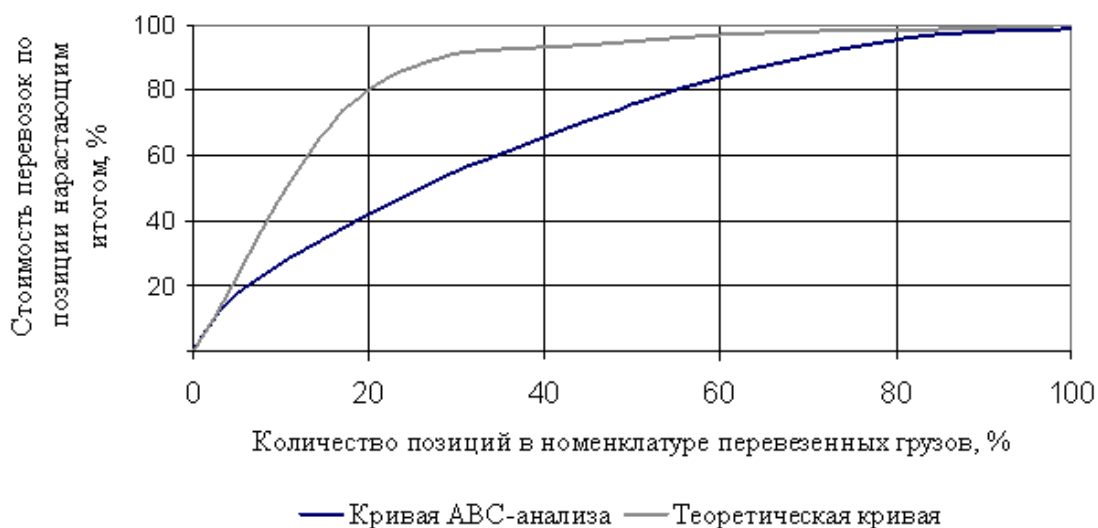


Рисунок 2. Графическое представление ABC-анализа номенклатуры грузов по стоимости перевозок

Для определения точности прогнозирования потребности компании «Байкал-Сервис» в заказах определенной клиентуры на перевозку различных видов груза был проведен XYZ-анализ, результаты которого представлены на рисунках 3 и 4.

Согласно этому анализу, на перевозку порядка 55-75 % грузов компания имеет постоянный заказ (группа X), на 15-20 % заказ колеблется, но имеет заранее известные объемы (группа Y), а в группу Z, заказ на которую носит эпизодический характер, попало не более 30 % позиций номенклатуры, что соответствует теоретическим соотношениям XYZ-анализа [1, 2].

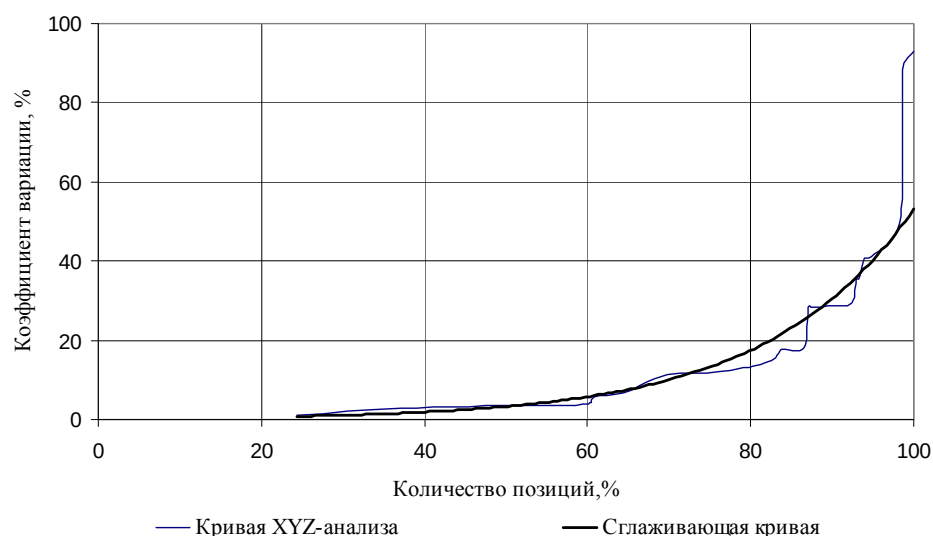


Рисунок 3. Графическое представление XYZ-анализа номенклатуры грузов по объемам перевозок

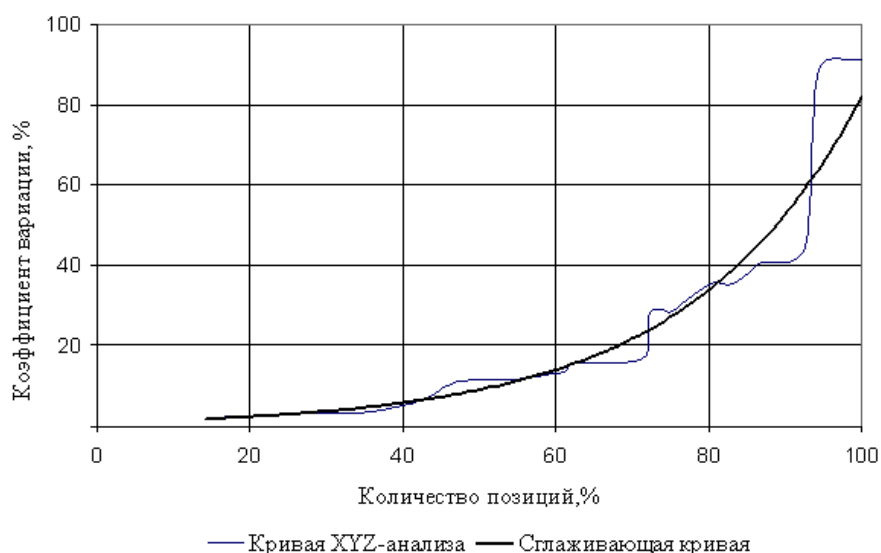


Рисунок 4. Графическое представление XYZ-анализа номенклатуры грузов по стоимости перевозок

По результатам аналогичных анализов клиентуры компании можно сказать следующее: теоретическая кривая Лоренца также выше практической по результатам ABC-анализа (что подтверждает преобладание мелкопартионных перевозок), а кривые, полученные по результатам XYZ-анализов указывают, что более 60 % клиентов компании пользуются ее услугами нерегулярно.

Совмещение анализов ABC и XYZ дает матрицу, состоящую из девяти классов изделий. Составление подобных матриц для результатов проведенных анализов позволило сделать следующий вывод:

- группы товаров, попавшие в ячейки матриц АХ и ВХ (строительные материалы, сантехника, личные вещи, предметы быта), требуют к себе наибольшего внимания со стороны руководства компании, так как отличаются высоким грузооборотом и стабильностью, необходимо обеспечить их постоянное наличие;

- группы АУ и ВУ (запасные части, одежда и обувь, сахар и макаронные изделия) при высоком грузообороте имеют недостаточную стабильность. Для обеспечения их постоянного наличия компания вынуждена создавать страховые провозные возможности, которые не всегда могут быть использованы;

- группы АЗ и ВЗ (текстиль, канцтовары) при значительном товарообороте нестабильны, нацеливание компании на их обслуживание приводит к еще более редкому использованию созданных дополнительно провозных возможностей;

- для группы СХ (мебель, металлические изделия) необходимо наладить систему заказов с постоянной периодичностью; для группы СУ (бытовая техника, продукты питания) необходима система заказов с постоянным грузооборотом;

- от части клиентуры и соответствующей номенклатуры грузов группы CZ (готовые снеки, РТИ, спорттовары, спортивный инвентарь) можно отказаться, а к обслуживанию оставшейся части необходимо относиться ответственно, так как товары и потребители именно этих групп, как правило, приносят убытки предприятиям.

Библиографический список

1. Гудков, В. А. Взаимодействие видов транспорта: учеб. пособие / В. А. Гудков, В. Н. Тарновский. – Волгоград: ПО «Полиграф», 1994. – 104 с.
2. Гудков, В. А. Основы логистики: учебник / В. А. Гудков, Д. В. Гудков, Л. Б. Миротин, С. А. Ширяев; М. : Горячая линия – Телеком, 2010. – 351 с.
3. LogLink [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа <http://www.loglink.ru/massmedia/analytics/record/?id=275>

УДК 656.078

АНАЛИЗ УДЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ В СТРУКТУРЕ СЕБЕСТОИМОСТИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК

С.М. Мочалин, д-р техн. наук, профессор; А.М. Володина, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Развитие экономики Российской Федерации (РФ) в настоящее время претерпевает значительные изменения в результате нестабильности мировой экономической ситуации, что в последствие отражается и на себестоимости перевозки грузов и работе автомобильных транспортных предпри-

ятий (АТП). Проведенный анализ современного состояния расходов автомобильного транспорта (АТ) по статьям затрат за 2004-2010 года позволяет выявить тенденции и причины структурных изменений удельного веса в общем объеме по статьям затрат. Опираясь на представленную в научных публикациях информацию [1], с помощью методов структурных группировок проведен анализ удельных расходов по грузовым перевозкам в Сибирском федеральном округе (СибФО) и в целом по РФ.

С помощью графического метода наглядно представлена структура себестоимости, происходящие в ней изменения, а так же динамика ее составных частей [2].

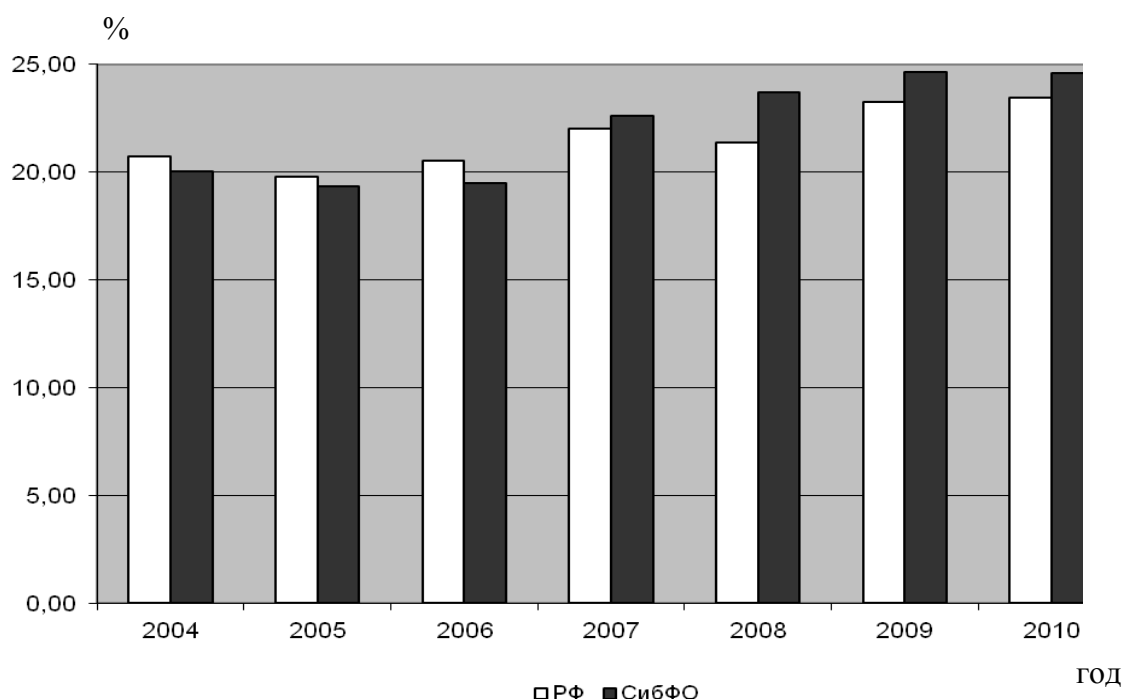


Рисунок 1. Структура изменения удельного веса заработной платы водителей в общем объеме затрат

Как показано на рисунке 1, удельный вес заработной платы водителей в общем объеме затрат в динамике возрастает как по СибФО, так и по РФ. По СибФО удельный вес расходов на заработную плату водителей в 2010 году по сравнению со средним значением вырос на 11,5 %, по РФ- 8,6 %. При этом темпы роста по СибФО превышают показатели по РФ.

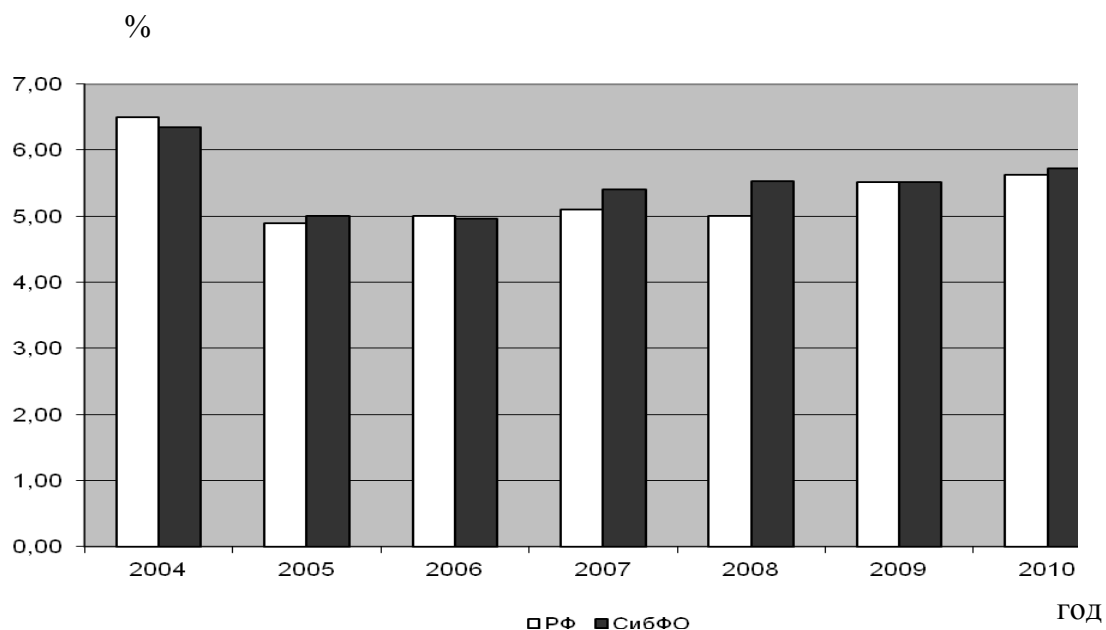


Рисунок 2. Структура изменения удельного веса отчислений на социальные нужды в общем объеме затрат

Доля статьи затрат «Отчисления на социальные нужды» изменяется пропорционально величине заработной платы водителей (см. рисунок 2). Показатели по СибФО превышают средние российские показатели.

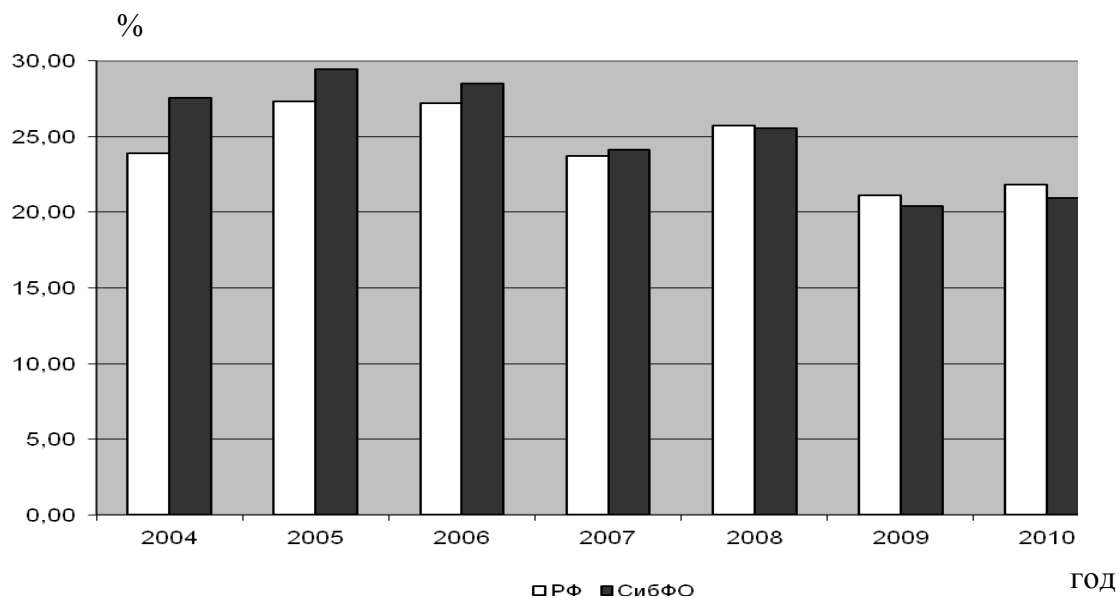


Рисунок 3. Структура изменения удельного веса расходов на топливо в общем объеме затрат

На рисунке 3 показана ярко выраженная тенденция к снижению удельного веса расходов на автомобильное топливо, основанная на увеличении производительности транспортных средств в результате роста средней грузоподъемности парка подвижного состава и снижении произво-

дительных пробегов в результате широкого внедрения спутниковых навигационных систем.

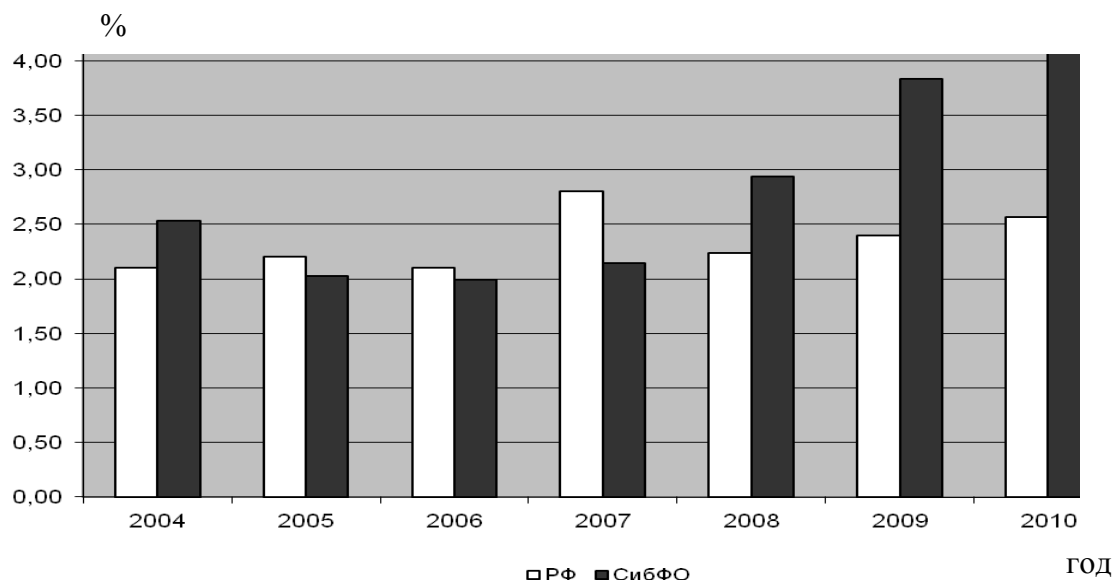


Рисунок 4. Структура изменения удельного веса расходов на смазочные и прочие эксплуатационные материалы в общем объеме затрат

Данные рис.4 позволяют выявить увеличение доли затрат на смазочные и прочие эксплуатационные материалы по СибФО на 58 %, с 1,9 % в 2006 году - до 4,09 % в 2010 году. Однако в целом по РФ изменение данного показателя не значительно.

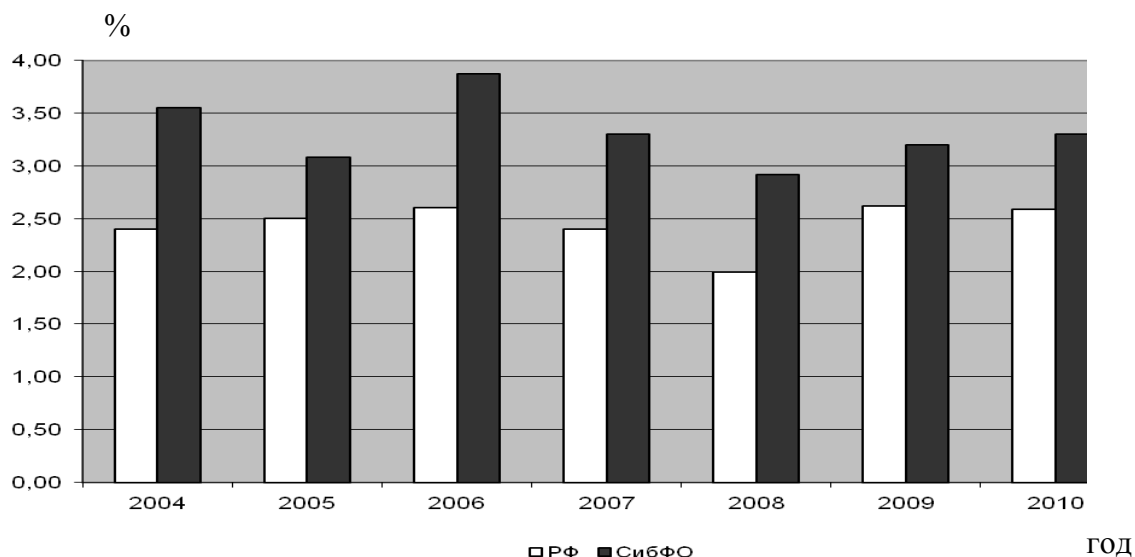


Рисунок 5. Структура изменения удельного веса расходов на износ и ремонт автомобильной резины в общем объеме затрат

Анализируя данные рисунка 5, можно отметить, что удельный вес расходов на износ и ремонт шин по СибФО больше показателей по РФ в связи с недостаточной развитостью дорог с асфальтобетонным покрытием.

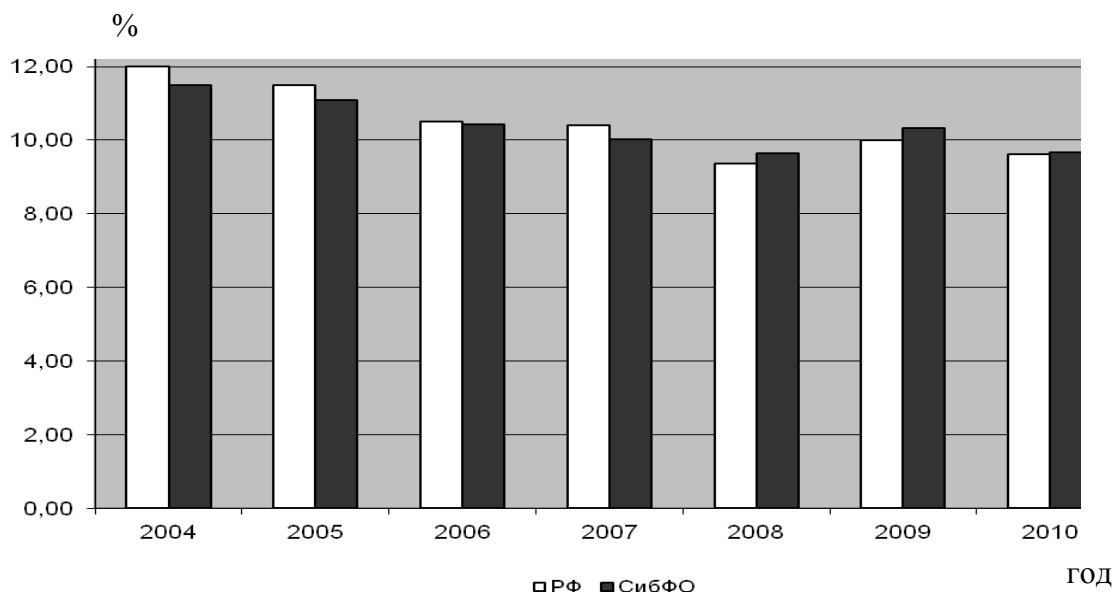


Рисунок 6. Структура изменения удельного веса расходов на ТО и эксплуатационный ремонт автомобилей в общем объеме затрат

Данные рисунка 6 наглядно демонстрируют, что показатели данной статьи затрат ярко выраженных тенденций к изменениям не имеют.

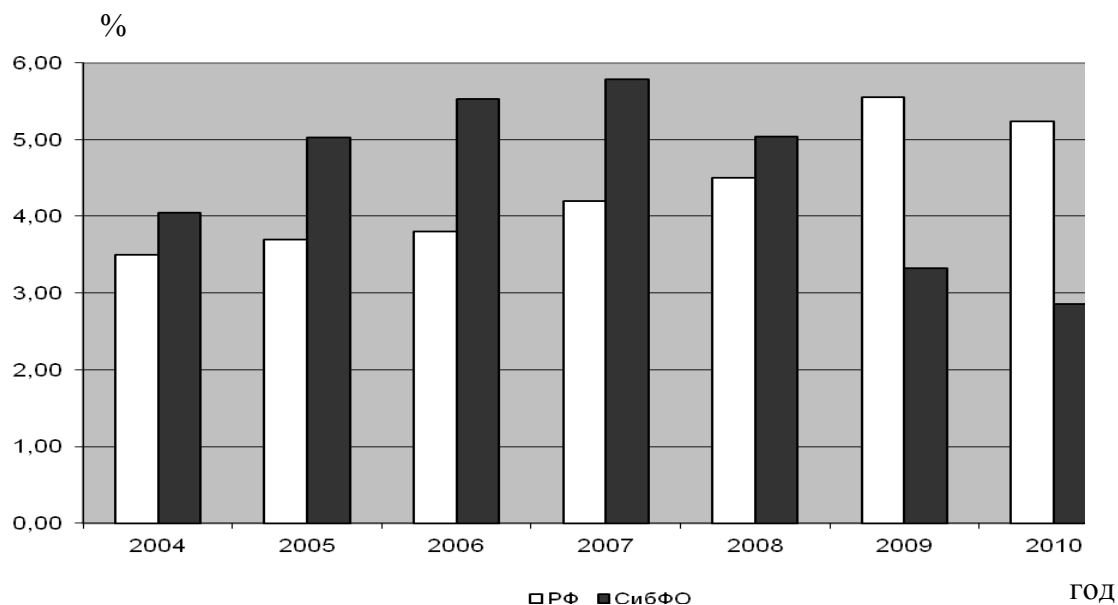


Рисунок 7. Структура изменения удельного веса расходов на амортизацию подвижного состава в общем объеме затрат

Анализ величины удельного веса расходов на амортизацию в общем объеме затрат, продемонстрированный на рисунке 7, позволяет сделать выводы о том, что в целом доля амортизационных отчислений по СибФО возрастает. Так, например, с 2004-2007 года произошло увеличение с 4,05 % до 5,78 %, а затем резкое понижение до 2,86 в 2010 году. Это объясня-

ется тем, что в настоящее время в АТП идет обновление парка подвижного состава. Однако в целом по России удельный вес амортизационных отчислений возрастает.

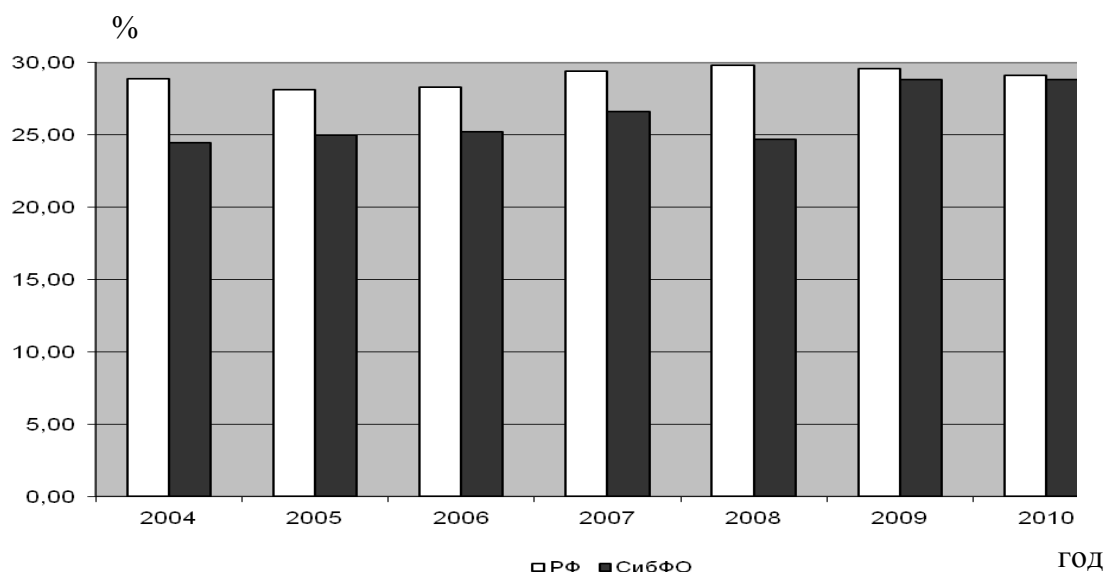


Рисунок 8. Структура изменения удельного веса
общехозяйственных расходов в общем объеме затрат

На рисунке 8 продемонстрирована монотонность структуры изменения удельного веса общехозяйственных расходов в общем объеме затрат как по СибФО, так и по РФ.

В результате можно сделать следующие выводы:

1. Выявлена тенденция ежегодного роста удельного веса затрат на заработную плату как по СибФО, так и по РФ. При этом отклонения показателей по Сибирскому федеральному округу от общих российских значений не велико, составляет 2 %.

2. Установлено, что динамика изменения удельного веса расходов на топливо по СибФО имеет отрицательный характер, по сравнению с 2005 годом данный показатель снизился на 30 %.

3. Исследовано, что общая доля статей затрат на заработную плату водителей и автомобильное топливо в общей структуре занимает более 50 %.

Библиографический список

1. Расходы автомобильного транспорта по статьям затрат за 2004-2010 годы [таблица] // ИНФОРМАЦИОННАЯ БЮЛЛЕТЕНЬ по проблемам эксплуатации автомобильного транспорта. – 2011. – С. 37-49.
2. <http://orlovs.pp.ru/stat.php> (дата обращения: 20.10.2011).

ПРИМЕНЕНИЕ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ПОХОДОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВОЙСК ВОЕННО- ТЕХНИЧЕСКИМ ИМУЩЕСТВОМ ПРИ ПОДГОТОВКЕ И В ХОДЕ БОЯ

А.В. Наумов, преподаватель; В.И. Усманов, курсант;
А.С. Тетенькин, курсант

Филиал Военного учебно-научного центра Сухопутных войск
«Общевойсковая академия ВС РФ»

При любом типе экономики, государственного и военного устройства задачей транспорта, в том числе и автомобильного, было и остается своевременное и полное удовлетворение потребностей потребителей в перевозках грузов. Автомобильный транспорт на нынешнем этапе деятельности человечества является одним из необходимых звеньев, призванных удовлетворять потребности потребителей в перевозках грузов, как в промышленности, сельском хозяйстве, сфере потребления, так и структуре вооруженных сил.

Понятие «логистика» пришло из Древней Греции, где оно означало «мышление, расчет, целесообразность». От греков этот термин перешел к римлянам которые понимали его как «распределение продуктов питания». В Византии логистику считали способом организации снабжения армии и управления ею [4].

Анализ деятельности автомобильного транспорта в Вооруженных силах страны позволил сделать вывод о том, что планирование и организация работы базировались в основном на опыте Великой отечественной войны и вооруженных конфликтов. В этих условиях теоретическая наука по вопросам грузовых автомобильных перевозок оказалась не востребованной, для практики оказалось достаточным тех положений, которые были разработаны в тридцатые и уточнены в семидесятые годы прошлого столетия. На основе этих положений осуществляется подготовка в вузах МО РФ специалистов по эксплуатации (применению) автомобильного транспорта. Недостаточная теоретическая база, и, как следствие, недостаток знаний у кадрового состава органов управления отрицательно влияет на организацию работы по обеспечению войск военно-техническим имуществом как в повседневной деятельности, так и при подготовке и в ходе боевых действий.

В современных условиях (постепенного перехода МО РФ на рыночные отношения, становления рынка автотранспортных услуг) требуется иметь ответы не в общем (среднем) по предыдущему опыту, а конкретные и в данный момент. Поэтому остро стал вопрос о повышении точности плани-

рования, анализа и экономической оценки функционирования автотранспортных систем доставки грузов, а военная наука оказалась не готовой. Теоретические вопросы организации перевозок, планирования и экономики, особенно на уровне маршрутов перевозки грузов, имеют весьма слабое отражение в руководящих документах, учебниках, учебно-методических материалах, применяемых в военных учебных заведениях.

Таким образом, научная и практическая проблема состоит в том, что, постепенно приходя к новым условиям хозяйствования на автомобильном транспорте, мы оказались не готовы для решения транспортных задач на уровне проектирования автотранспортных систем доставки грузов. Так, в ходе проведения специального учения тыла ЦВО и в последующем учения ЦЕНТР-2011 вопросы обеспечения войск материальными средствами осуществлялся по традиционной схеме, по-цепочке, - от центральных поставщиков через промежуточных и далее непосредственно в войска (грузополучателю). Логистический подход в этом случае заключается только в заранее просчитанном количестве материальных средств, которые предположительно будут необходимы потребителю, их распределению по звеньям войск и определению тех структур, которые будут осуществлять подвоз (при известном объеме и номенклатуре груза, направлении перевозки и сроках доставки).

Вместе с тем, принципиально меняется структура войск. Так, исключаются промежуточные звенья в цепи доставки военного груза, т.е. центральный орган непосредственно осуществляет подвоз военного имущества в войска. Автотранспортных организаций, осуществляющих доставку груза, стало меньше, они не способны при существующей системе работы своевременно и в полном объеме обеспечить потребности войск.

Все это и многое другое учтено не было. В ходе специальных учений маршруты определялись не с учетом рационального распределения, а на основании и в порядке очередности поступления заявок от потребителей (воинских частей), что, в свою очередь, вызывало большие трудности у начальника автотранспортного предприятия по распределению автомобильной техники по маршрутам перевозок для своевременного и полного обеспечения потребности всех войск, участвующих в боевых действиях.

В современных условиях для решения задач по организации и оперативному планированию грузовых автомобильных перевозок, или иначе сказать, для разработки автотранспортных систем доставки грузов машинами отправлениями, должны применяться экономико-математические методы, в частности методы линейного программирования.

Основной экономико-математической моделью в этом случае может служить модель транспортной задачи линейного программирования [5], классическая формулировка которой излагается следующим образом: имеется m пунктов производства (поставщиков) с фиксированными ресурсами

груза a_i ($i=1, \dots, m$) и n пунктов назначения с заданными объемами потребления данного груза b_j ($j=1, \dots, n$); при этом предполагается, что суммарный спрос равен суммарному предложению (закрытая модель транспортной задачи). Требуется организовать систему перевозок, обеспечивающую полное удовлетворение потребностей с наибольшим эффектом. Показателем эффективности в данной транспортной задаче примем расстояние от поставщиков до потребителей (необходимо обеспечить минимум транспортной работы (т-км)), так как при одинаковых условиях движения на всех участках маршрутов оптимальный план по пробегу будет минимальным и по затратам времени – наименьшее вероятное воздействие противника. Специфические свойства транспортной задачи позволяют привести её к матричной прямоугольной форме. Категорию дорог в данном случае учитывать не будем.

Исходные данные:

1. Наименование грузоотправителей и объем поставок грузов.
2. Наименование грузополучателей и объемы потребления.
3. Расстояние перевозки от каждого грузоотправителя до каждого получателя.

Формируем матрицу решения. Опорный план составляем методом минимума по столбцу (таблица 1). В правых верхних углах клеток матрицы проставлены величины затрат C_{ij} (расстояния, в км, между соответствующими пунктами).

Таблица 1

Матрица первоначального распределения

Потребитель	Доп. строка/ столбец	Поставщик (склад)					Объем, необходимый потребителю, т
		склад № 1	склад № 2	склад № 3	склад № 4	склад № 5	
	$\beta \backslash \alpha$	2	10	39	47	25	
в\ч № 1	0	2 4	10 16	14	35	5	20
в\ч № 2	-7	20	10	32 10	40 15	18 10	35
в\ч № 3	-6	30	4 45	22	5	35	45
в\ч № 4	0	18	10 5	35	40	25 10	15
Объем поставщика, т		4	66	10	15	20	115

После получения опорного плана, произведенной промежуточной проверки, проверки оптимальности полученного опорного плана получаем матрицу с улучшенным планом. Улучшенный план вновь проверяем на опти-

мальность. В матрице (таблица 2) потенциальных клеток нет, их отсутствие указывает на то, что получен оптимальный вариант закрепления потребителей за поставщиками.

В результате выполнения транспортного процесса грузы перемещаются на определенные расстояния, при этом совершается транспортная работа равная количественно произведению числа тонн перевозимого груза (Q) на расстояние перевозки (L_2):

$$P=Q \cdot L_2, \text{ т} \cdot \text{км} \quad (1)$$

Транспортная работа при первоначальном распределении груза (таблица 1) составляет 1748 т·км, при оптимальном распределении (таблица 2) составит 985 т·км – что эффективнее почти в два раза (47 %).

Таблица 2

Матрица оптимального распределения

Потребитель	Доп. строка/ столбец	Поставщик (склад)					Объем, необходимый потребителю, т
		склад № 1	склад № 2	склад № 3	склад № 4	склад № 5	
		2	-3	14	-2	5	
в\ч № 1	$\beta \quad \alpha$	2 4	10	14 10	35	5 6	20
в\ч № 2	13	20	10 21	32	40	18 14	35
в\ч № 3	7	30	4 30	22	5 15	35	45
в\ч № 4	13	18	10 15	35	40	25	15
Объем поставщика, т		4	66	10	15	20	115

Аналогично рассмотренной выше задаче, решается задача закрепления воинских частей за поставщиками военных грузов, критерием которой является минимум суммарного нулевого пробега.

Одной из важнейших задач оперативного планирования перевозок военных грузов автомобильным транспортом является увязка грузопотоков в маршруты. После закрепления потребителей (воинских частей) за поставщиками (складами), т.е. обеспечив минимизацию транспортной работы, решаем следующую задачу – маршрутизацию. В дальнейшем, необходимо рассчитать потребность в автомобильной технике для спроектированной системы, выбрать наиболее эффективную технику для выполнения перевозок, оптимизировать и организовать работу автомобильного транспорта.

Решение вопросов совершенствования теории транспортных процессов и функционирования транспортных систем имеет важное организаци-

онное, экономическое и социальное значение, ибо на основе теоретических положений грузовых автомобильных перевозок разрабатываются и совершенствуются: система планирования и потребности в транспортных средствах, система организации труда, методики выбора и обоснования применения подвижного состава, планирования потребности в ресурсах и оценка принятых организационных и управленческих решений.

Так, в Сибирском автомобильно-дорожном институте создана классификация и концепция функционирования систем нижнего уровня, где непосредственно осуществляются перевозки. Опытное внедрение разработанных теоретических положений позволило повысить точность планирования потребности в транспортных средствах и обосновать их рациональное количество. Однако этого не достаточно. Для успешного функционирования автотранспортных систем (даже без учета вида груза) необходимо иметь несколько технологий. В тоже время существующая неопределенность в плане воздействия противника, необходимости смены районов сосредоточения войск и, как следствие, маршрутов подвоза – накладывают свои особенности на функционирование системы доставки грузов. Следовательно, видимо нужно иметь несколько десятков теоретических моделей, способных описать деятельность автомобилей в автотранспортных системах.

Повсеместное применение экономико-математических методов и ЭВМ в планировании, анализе и управлении работой автотранспортных систем при доставке грузов, наличие специалистов в области транспортной логистики в органах управления войск, - позволит успешно решить задачи, поставленные перед вооруженными силами на современном этапе.

Библиографический список

1. Александров Л.А. и др. Организация и планирование грузовых автомобильных перевозок / Л.А. Александров, А.И. Малышев, А.П. Кожин, Е.П. Володин и др.; Под ред. Л.А. Александрова. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1986.
2. Витвицкий Е.Е. Разработка теоретических положений и моделей развозочно-сборных транспортных систем. Диссертация 05.22.10. Омск, 1994.
3. Мочалин С.М., Николин В.И. Николин И.В. Проектирование автотранспортных систем на основе решения транспортной задачи линейного программирования. - Омск, 2000, 27с.-Деп. ВИНТИ, № 1255-В00.27.04.00.
4. Неруш Ю.М. Логистика: учебник для вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2003.
5. Николин В.И. и др. Грузовые автомобильные перевозки. Монография / В.И. Николин, Е.Е. Витвицкий, С.М. Мочалин. - Омск: Изд-во «Вариант-Сибирь», 2004.

**СЕКЦИЯ
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ГИДРОПРИВОДЫ
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН**

УДК 681.5:621.22+625.76

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
УДАРНОГО УСТРОЙСТВА**

В.Н. Галдин, соискатель

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Несмотря на многообразие гидроимпульсных средств механизации, по-прежнему остается острой необходимостью создания новых гидравлических ударных устройств, обеспечивающих надежную работу гидроимпульсных средств механизации, с высоким коэффициентом полезного действия (КПД) при различных специфических условиях работы.

Современный этап совершенствования гидроимпульсных средств механизации будет сопровождаться усложнением их конструкций и развиваться в направлении ужесточения требований к качеству оборудования и повышения эффективности технологических процессов с применением гидроимпульсных средств.

Гидравлическая импульсная система в общем случае, как сложное устройство, разделяется на несколько крупных составных частей по функциональным и конструктивным признакам:

- источник энергии (насос базовой машины);
- генератор импульсов (гидроударное устройство) – для преобразования подводимой энергии потока жидкости в механическую энергию импульсов высокой мощности;
- объект воздействия – разрабатываемая среда;
- опорное устройство (базовая машина) – для обеспечения возможности передачи энергии импульсов от генератора к объекту воздействия.

Основой гидроимпульсной системы является гидравлическое ударное устройство, в котором энергия подводимой жидкости генерируется в импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую среду.

Для того, чтобы приступить к математическому моделированию гидроударника (рисунок 1) для экскаватора (манипулятора или другой базовой машины с гидроприводом), прежде всего нужно знать массу экскаватора, номинальное давление и подачу насоса базовой машины [1 – 3].

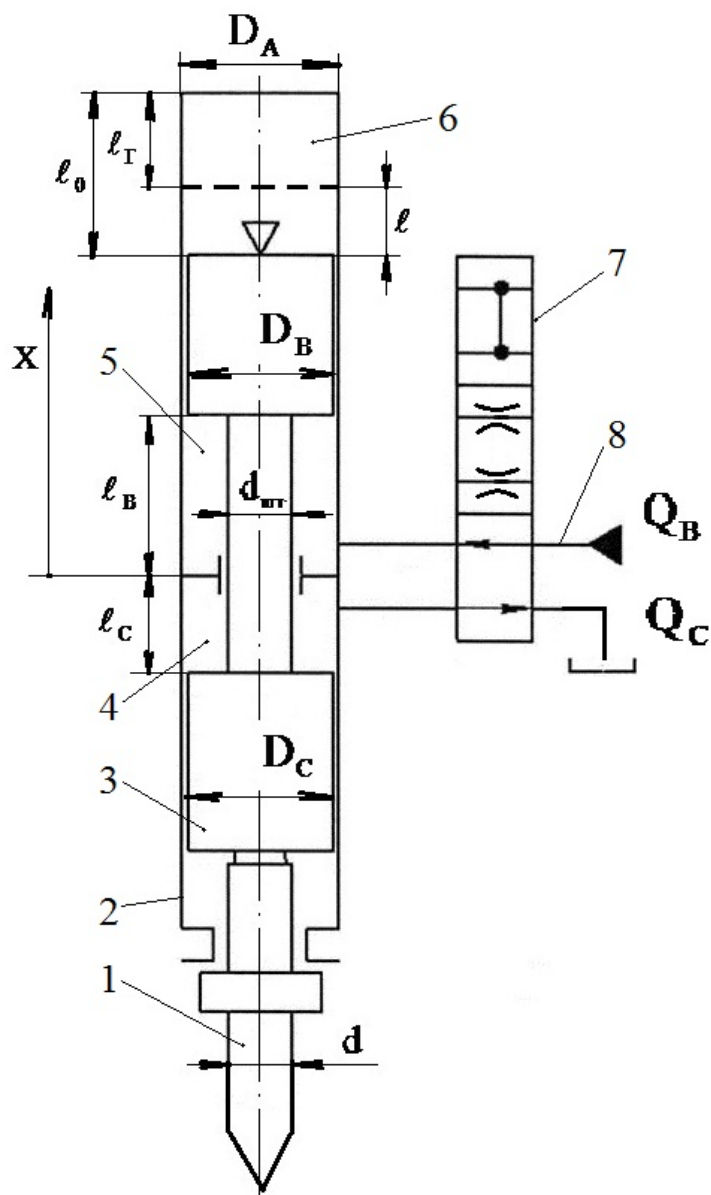


Рисунок 1. Расчетная схема гидравлического ударного устройства:

- 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера сливная;
- 5 – камера взводящая; 6 – пневмоаккумуляторная камера;
- 7 – блок управления рабочим циклом;
- 8 – напорная гидролиния

При составлении математической модели гидроударного устройства принимается ряд допущений, которые, сохраняя качественную сторону процесса, позволяют упростить математическую модель. На основании ряда теоретических и экспериментальных исследований [1 – 3] представляется возможным принять следующие основные допущения:

- рабочая жидкость имеет постоянные параметры (плотность, вязкость, модуль упругости, температуру);
- коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны;
- разрыва потока жидкости при работе гидроударника не происходит;

утечки газа из газовой полости отсутствуют, показатель политропического процесса постоянен;

переключение золотника направляющего гидрораспределителя гидросистемы базовой машины происходит мгновенно.

Уравнение движения бойка (см. рис. 1) имеет вид:

$$m\ddot{x} = p_v \cdot S_v - p_c \cdot S_c - m \cdot g \cdot \sin(\beta) - F_g - F_{mm} \cdot \text{sign}(\dot{x}) - F_z, \quad (1)$$

где m – масса бойка; p_v, p_c – давления во взводящей и сливной камерах; S_v, S_c – активные площади взводящей и сливной камер, здесь $S_B = \pi(D_B^2 - d_{um}^2)/4$, $S_C = \pi(D_C^2 - d_{um}^2)/4$; F_g – сила, обусловленная вязким трением, $F_g = h \cdot \dot{x}$, здесь h – коэффициент вязкого трения; β – угол наклона устройства к горизонту; F_{mp} – сила механического (контактного) трения уплотнений поршней, штока; F_z – сила от действия давления газа пневмоаккумулятора; $\text{sign}(\dot{x}) = \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}$ – функция Кронекера.

Уравнения расходов с учетом сжимаемости рабочей жидкости для взводящей и сливной камер:

$$Q_B = S_B \cdot \dot{x} + \frac{V_{BO} + S_B \cdot (\ell_B + x)}{E_{npB}} \cdot \dot{p}_B; \quad (2)$$

$$Q_C = S_C \cdot \dot{x} + \frac{V_{CO} + S_C \cdot (\ell_C + x)}{E_{npC}} \cdot \dot{p}_C, \quad (3)$$

где V_{bo}, V_{co} – рабочие объемы жидкости во взводящей и сливной линиях соответственно, E_{npB}, E_{npC} – приведенные модули упругости взводящей и сливной линий.

Уравнение подачи насоса запишется в виде [2]:

$$Q_H = Q_{HO} - k_{ym} \cdot p_n, \quad (4)$$

где Q_H – подача насоса; Q_{HO} – номинальная подача насоса; k_{ym} – коэффициент объемных потерь насоса, зависящий от объемного КПД насоса; p_n – давление на выходе из насоса.

Расход рабочей жидкости через дроссели, щели зависит от разности давлений на входе и выходе, от площади проходного сечения, от конструкции устройства и других факторов.

Общее уравнение зависимости расхода рабочей жидкости от названных параметров имеет нелинейный характер:

$$Q = G \Delta p^{\kappa}, \quad (5)$$

где G – гидравлическая проводимость дросселя, $G = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2/\rho}$;

κ – показатель степени, изменяется в пределах $0,5 \leq \kappa \leq 1$.

При расчете участков гидравлических цепей со сложным последовательно-параллельным соединением элементов при заданных гидравлических характеристиках ветвей цепи используются уравнения неразрывности в узлах типа

$$\sum_{i=1}^m Q_i = 0 \quad (6)$$

и уравнения перепадов давления в независимых контурах типа

$$\sum_{j=1}^n \Delta p_j = 0, \quad (7)$$

где m – количество ветвей, подходящих к узлу; n – количество ветвей в j -м контуре цепи.

Математическая модель гидравлического ударного устройства включает основные конструктивные параметры гидроударника, его элементы, параметры гидропривода базовой машины.

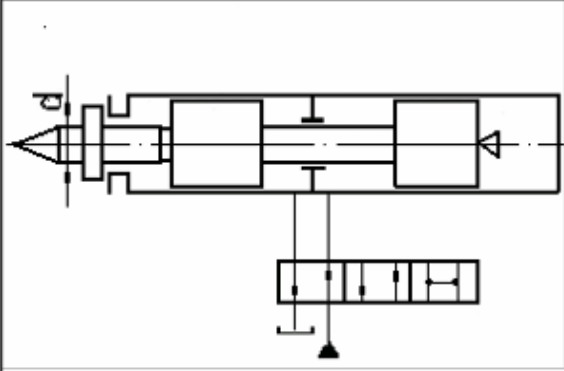
Математическая модель гидроударного устройства записывается в виде системы уравнений, включающей уравнения движения подвижных частей в виде основных уравнений динамики; уравнений расходов, учитывающих условия неразрывности потока рабочей жидкости; уравнений связи между параметрами потока.

На рисунке 2 приведено рабочее окно определения основных параметров гидроударного устройства.

Разработано программное обеспечение для проведения динамического расчета гидропневматического ударного устройства [4]. Программное обеспечение является основой программно-имитационного комплекса проектирования гидроударных рабочих органов дорожно-строительных машин и позволяет определять основные параметры гидропневматических ударных устройств в зависимости от давления зарядки газа пневмоаккумулятора, массы бойка, геометрических параметров гидроударника, длин гидролиний, свойств рабочей жидкости и других характеристик.

Параметры гидроударника

Код	10	Энергия единичного удара гидроударника Т, Дж	2800
		Диаметр хвостовика инструмента d, мм	125,7
		Масса гидроударного устройства М, кг	1326
		Ударная мощность гидроударного устройства, кВт	21,5
Схемы ГУ		Максимальная частота ударов гидроударника, Гц	7,7



Масса бойка m, кг

Запись: из 21

Рисунок 2. Рабочее окно определения основных параметров гидроударного устройства

Математическое моделирование гидравлического ударного устройства является одним из компонентов математического обеспечения САПР гидроударной импульсной системы, представляющей собой итерационный процесс, связанный с использованием программно-имитационного комплекса проектирования.

Библиографический список

1. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы / О.Д.Алимов, С.А.Басов. – М.: Наука, 1990. – 352 с.
2. Галдин Н. С. Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин: монография / Н. С. Галдин. – Омск: Изд-во СиБАДИ, 2005. – 223 с.
3. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / А.С.Сагинов, И.А.Янцен, Д.Н. Ешуткин, Г.Г.Пивень. – Алма-Ата: Наука, 1985. – 256 с.
4. Программа динамического расчета гидропневматического ударного устройства / Галдин Н.С., Галдин В.Н. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010614663. Правообладатель – ГОУ «СиБАДИ». Зарегистрировано в Рее-стре программ для ЭВМ 16 июля 2010 г.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АКТИВНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ ПО ВОЗМУЩЕНИЮ

Н.В. Захаренков, аспирант

Омский государственный технический университет

В настоящее время исследователи и конструкторы обращают внимание на активные системы демпфирования продольно-угловых колебаний. Эти системы позволяют подавить колебания в низкочастотной области и повысить, таким образом, плавность хода транспортных машин. В работе рассматривается стенд для исследования новых принципов управления активной системой демпфирования продольно-угловых колебаний [1], который позволяет моделировать динамику колебаний подрессоренной и не-подрессоренной масс транспортных машин (Рисунок 1). Использование на стенде резинокордных оболочек (РКО), в качестве силовых элементов активной системы демпфирования (АСД) угловых колебаний верхней балки, имитирующей подрессоренную массу, позволяет уменьшить амплитуду колебаний этой балки. Система автоматического управления (САУ) процессом наполнения и опорожнения РКО [3] применяемая на стенде, представляет собой систему управления по возмущению, структурная схема которой представлена на рисунке 2.

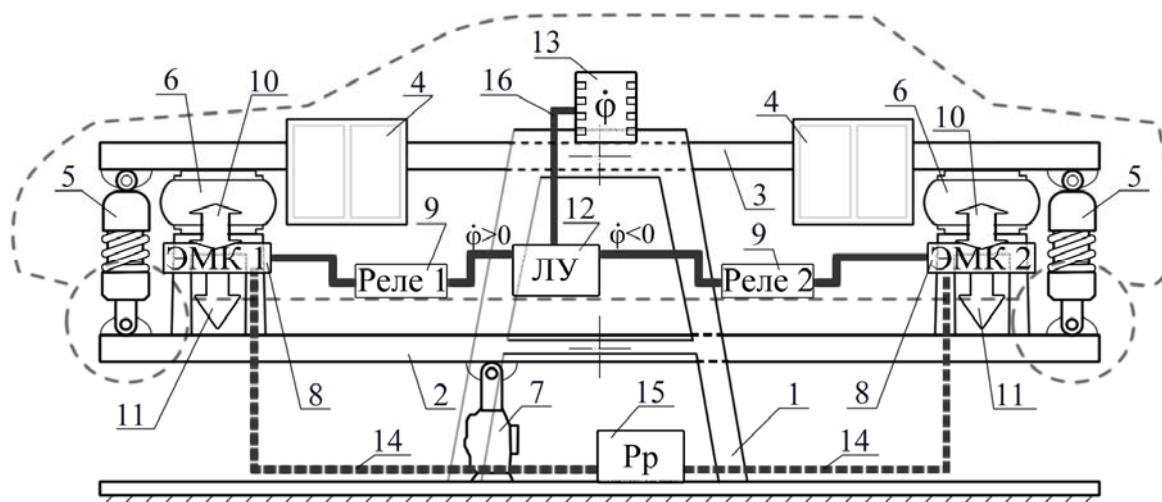


Рисунок 1. Общий вид стенда с системой автоматического управления АСД

1 – станина со стойками, 2 – нижняя балка, имитирующая неподдресоренную массу, 3 – верхняя балка, имитирующая подрессоренную массу, 4 – грузы, 5 – элементы пассивной подвески, 6 – РКО, 7 – силовой гидроцилиндр, 8 – электромагнитный клапан, 9 – реле, 10 – вход (выход) воздуха в РКО, 11 – выход воздуха в атмосферу, 12 – логическое устройство, 13 – датчик угловой скорости, 14 – воздуховодные магистрали, 15 – система компрессор-ресивер, 16 – электрические провода.

Как известно, АСД состоит из управляемых (активных) элементов, источника энергии и управляющего устройства [2]. К управляемым (активным) элементам, в данном случае, относятся РКО модели И-09 и электромагнитные клапаны КЭМ10. Источником энергии является система компрессор-ресивер К-12 с воздухопроводными магистралями. К системе управляющего устройства относится датчик угловых скоростей (Ipr530al), логическое устройство и реле. Балка имитирующая неподдрессоренную массу приводится в действие силовым гидроцилиндром – рулевая машинка КАУ-30Б вертолета МИ-8.

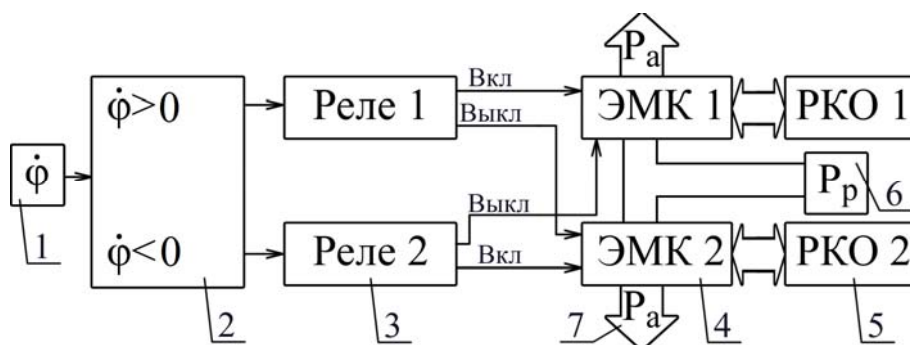


Рисунок 2. САУ процессом наполнения и опорожнения РКО
1 – датчик угловой скорости, 2 – логическое устройство, 3 – реле,
4 – электромагнитный клапан, 5 – РКО, 6 – система компрессор-ресивер,
7 – выход воздуха в атмосферу

АСД с САУ работает следующим образом: при изменении положения штока силового гидроцилиндра 7 (рисунок 1) нижняя балка 2, через элементы пассивной подвески 5 создает вынужденные колебания верхней балки 3. Сигнал с датчика угловых скоростей 13 поступает на вход логического устройства 12. В зависимости от знака сигнала датчика открывается соответствующий электромагнитный клапан 8 для подачи воздуха либо в одну, либо в другую РКО 6. При открытии электромагнитного клапана 8 происходит наполнение РКО 6 воздухом с избыточным давлением от системы компрессор-ресивер 15, что повышает ее жесткость. Одновременно происходит сброс избыточного давления из противоположной РКО. Наполнение и опорожнение РКО 6 в противофазе колебаниям верхней балки 3 способствует более быстрому их подавлению.

После проведения эксперимента на стенде, с импульсным возбуждением системы, что соответствует наезду на препятствие, были получены результаты, которые представлены на рисунке 3.

На рисунке 3 показаны графики свободных затухающих колебаний верхней балки с пассивной системой и АСД. Анализ графиков показывает, что введение АСД с САУ позволяет сократить амплитуды угловых скоростей колебаний верхней балки. Однако после уменьшения амплитуды наблюдается самовозбуждение в колебательной системе. Это возникает

вследствие создания одинаковой жесткости РКО вне зависимости от значения управляемой величины (амплитуды угловой скорости). Уйти от автоколебаний в системе можно задав зону нечувствительности датчика.

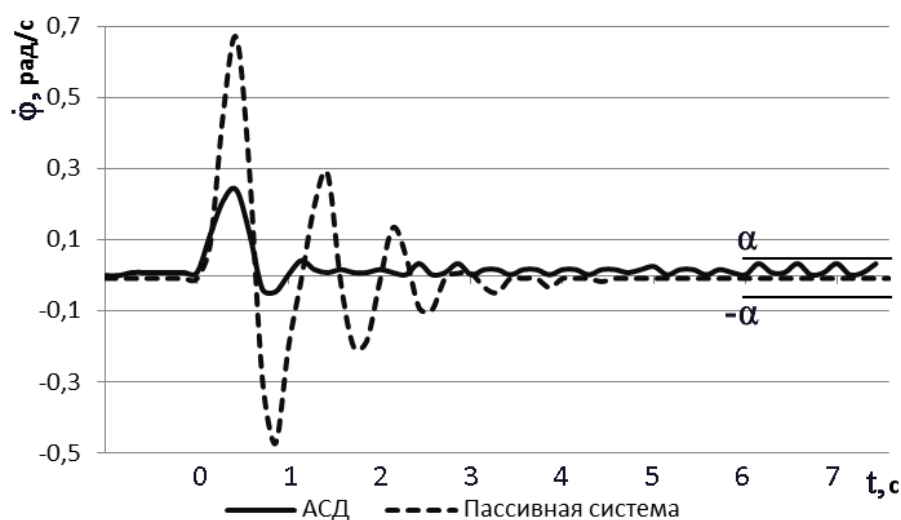


Рисунок 3. Результаты эксперимента

Для создания устойчивой САУ предлагается ввести зону нечувствительности для порога α , соответствующего 10 % от максимальной амплитуды угловой скорости (рисунок 3). Структурная схема САУ с зоной нечувствительности представлена на рисунке 4.

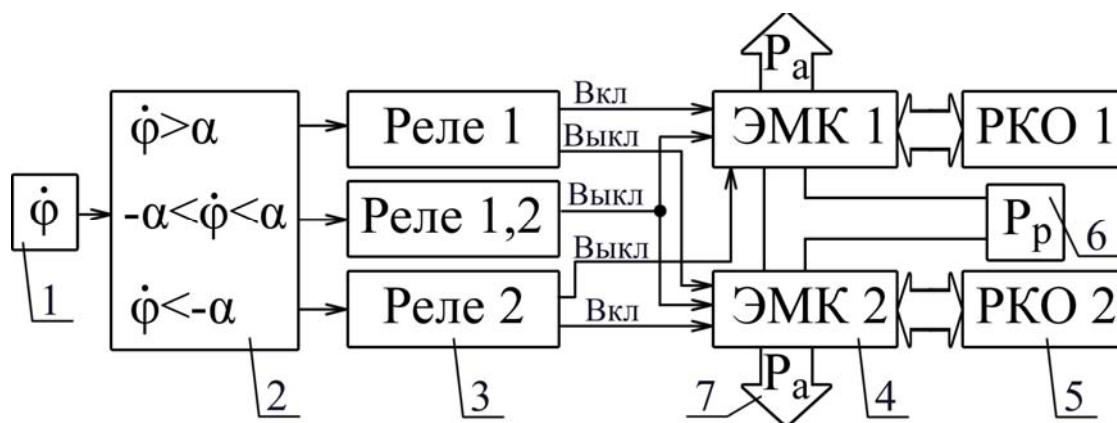


Рисунок 4. САУ процессом наполнения и опорожнения РКО с зоной нечувствительности

1 – датчик угловой скорости, 2 – логическое устройство, 3 – реле, 4 – электромагнитный клапан, 5 – РКО, 6 – система компрессор-ресивер, 7 – выход воздуха в атмосферу

Таким образом введение зоны нечувствительности позволило избежать появления автоколебаний в системе управления процессом наполнения и опорожнения РКО.

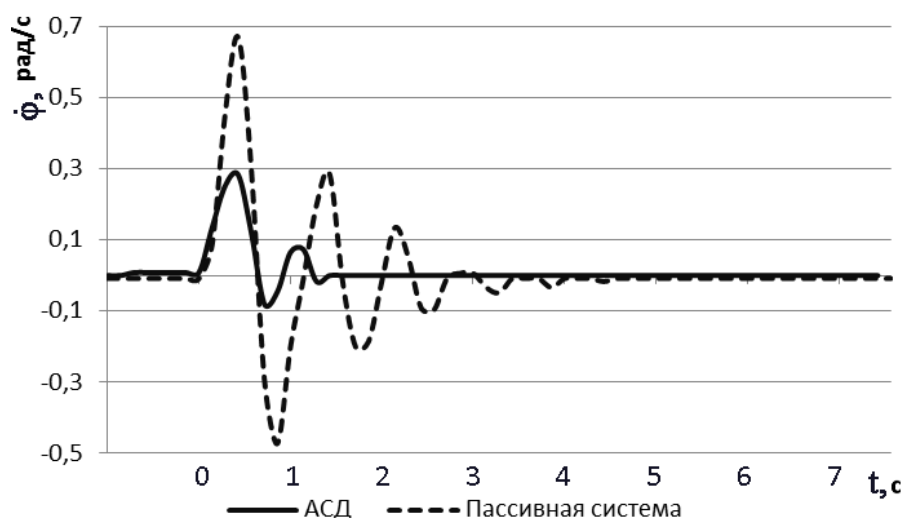


Рисунок 5. Результаты эксперимента (с зоной нечувствительности)

Библиографический список

1. Сорокин В.Н., Захаренков Н.В. Стенд для исследования активной системы демпфирования продольно-угловых колебаний транспортных средств. Наука и технологии. Материалы XXXI Всероссийской конференции. - Миасс: МСНТ, 2011. – С. 113-115.
2. Н.В. Захаренков Синтез и выявление возможных вариантов конструкций активных подвесок многоосных транспортных средств/Омское время - взгляд в будущее: матер. регион. молодеж. науч.-техн. конф. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. - Кн. 1. – С. 27-30.
3. Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н., Захаренков Н.В. Математическая модель стенда для исследования активной системы демпфирования продольно-угловых колебаний многоосных автомобилей// Математика, ее приложения и математическое образование: Материалы IV международной конференции. - Улан-Удэ, 2011. Ч.1. С.135-139.

УДК 62-522.2

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР КРИТЕРИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ СКРЕПЕРА-ПЛАНИРОВЩИКА

И.М. Корнев, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Обоснование и выбор критерия или системы критериев эффективности нужен при расчете параметров машины и решении задач оптимизации.

Критерий эффективности устройства управления рабочим органом можно рассматривать как анализ соответствующих показателей, определяющих качество эксплуатации скрепера-планировщика, оснащенного устройством управления рабочего органа [1].

При формировании критерия эффективности необходимо учитывать, что показатели должны обеспечивать [2]:

- получение обоснованных рекомендаций для выбора рациональных технических параметров машины, совокупность которых определяет ее технико-экономическую эффективность;
- отражение влияния на эффективность машины всего многообразия определяющих факторов: технических параметров, условий производства, эксплуатации и др.

Следует учитывать, что показатели должны удовлетворять следующим требованиям [2]:

- иметь технико-экономическую основу;
- соответствовать цели, достигаемой в результате применения оборудования;
- иметь иерархическую структуру, обеспечивая включение частных показателей в более общие, комплексные показатели.

Систему показателей для оценки экономической эффективности формируют на базе анализа такого показателя как приведенные удельные затраты Z_U , который с учетом соответствующих ограничений позволяет наиболее полно оценить эффективность скрепера-планировщика как в сфере производства, так и затраты в

сфере эксплуатации и производства [2]. Приведенные удельные затраты на единицу продукции [2]:

$$Z_U = [U + Z_k (P_k + E_n) + E_n K_{\text{э}}] / П_{\text{э}}, \quad (1)$$

где $П_{\text{э}}$ – эксплуатационная производительность, U – текущие затраты потребителя, связанные с выполнением технологического процесса без учета отчислений на реновацию техники; Z_k – капитальные затраты, связанные с созданием, производством, доставкой и монтажом техники; P_k – отчисления на реновацию от капитальных затрат; E_n – нормативный коэффициент эффективности; $K_{\text{э}}$ – сопутствующие капитальные вложения потребителя на эксплуатацию техники.

Все критерии, используемые при оценке эффективности устройства управления рабочим органом, являются иерархически подчиненными этому основному критерию. Однако использование приведенных удельных затрат в качестве критерия для определения эффективности устройства управления рабочим органом является затруднительным в силу большого количества показателей. При этом важнейшим показателем более низкого иерархического уровня является эксплуатационная производительность $П_{\text{э}}$, так как все показатели более высокого уровня не могут быть определены без известного значения этого показателя.

Показатель производительности скрепера-планировщика при планировочных работах можно вычислить как [3]:

$$Пэ = 3600 \frac{V_{сп} \cdot L_n}{n_э} = \left[\frac{м^2}{ч} \right], \quad (2)$$

где L_n – ширина захвата рабочего органа скрепера-планировщика, $V_{сп}$ – скорость движения скрепера планировщика, $n_э$ – число проходов по одному участку земляного полотна.

Учитывая, что скорость движения скрепера-планировщика $V_{сп}$ при разработке грунта определяется тягово-сцепными характеристиками машины, режимом работы и физико-механическими свойствами разрабатываемого грунта. Поэтому очень сложно вычислить $Пэ$ для всех внешних условий. Более низким иерархическим показателем является количество проходов скрепера-планировщика по обрабатываемому участку $n_э$.

Так как при формировании земляного полотна рассматриваются оба его параметра, то необходимо найти такое количество проходов n_Y или $n_э$, которое обеспечит требуемую точность, как в продольной, так и в поперечной плоскости [4]:

$$n_э = \begin{cases} n_Y, & \text{при } n_Y \geq n_Y' \\ n_Y, & \text{при } n_Y < n_Y' \end{cases} \quad (3)$$

$$n_i = \frac{\lg \left(\frac{\sigma_{Нi}}{\sigma_{Ki}} \right)}{\lg K_{сг}}, \quad (4)$$

где σ_K – требуемая точность, которая должна быть достигнута в результате обработки земляного полотна, σ_H – начальное значение среднеквадратичного отклонения земляного полотна, $K_{сг}$ – коэффициент сглаживания земляного полотна, $i = Y$ для продольной плоскости, $i = \gamma$ для поперечной плоскости.

Из всех параметров, входящих в выражение (4) наиболее интересным является коэффициент сглаживания, определяемый точностью обработки земляного полотна. Вычисление $K_{сг}$ производится по формуле [4]:

$$K_{сг} = \frac{\sigma_{i(n-1)}}{\sigma_{i(n)}}, \quad (5)$$

где n – количество проходов машины по одному следу.

При работе скрепера-планировщика формируется рабочим органом земляное полотно с необходимым продольным и поперечным уклоном. Данные параметры контролируются отклонением параметров земляного полотна от проектного значения по длине разрабатываемого участка через определенные интервалы, установленные в проектной и руководящей документации [3, 5].

$$\sigma_Y = \sqrt{\frac{1}{m-1} \cdot \sum_{i=1}^m (Y_{Pi} - Y_{Pcp})^2}; \quad (6)$$

$$\sigma_Y = \sqrt{\frac{1}{m-1} \cdot \sum_{i=1}^m (Y_{Pi} - Y_{Pcp})^2}; \quad (7)$$

где Y_{Pi} , Y_{Pi} – величина высотных отметок и поперечного уклона полотна, формируемого рабочим органом, соответственно i -го измерения, Y_{Pcp} и Y_{Pcp} – средние значения высотных отметок продольного и поперечного уклона полотна, формируемого рабочим органом, m – число замеров земляного полотна.

Необходимо помнить, что в устройстве управления рабочим органом присутствует контур отрицательной обратной связи, и на нее распространяются все требования, предъявляемые к системам автоматического регулирования, в том числе и требование по обеспечению устойчивости системы. В данной работе количественная оценка устойчивости устройства управления оценивается при помощи коэффициента колебательности M , определяющегося из выражения [6]:

$$M = \frac{X_{max2}}{X_{max1}} \cdot 100\%, \quad (8)$$

где X_{max1} и X_{max2} – значения двух соседних максимальных отклонений переходной характеристики от установившегося или заданного значения при:

$$\frac{dX_{max1}}{dt} = \frac{dX_{max2}}{dt} = 0. \quad (9)$$

При коэффициенте колебательности 100 % и больше система будет неустойчивой. Если система устойчива, то коэффициент колебательности M будет лежать в пределах от 0 до 99 %. Коэффициент колебательности будет стремиться к 0, если переходный процесс является аperiodическим и соответственно система будет абсолютно устойчивой. Для наиболее устойчивой работы коэффициент колебательности M должен быть минимален, то есть равным нулю. Абсолютную устойчивость устройства управления можно принять как ограничение к принятому критерию эффективности.

Исходя из вышеописанного, задача оценки эффективности устройства управления рабочего органа сводится к определению коэффициентов сгла-

живания $K_{сг\gamma}$ и $K_{сг\gamma}$, при условии необходимого количества проходов машины по одному следу (3) и абсолютной устойчивости устройства управления, оцениваемой коэффициентом колебательности M :

$$K_3 \rightarrow \max \text{ при } M = 0; \quad (10)$$

$$K_3 = \begin{cases} K_{сг\gamma} \text{ при } K_{сг\gamma} \leq K_{сг\gamma}; \\ K_{сг\gamma} \text{ при } K_{сг\gamma} > K_{сг\gamma}. \end{cases} \quad (11)$$

Таким образом, выбранный критерий эффективности K_3 в виде коэффициента сглаживания $K_{сг\gamma}$ или $K_{сг\gamma}$ будет наилучшим образом характеризовать использование устройства управления рабочим органом скрепера-планировщика и служить для её оценки.

Библиографический список

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности маши для земляных работ: Производственное издание. – М.: Транспорт, 1992. – 136 с.
2. Беляев В.В. Повышение точности планировочных работ автогрейдерами с дополнительными опорными элементами рабочего органа: Дис. ... канд. техн. наук. – Омск, 1987. – 230 с.
3. Алексеева Т.В., Щербаков В.С. Оценка и повышение точности зелеройно-транспортных машин: Учеб. пособие. – Омск: СибАДИ, 1981. – 99 с.
4. Щербаков В.С. Научные основы повышения точности работ, выполняемых землеройно-транспортными машинами: Дис. ... доктора. техн. наук. – Омск, СибАДИ, 2000. – 416 с.
5. Строительно-дорожная, коммунальная и специальная техника в России и странах СНГ / ЗАО "Уралтехноцентр". – Челябинск: 2002. – 301 с.
6. Юревич Е.И. Теория автоматического управления. – 3-е издание. - СПб.: БХВ-Питербург, 2007. – 560 с.

УДК 621.87 : 621.865.8 : 51.74

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОВМЕЩЕННОГО РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ, ПЕРЕМЕЩАЮЩИХ ОБЩИЙ ГРУЗ

М.С. Корытов, докторант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Совместная работа по перемещению груза двумя или несколькими грузоподъемными кранами (ГПК) является работой исключительной важности, высокой сложности и выполняется сравнительно редко, например, при перемещении крупногабаритных грузов или груза большой массы, превышающей грузоподъемность отдельного ГПК, то при выполнении данного вида работ определяющими становятся критерии безопасности и координатной точности работы группы ГПК. Значения данных критериев

определяются на основе обобщенных координат двух отдельно стоящих ГПК.

Все критерии эффективности совмещенного рабочего процесса группы ГПК предлагается разделить на 3 иерархических уровня (рис. 1). В качестве частных критериев нижнего (3-го) иерархического уровня оценки эффективности совмещенного рабочего процесса двух ГПК, перемещающих общий груз, предлагается использовать критерий устойчивости ξ на основе нормальных реакций в опорных элементах [1, 2], определяемый по (1), и минимально возможную с учетом как конструктивных ограничений, так и возможных препятствий, величину обобщенной координаты q_k (длина грузового каната от оголовка стрелы до точки строповки груза).

Проверка ГПК на устойчивость является необходимым элементом обеспечения безопасной эксплуатации.

Предложен критерий оценки устойчивости ГПК с прямоугольным опорным контуром [1, 2]:

$$\xi = \min \left\{ k_1; \quad k_2; \quad \frac{1}{k_1}; \quad \frac{1}{k_2} \right\}, \quad (1)$$

где $k_1, k_2, 1/k_1, 1/k_2$ – показатели устойчивости для 4-х осей опрокидывания, входящих в опорный контур, вычисляемые на основе нормальных реакций в опорных элементах:

$$k_1 = \frac{R_1 + R_2}{R_3 + R_4}; \quad k_2 = \frac{R_2 + R_3}{R_1 + R_4}, \quad (2)$$

где R_1, R_2, R_3, R_4 – нормальные реакции на опорных элементах ГПК.

Текущее значение критерия устойчивости ξ , вычисленное на основе нормальных реакций, сравнивается с предельным критическим значением критерия $\xi_{\text{крит}}$ [1, 2].

Величина q_k , также как и величина критерия устойчивости ξ , может быть определена как в статике, так и динамике, в каждый момент временного отрезка реализации траектории перемещения груза отдельным ГПК. Причем, предпочтительными являются большие значения критерия устойчивости ξ , что соответствует большей устойчивости отдельного ГПК, и меньшие значения длины грузового каната q_k , что соответствует лучшей управляемости и создает предпосылки для повышения координатной точности положения груза со стороны отдельного ГПК. Предлагается использовать по два интегральных частных критерия 2-го уровня на основе указанных дискретных (мгновенных/статических) критериев нижнего, 3-го иерархического уровня ξ и q_k : 1) среднее значение критерия устойчивости для траектории точки подвеса груза, перемещаемой отдельным ГПК ik

($\bar{\xi}_{ik}$, $ik \in [1;2]$); 2) минимальное значение критерия устойчивости для траектории точки подвеса груза, перемещаемой отдельным ГПК ik ($(\xi_{min})_{ik}$, $ik \in [1;2]$); 3) среднее значение длины грузового каната для траектории точки подвеса груза, перемещаемой отдельным ГПК ik ($(\bar{q}_k)_{ik}$, $ik \in [1;2]$); 4) максимальное значение минимально возможной длины грузового каната для траектории точки подвеса груза, перемещаемой отдельным ГПК ik ($(q_{k \max})_{ik}$, $ik \in [1;2]$).

Частные критерии $\bar{\xi}_{ik}$; $(\xi_{min})_{ik}$; $(\bar{q}_k)_{ik}$; $(q_{k \max})_{ik}$ предлагается определять для каждого ГПК ik отдельно, а затем использовать их численные значения для вычисления комплексных относительных критериев оценки эффективности (среднего относительного критерия эффективности $\bar{\chi}$ и максимального относительного критерия эффективности $\chi_{\max}$):

$$\bar{\chi} = \frac{\sum_{ik=1}^2 \left(\lambda_1 \cdot (1 - \bar{\xi}_{ik}) + \lambda_2 \left(\frac{(\bar{q}_k)_{ik} - q_{k \min}}{q_{k \max}} \right) \right)}{2}; \quad (3)$$

$$\chi_{\max} = \max \left[\left(\lambda_1 \cdot (1 - (\xi_{min})_1) + \lambda_2 \left(\frac{(q_{k \max})_1 - q_{k \min}}{q_{k \max}} \right) \right); \left(\lambda_1 \cdot (1 - (\xi_{min})_2) + \lambda_2 \left(\frac{(q_{k \max})_2 - q_{k \min}}{q_{k \max}} \right) \right) \right], \quad (4)$$

где λ_1 , λ_2 – весовые коэффициенты значимости частных критериев ξ и q_k соответственно, $\lambda_1 + \lambda_2 = 1$.

Значения безразмерных критериев $\bar{\chi}$ и $\chi_{\max}$ находятся в диапазоне $[0;1]$. При этом меньшим значениям соответствуют более эффективные сочетания варьируемых технологических параметров. Если для траектории перемещения груза отдельным ГПК, в какой-либо точке данной траектории значение частного критерия устойчивости снижается менее величины предельного критического значения критерия устойчивости ξ_{krit} :

$$\xi(t) \leq \xi_{krit}, \quad (5)$$

то значения комплексных относительных критериев оценки эффективности $\bar{\chi}$ и $\chi_{\max}$ принимаются равными верхнему предельному, наименее оптимальному значению, т.е. 1.

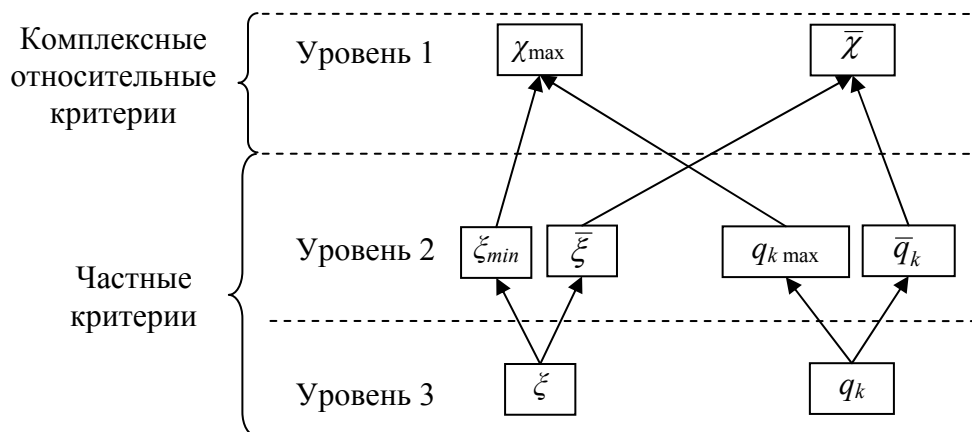


Рисунок 1. Взаимосвязь критериев эффективности совмещенного рабочего процесса двух грузоподъемных машин

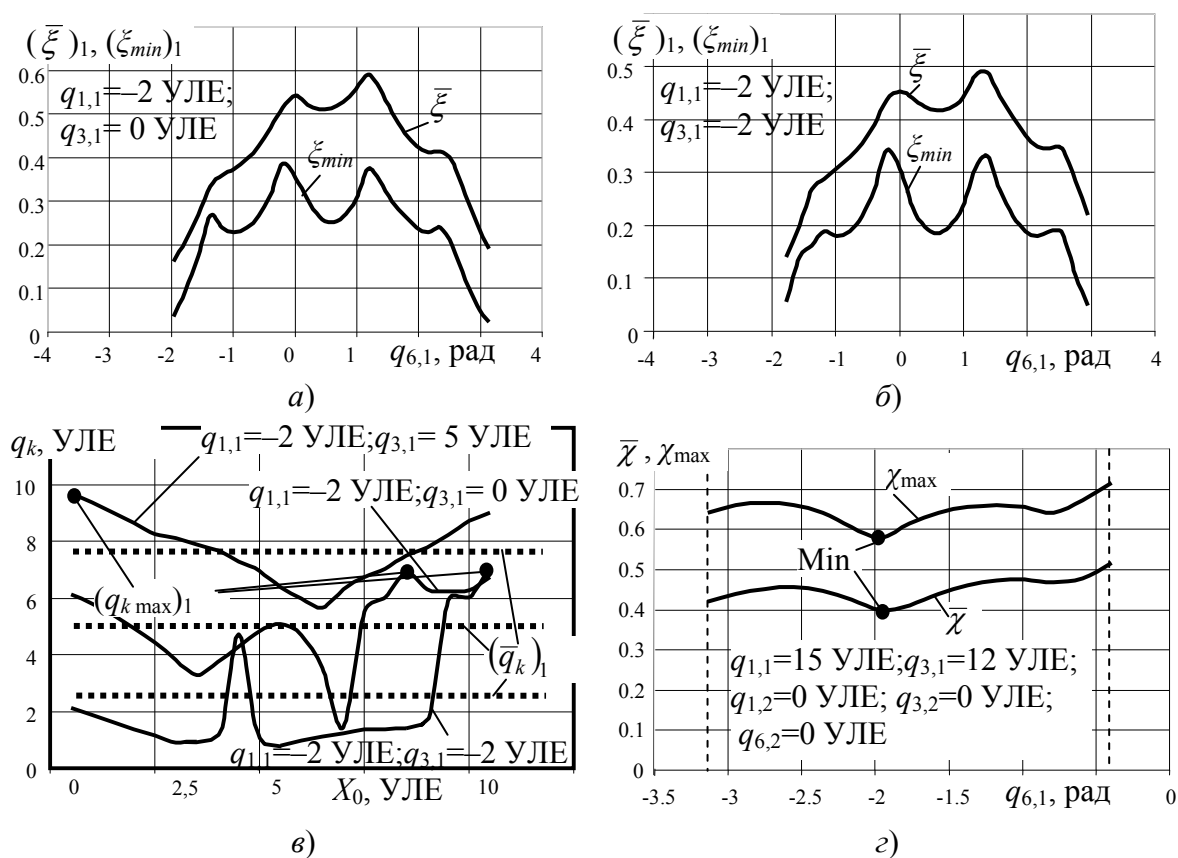


Рисунок 2. Зависимости частных (а, б, в) критериев отдельного ГПК и комплексных критериев двух ГПК (з) от линейной координаты X_0 и угла поворота шасси $q_{6,1}$ (примеры)

Взаимосвязь критериев эффективности совмещенного рабочего процесса двух грузоподъемных машин, перемещающих общий груз, представлена на рис. 1. На рис. 2 приведены примеры зависимостей частных критериев 2-го уровня отдельного ГПК (а, б, в) и комплексных относительных критериев 1-го уровня двух ГПК (з) от линейной координаты X_0 точки закрепления груза при его перемещении по планируемой траектории и угла

поворота шасси первого ГПК $q_{6,1}$ при различных значениях линейных координат базового шасси первого ГПК (линейные координаты в условных линейных единицах (УЛЕ), рисунок 3).

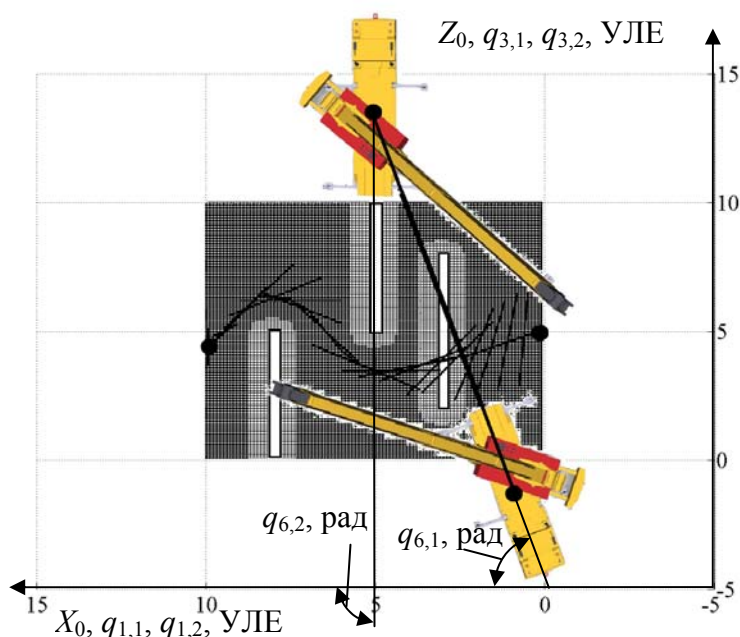


Рисунок 3. Координаты базовых шасси двух ГПК, перемещающих общий груз по заданной траектории (показаны положения двух ГПК и последовательные положения оси груза в форме цилиндра, пример)

Предложенные частные и комплексные критерии трех иерархических уровней для ГПК, перемещающих общий груз, универсальны, и позволяют в безразмерной шкале оценить эффективность совмещенного рабочего процесса двух ГПК.

Библиографический список

1. Корытов, М. С. Использование нормальных реакций в опорных элементах ГПК для оценки его устойчивости / М.С. Корытов, С.А. Зырянова // Общие и комплексные проблемы технических и прикладных наук: Межвуз. сб. тр. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – Вып. 2, Ч. 1. – С. 22-25.
2. Корытов, М. С. Критерий статической и динамической устойчивости грузоподъемного крана / М.С. Корытов, С.А. Зырянова // Дорожно-транспортный комплекс как основа рационального природопользования: Матер. Междунар. науч. - техн. конф. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – Книга 1. – С. 27-29.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ЦЕХА ПРИ СИНТЕЗЕ СРЕДСТВАМИ САПР

Е.Н. Леонов, ассистент

Тобольский индустриальный институт филиал ТюмГНУ

Тобольск

Объектом проектирования систем электроснабжения (СЭС) средствами САПР на данном этапе является отдельно взятые цеха промышленных предприятий (производится выбор распределительных пунктов (РП), распределительных шкафов (ШР) автоматических выключателей и проводов для всех потребителей).

В элементный состав РП и ШР входят сборные шины, защитно-коммутационная аппаратура и контрольно-измерительные приборы. Сборные шины могут секционироваться на конструктивно несвязанные части (секции) в зависимости от категории питаемых потребителей. Каждая шина (секция) получает питание по основному и резервным вводам в зависимости от требуемой кратности резервирования заданного ПУЭ и от принятой структуры сети.

Таким образом процесс детализации электрических сетей при разработке принципиальных схем РП и ШР сводится к следующим процедурам:

- уточнение количества и элементного состава РП и ШР;
- построение распределительных электрических сетей с учётом категорийности потребителей и дублирования вводов отдельных потребителей;
- выбор защитно-коммутационной аппаратуры.

Для уяснения структуры программы разработан алгоритм, фрагмент которого представлен на рисунке 1. С его помощью можно наглядно представить формы программы, объекты в виде элементов управления, их назначение и взаимодействие. Также прослеживается переход от одной формы к остальным (от ввода исходных данных до получения отчетов по СЭС цеха).

На данном этапе разработанная САПР реализует следующий набор алгоритмов:

- 1) сведение данных о потребителях цеха в таблицу;
- 2) расчет токов по ЛЭП внутри цеха;
- 3) выбор ШР и РП из БД (технология файл-сервер с использованием SQL-запросов;
- 4) выбор проводников для отдельных электроприемников (учитывается тип, способ прокладки, материал проводника);
- 5) выбор коммутационной аппаратуры (автоматических выключателей, магнитных пускателей и др.) с использованием БД;

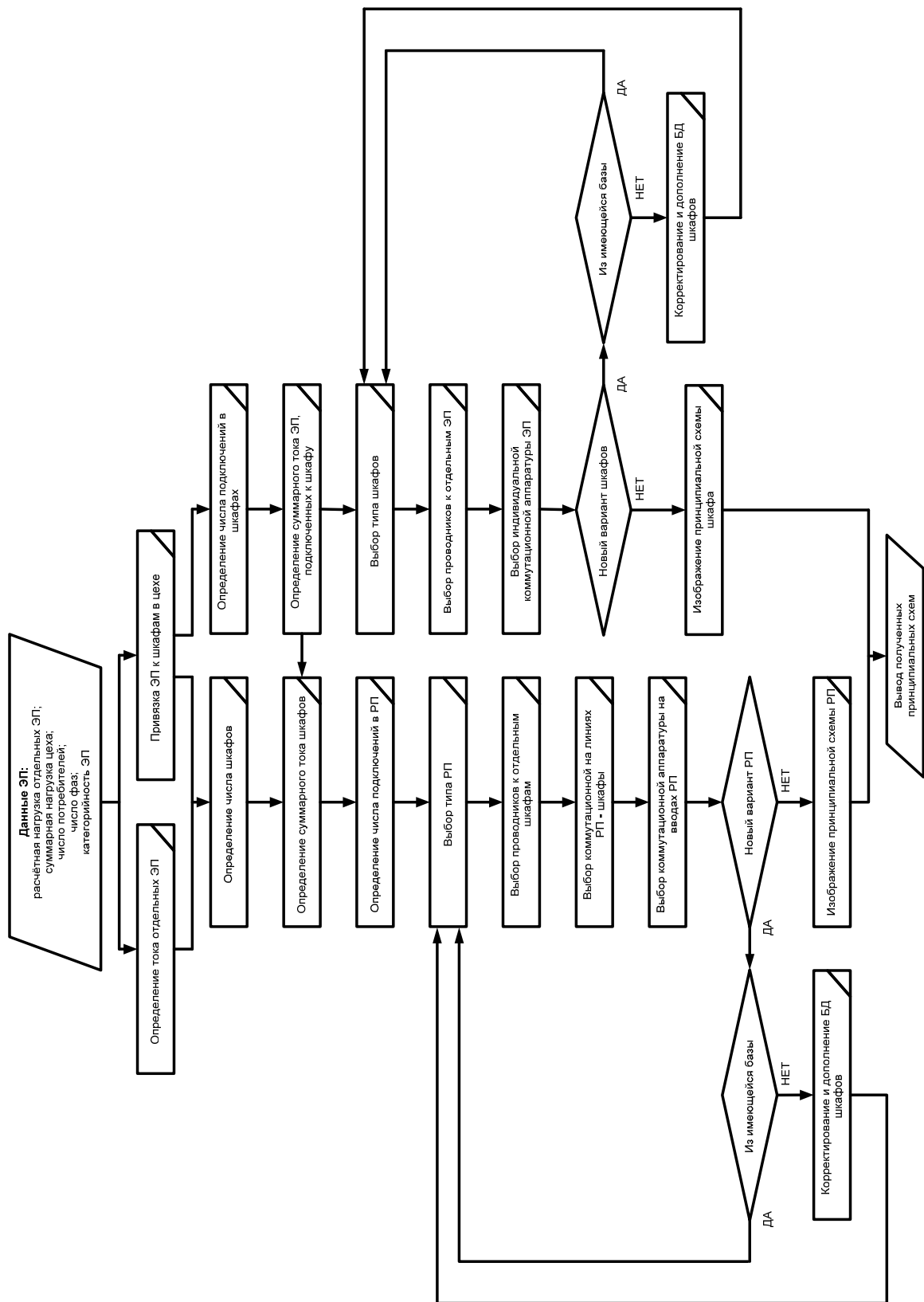


Рисунок 1. Схема алгоритма выбора СЭС цеха

- 6) корректирование и дополнение БД и справочной информации;
- 7) формирование принципиальных схем ШР и РП, их хранение, подготовка к распечатке;
- 8) формирование отчётов работы САПР, их хранение, подготовка к распечатке.

Категорийность потребителей и количество требуемых для них вводов определяется на этапе детализации потребителей. Поэтому процедуры уточнения и построения распределительных сетей достаточно легко реализуются перебором небольшого числа возможных вариантов для последовательных и параллельных фрагментов сетей: фидерная группа, ШР, РП. В САПР эти процедуры реализуются в режиме диалога «проектировщик-машина» с использованием необходимых БД. Однако при выборе защитно-коммутационной аппаратуры требуются специальные расчётные методы, которые требуют отдельного рассмотрения.

Имеются два принципиальных подхода к оценке надежности систем электроснабжения.

Первый подход опирается на нормативные документы (ПУЭ, ГОСТ), в которых все электроприемники разделяются на три категории. Реализация этого подхода при формировании СЭС формально не представляет затруднений. Однако к узлам сети, как правило, подключаются потребители, относящиеся к различным категориям. При этом если ориентироваться на наименее ответственных потребителей (выбирать наиболее простую и дешевую схему), то не будут обеспечены требуемым уровнем надежности наиболее ответственные потребители. Если же при выборе схемы ориентироваться на ответственные потребители, то это может привести к неоправданному усложнению и удорожанию схемы СЭС. В рыночных экономических условиях эти требования необходимо оценивать с экономической точки зрения, но они должны быть сохранены применительно, по крайней мере, к случаям перерыва электроснабжения, которые приводят к опасности для жизни людей, взрывам пожарам и, возможно, к другим неблагоприятным последствиям.

Второй подход предполагает экономическую (количественную) оценку от недоотпуска электроэнергии – экономический ущерб из-за недоотпуска электроэнергии. Его рекомендуют использовать прежде всего в тех случаях, когда сравниваемые варианты схем СЭС существенно отличаются по надежности электроснабжения, а также для оценки мероприятий, направленных на повышение надежности. Недостаток такого подхода заключается в неоднозначности (неточности) численных значений удельных ущербов от недоотпуска электроэнергии потребителям.

В рыночных условиях на первый план выдвигаются экономические интересы отдельных организаций: электроснабжающей (поставщика электроэнергии) и потребляющей электроэнергию. Обычно в энергосистеме выбирается целесообразный уровень надежности в зависимости от требо-

ваний потребителя. Они определяются при расчетной аварии, для которой устанавливаются нормативы надежности, например по устойчивости энергосистем. Считается, что электроэнергетические элементы и система должны обеспечивать уровень надежности на 0,9 – 0,99 за время работы. Для потребителей особой группы 1 категории уровень надежности составляет 0,999. Но хорошо известно, что и при таком расчетном уровне возможны аварии. Техника никогда не может быть абсолютно надежной. При определении уровня надежности гарантируется безопасность оборудования, особенно дорогостоящего.

Правильный выбор числа, размещения и участков нагрузок отдельных ШР в значительной мере определяет рациональную схему электроснабжения цеха на вторичном напряжении КТП. Тем не менее, проектные решения по самой сети также могут и должны обеспечивать определённый технико-экономический эффект. Поэтому после завершения детализации КТП обычно требуется оптимизировать цеховую распределительную сеть (согласно рисунку 1). Данная оптимизация не входит в детализацию именно КТП, однако во многом зависит от неё и производится по схожим принципам.

При питании электроприёмников от распределительных шкафов (ШР) не радиально, а попарно магистралями, можно приближённо считать два приёмника за один.

С помощью известных мощностей электроприёмников и баз данных на ШР определяется число электроприёмников $n_{0,э}$ на один ШР, а затем и общее их число $n_{ш}$. При этом учитываются расположение электроприёмников, их связи по технологическому процессу и другие местные условия. В целом это процесс может вестись как вручную проектировщиком, так и автоматизировано САПР.

При автоматизированном выборе числа ШР следует исключать относительно большие участки цеха, на которых нет электроприёмников, а для оставшихся определять $n_{ш}$ (или $n_{0,э}$). После определения числа ШР электроприёмники, питаемые от одной подстанции, разбиваются с учётом их технологических связей и взаимной близости размещения на число групп, примерно одинаковых по количеству электроприёмников (и суммарной нагрузке). Далее определяются расчётные нагрузки по каждому ШР. Затем выбираются места установки ШР, причём учитывается целесообразность некоторого смещения ШР относительно центров их нагрузок в сторону подстанции для выравнивания и сокращения трассы магистральных линий, питающих несколько ШР.

После завершения выбора числа ШР производится выбор их вводной защитной и коммутационной аппаратуры и питающих линий. При этом необходимо учитывать принципы экономического объединения ШР в группы, питаемые общей магистралью, на основе общего положения об

экономичности снижения протяжённости сети. Поэтому данные расчёты желательно производить в режиме диалога проектировщик – ЭВМ.

Библиографический список

1. Аветисян, Д.А. Автоматизация проектирования электрических систем. – М.: Высшая школа, 1998.
2. Каялов, Г.М. Основы построения промышленных электрических сетей / Каялов Г.М., Каждан А.Э, Ковалев И.Н., Куренный Э.Г.; Под общ. Ред. Г.М. Каялова. – М.: Энергия, 1978.
3. Леонов, Е.Н. Специфика энергетических комплексов как объектов схемотехнического проектирования // Материалы XXXXII Региональной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Менделеевские чтения – 2011». Тобольск: изд-во ТГСПА им. Д.И. Менделеева, 2011.

УДК 621.865.3

О ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАНИПУЛЯТОРАХ

М.Ю. Троицкий, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Современное производство включает в себя много различных операций, выполнение которых требует наличия компьютеров и робототехники. Поэтому сегодня очень широко применяются строительные манипуляторы и промышленные роботы. Использование таких машин способствует росту производства и облегчению труда. Промышленные роботы могут выполнять любые функции, которые задает ему машинист или же при помощи компьютера, согласно составленной программе. Они могут производить сборочные и погрузо-разгрузочные работы. Строительные манипуляторы могут выполнять широкий спектр работ благодаря быстросменному рабочему оборудованию.

Строительные манипуляторы классифицируются по различным признакам (рисунок 1). По типу ходовой части они делятся на стационарные и передвижные. Передвижные, в свою очередь, подразделяются на колесные, где базовой машиной может служить автомобиль с отдельной кабиной для водителя, и гусеничные. Колесные манипуляторы могут иметь колесную формулу как 4×2, 4×4 так и 6×4, 6×6. Кроме того существуют грузоподъемные манипуляторы на базе железнодорожных платформ и речных судов. По типу привода манипуляторы подразделяются на электрические (напряжением 220В и 380В) и манипуляторы который работают от силовой установки. В качестве силовой установки может служить двигатель внутреннего сгорания бензиновый или дизельный, который приводит в действие гидравлический насос или компрессор. Это зависит от того гидравлический привод рабочего органа манипулятора или пневматический.

Существуют манипуляторы с комбинированным приводом, которые приводятся в действие при помощи и гидродвигателя и пневматического оборудования одновременно.

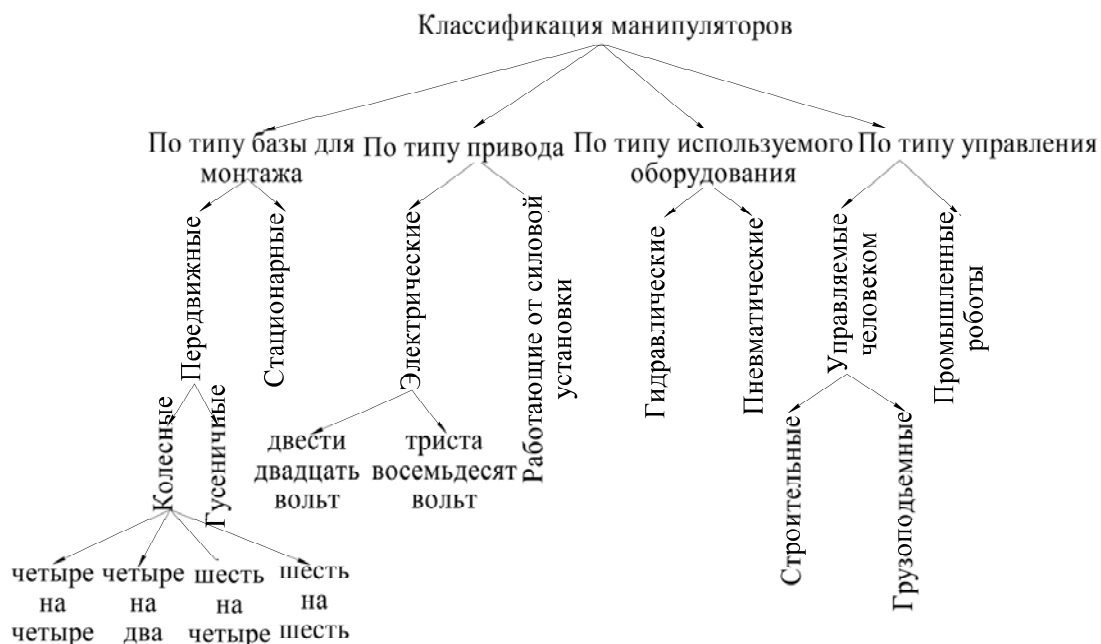


Рисунок 1. Классификация манипуляторов



Рисунок 2. Манипулятор на базе автомобиля КамАЗ

В настоящее время манипуляторы нашли широкое применение в транспортировке грузов. Такие манипуляторы изготавливаются на базе автомобиля и выполняют погрузо-разгрузочные работы, таким образом экономя время и сокращая затраты. Отечественное производство выпускают манипуляторы на базе автомобилей КаМАЗ или УРАЛ.

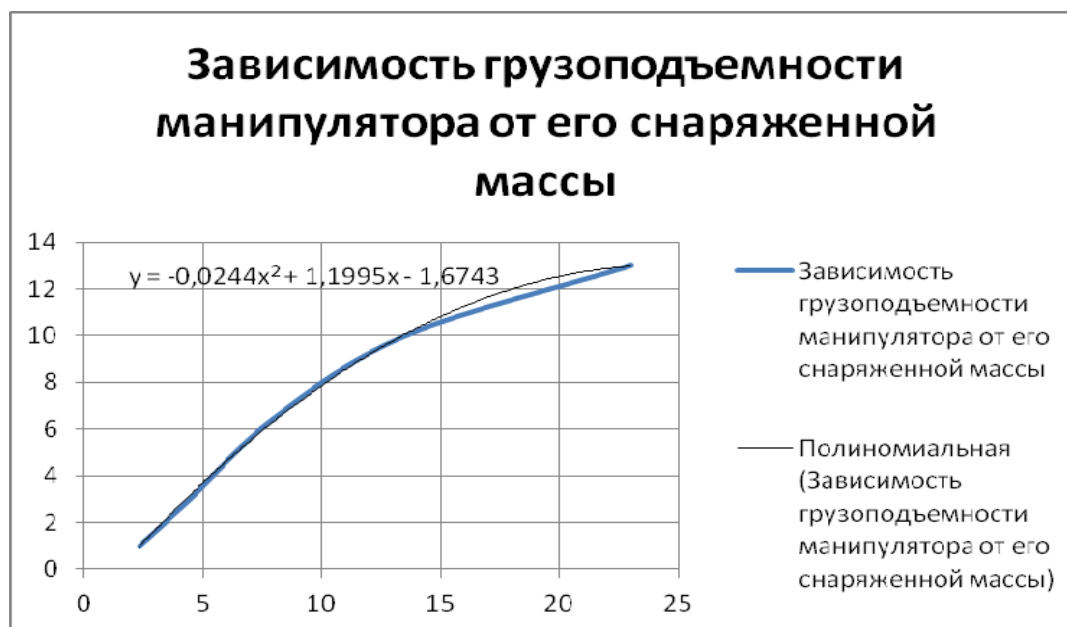


Рисунок 3. Зависимость грузоподъемности манипулятора от его снаряженной массы

Грузоподъемные манипуляторы имеют различные типоразмеры и соответственно разную грузоподъемность, манипулятор на базе автомобиля КамАЗ имеет вес 13,5 т. и грузоподъемность 10 т. Зил имея снаряженную массу 4,4 т. способен перемещать груз массой до 3 т. манипулятор на базе автомобиля Газель имеет вес 2,3 т. и грузоподъемность 1,0 т. Используя имеющиеся данные можно проследить зависимость грузоподъемности манипулятора от его снаряженной массы включая массу автомобиля. Опираясь на данный график мы видим формулу которая описывает данную зависимость:

$$y = -0,0244x^2 + 1,1995x - 1,6743 \quad (1)$$

где x — масса манипулятора с базовой машиной, т.

y — грузоподъемность манипулятора, т.

Для производства работ, в качестве рабочего органа используют различные грузозахватные приспособления. Очень часто используют крюковую подвеску или грузозахватный орган для подъема штучных грузов. Так же применяются приспособления для транспортировки круглых грузов например захват с ножницами.

При подаче механиком-водителем рабочей жидкости в поршневую полость гидроцилиндра 4, происходит перемещение подвижного рычага 5 ножниц относительно шарнира 8 до соприкосновения режущих кромок 7. За счёт усилия, создаваемого гидроцилиндром 4 происходит перекусывание режущими кромками 7. Одна из режущих кромок установлена на неподвижном рычаге 6 ножниц. При подаче рабочей жидкости в гидроцилиндр 2, который передвигает губки захвата 1 друг к другу и происходит захват объекта.

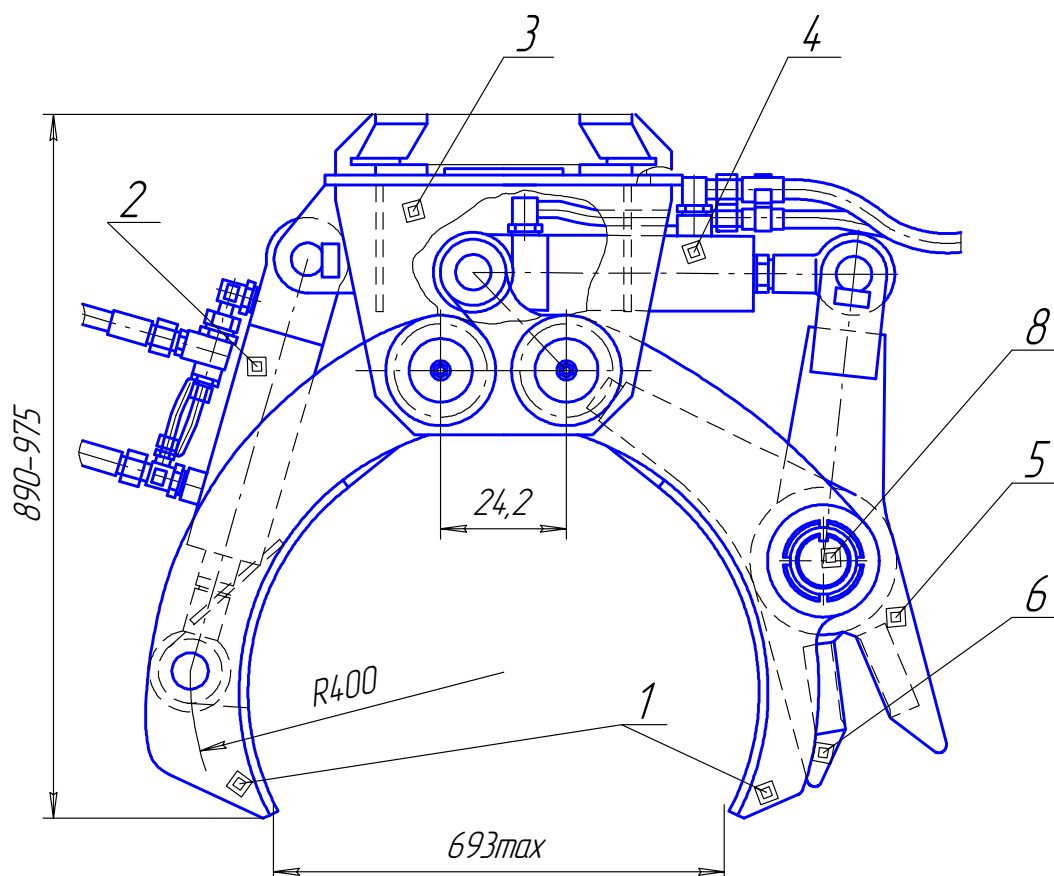


Рисунок 4. – Захват с ножницами.

1 – пальцы захвата, 2 – гидроцилиндр привода захвата, 3 – корпус,
4 - гидроцилиндр привода ножниц, 5 – подвижный рычаг ножниц,
6 – неподвижный рычаг ножниц

К корпусу 3 шарнирно крепятся пальцы захвата 1, гидроцилиндры 2,4, неподвижная и подвижная ножка ножниц 5,6.

Захват служит для перемещения груза (труб, свай, бордюров и т.д.), в свою очередь ножницы служат для вспомогательных операций (перекусывание арматур, кабеля, троса, провода и т.д.), максимальный диаметр перекусываемого объекта 14 мм.

Применение захвата с ножницами упрощает разборку старых сооружений и зданий, не требует больших физических затрат человека, допол-

нительного оборудования. Значительно экономит время и обладает большой режущей силой.

Библиографический список

1. Гидропривод и системы управления строительных и дорожных машин. Сборник научных трудов. – Омск: ОиПИ, 1989 – 142 с.
2. Гидравлическое оборудование мобильных машин. *Васильченко В.А.* Справочник. - М: Машиностроение, 1983 – 301 с.
3. Краны – трубоукладчики / *Дудолаев Ю. А., Сатаров Т. Х., Шагов Н. П.*: издание 2-е переработанное в дополнение и дополненное – М.: Высшая школа, 1976. -288 с.
4. Отчет по научно - исследовательской работе «Совершенствование исполнительных систем строительного манипулятора многоцелевого назначения» / *В.Ф. Валабанов* – Омск.: СибАДИ, 1986.- 106 с.
5. Промышленные роботы в машиностроении. Альбом схем и чертежей/ *Ю.М. Соломенцев* - М.: Машиностроение, 1987. – 140 с.

СЕКЦИЯ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ НЕФТЕГАЗОВОЙ И
СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

УДК 629.351

ВЫБОР ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ДЛЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ С ЭКСКАВАТОРОМ

И.В. Бахмет, магистрантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Дорожное строительство является большим потребителем различных материалов, полуфабрикатов и готовых изделий. В общей технологии строительного процесса транспорт является связующим звеном между заготовительными и строительно-монтажными работами. От его эффективной работы существенно зависят продолжительность и себестоимость строительства автомобильной дороги.

Для доставки грузов используют различные виды транспорта: автомобильный, железнодорожный, конвейерный, трубопроводный, пневматический и т.д. Каждый из них имеет свои преимущества, которые проявляются в определённых условиях производства.

Выбор вида транспорта производят на основе сравнения технико-экономических показателей различных вариантов перевозки грузов. При этом учитывают: стоимость транспортирования, скорость перемещения и маневрирования транспортных средств, зависимость перевозок от климатических условий и т.д.

Применение автомобильного транспорта почти всегда является наиболее экономически выгодным и технически удобным при дальности возки от 3 – 5 до 40 – 50 км, а в отдельных случаях и до 100 км. Это объясняется следующими преимуществами:

- достаточно большой скоростью перемещения (в среднем 20-40 км/ч);
- маневренностью в пределах рабочей зоны;
- наличием специальных кузовов, приспособленных для перевозки самых разнообразных грузов.

Эксплуатационная производительность транспортного средства в смену, (т/ч), определяется по формуле 1.1:

$$\dot{I}_{\dot{n}i}^y = \frac{60 \cdot G \cdot K_{\dot{a}} \cdot K_{\dot{a}}}{L \cdot t_{ia} + \frac{L}{V_{ao} + \frac{L}{V_{xx}} + t_{da} + \Sigma t}}, \quad (1.1)$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, 8ч; G – грузоподъемность транспортного средства; $K_{в}$ – коэффициент использования машины по времени, 0,8; $t_{пр}$, $t_{рг}$ – время простоя машины под погрузкой и разгрузкой, ч; $V_{гр}$, $V_{хх}$ – скорость движения гружёного и порожнего транспортного средства; $\sum t$ – время на маневры машины и переключение передач.

Таблица 1

Средняя техническая скорость автомобиля

Тип покрытия	Дальность возки, км				
	0,5	1,0	2,0	3,0	=>5,0
	Средняя техническая скорость, км/ч				
Асфальто- и цементобет,	24	30	42	42	42
Сборные плиты					
щебёночное и	22	26	36	36	36
гравийное					
грунтовое	18	20	30	30	30

Производительность экскаватора зависит от правильности выбора количества N грузоподъемности транспортных средств. Ориентировочно грузоподъемность можно определить из следующего выражения 1.2:

$$G_m = (4 - 10) \cdot q \cdot \rho, \quad (1.2)$$

где q – вместимость ковша экскаватора, 0,65 м³; ρ – плотность грунта в ковше, т/м³.

Требуемое количество автотранспорта для обслуживания одного экскаватора может быть определено 1.3.

$$N = \frac{t_{ц}}{t_{не}} = \frac{t_n + \frac{L}{V_{гр}} + \frac{L}{V_{хх}} + t_p + \sum t}{t_{пр}} \quad (1.3)$$

где $t_{ц}$ – продолжительность рабочего цикла автомобиля, ч;

$$t_{ia} = \frac{G_{\dot{y}}}{\dot{I}_{i.\dot{n}}} + t_i, \quad (1.4)$$

где $G_{\dot{y}}$ – грузоподъемность транспортного средства, т;

$\Pi_{л.с}^{\dot{y}}$ – эксплуатационная производительность погрузочного средства, т/ч.

Рассмотрим работу экскаватора с двумя автосамосвалами грузоподъемностью 7 т и 10 т.

Определим эксплуатационную производительность автосамосвалов в час по формуле 1.1 и данные занесем в таблицу 2.

Таблица 2

Дальность Транспортирования, км	7 т	10 т
	$\Pi_{\text{э}}, \text{ т/ч}$	$\Pi_{\text{э}}, \text{ т/ч}$
2	71,8	102
3	50,7	72,2
4	39,2	55,9
5	31,9	45,5

Определим требуемое количество автотранспорта для обслуживания экскаватора по формуле 1.3.

Таблица 3

Дальность Транспортирования, км	7 т	10 т
	N	N
2	0,8	0,56
3	1,19	0,8
4	1,54	1,03
5	1,82	1,26

На основе полученных данных построим графики зависимостей $\Pi_{\text{э}}$, от дальности транспортирования L и требуемое количество автотранспорта N.

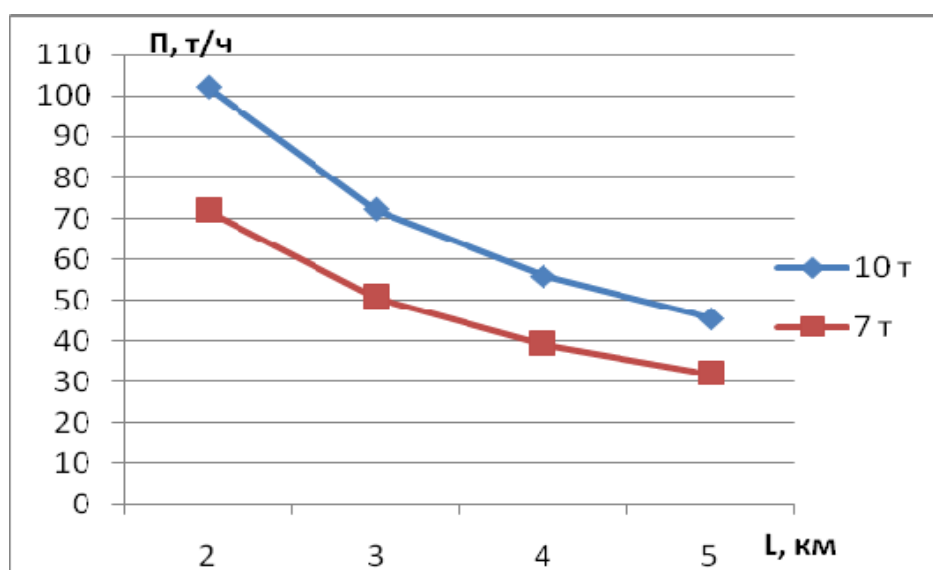


Рисунок 1. График зависимостей $\Pi=f(L)$

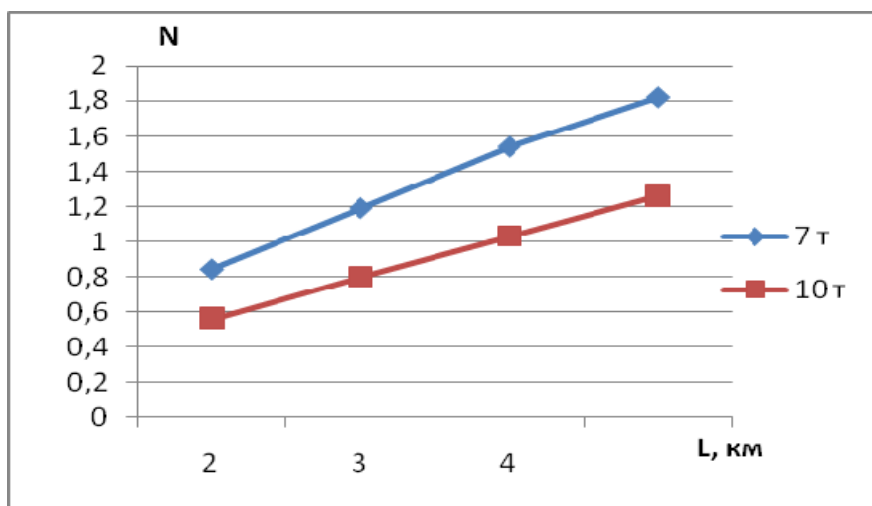


Рисунок 2. График зависимостей $N=f(L)$

Из рисунка 2 видно, что при увеличении дальности транспортирования грунта их количество увеличивается. При этом производительность автомобилей зависит от их грузоподъемности.

Для оценки эффективности применения того или другого транспортного средства определяется стоимость перевозки 1 тонны груза по формуле /1.5:

$$C = \frac{C_{\text{м.ч}}}{\Pi_{\text{ч}}^{\text{э}}}, \quad (1.5)$$

где C – стоимость часа, руб/т.

Полученные результаты представлены в таблице 4.

Таблица 4

Дальность Транспортирования, км	Стоимость перевозки грунта с автотранспортом грузоподъемностью	
	7 т	10 т
2	10,5	10,6
3	14,9	15
4	19,3	19,4
5	23,7	23,8

Из которой видно, что стоимость перевозки грунта автосамосвалами грузоподъемностью 10 т несколько выше стоимости, когда используется другое транспортное средство.

Заключение.

При одинаковой продолжительности времени производительность автосамосвала 10 т будет значительно превышать производительность автосамосвала 7 т. Разница в стоимости перевозки 1 т груза для 10 и 7 т

будет составлять 0,05 %. На основе данных можно сделать вывод, что целесообразнее приобрести автосамосвал большей грузоподъемностью.

Библиографический список

1. В.Б. Пермяков. / Технологические машины и комплексы в дорожном строительстве – омск: изд-во СибАДИ.
2. ЕНИР. Сборник Е2. Земляные работы. Вып. 1. Механизированные и ручные земляные работы.
3. В.Б. Пермяков, В.Н. Иванов/ Эффективность использования средств механизации в строительном производстве.

Научный руководитель: д-р тех. наук, профессор В.Б. Пермяков

УДК 629.464.25/.26

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ О ПРОТИВОРЕЧИЯХ В ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РОТОРА ШНЕКОРОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯ

В.А. Володарец, инженер; В.М. Ворожейкин, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Эффективность работы шнекороторных снегоочистителей определяется эффективностью работы двух рабочих органов, двух систем.

I. Разрушение снега шнеком и подача снега к метательному рабочему органу - ротору.

II. Разгон снега лопастями ротора до скорости 20 – 35 м/с и отбрасывание его в сторону.

Первая задача решается разработкой снега активными или массивными (шнек, фреза, отвал) рабочими органами.

Вторая задача является более сложной, а вариантов конструкций рабочего оборудования очень мало, что говорит о слабом теоретическом обосновании рабочих процессов ротора-метателя [1, 2, 3].

При расчёте и конструировании ротора-метателя некоторые вопросы принимаются без должного обоснования, по аналогии.

Для упрощения конструкции ротор делают шестилопастным с длинными радиальными лопастями и концентричным, с постоянным радиусом, кожухом.

При вращении ротора материал принимается центробежными силами к кожуху, но вдоль лопасти не движется и не возникает силы Кориолиса, препятствующие движению снега вдоль лопасти.

Но ширина разгрузочного окна делается очень большой, для обеспечения полного схода снега с лопасти в разгрузочный (выбросной) патрубок.

Широкий выбросной патрубок и длительная разгрузка снега с лопасти приводит к разрыхлению выбрасываемого снега, снижению его плотности в 2 – 2,5 раза ($\sim 0,08 - 0,1 \text{ т/м}^3$) и резкому торможению снежного потока и снижению дальности отбрасывания снега.

Для увеличения дальности отбрасывания снега делаются попытки установки на выхлопной патрубок аэродинамического ускорителя, эффективность работы которого очень низкая при больших расходах воздуха.

Но дальность полёта снега можно увеличить за счёт формирования более плотной и компактной снежной струи, что решается, в первую очередь, установкой значительно большего числа коротких лопастей.

В то же время, установка коротких лопастей по периферии ротора освобождает внутреннее пространство ротора и облегчает процесс передачи снега со шнеков на ротор.

Если время схода снега с длинной лопасти ($l \sim 0,8R$) велико, то плотность и дальность полёта выбрасываемой струи снега будут незначительными.

Плотная струя снега будет лететь на большее расстояние.

Более плотную и дальнобойную вылетающую струю снега можно сформировать ротором с системой коротких лопастей при большем их количестве.

Это может привести к следующим положительным результатам:

1. Облегчится заполнение ротора снегом из шнековой камеры;
2. При меньшей длине движения снега вдоль лопасти снизятся затраты на преодоление трения от действия сил Кориолиса;
3. Появится возможность кинематического ускорения движения снега вдоль лопасти и увеличения дальности выброса снега.

Библиографический список

1. Шалман Д. А. Снегоочистители. Л.: Машиностроение, 1973, – 216с.
2. Артемьев К. А. Дорожные машины: ч. II. Машины для устройства дорожных покрытий / Т. В. Алексеева, В. Г. Белокрылов /. – М.: Машиностроение, 1982, – 396с.
3. Иванов А. Н., Мишин В. А. Снегоочистители отбрасывающего действия. – М.: Машиностроение, 1981, – 159с.

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

В.А. Ганжа, канд. техн. наук, старший преподаватель;
А.В. Лысянников, аспирант; Р.В. Закитин, соискатель,
Ю.Н. Безбородов, д-р техн. наук, профессор, П.В. Ковалевич, аспирант
Институт нефти и газа
Сибирский федеральный университет
Красноярск

Строительные работы, проводимые на территории Российской Федерации, производятся преимущественно в тяжелых климатических и грунтовых условиях. Среди множества видов строительных работ значительный объем занимают земляные работы, связанные с разработкой грунтов. Приблизительно 20-25 % общего объема земляных работ производимых за год приходится на разработку мерзлых грунтов [1, 2]. Доля этих работ неуклонно растет, в том числе и в связи с интенсивным развитием предприятий нефтегазового комплекса в районах Севера, Сибири и Дальнего Востока. Из сказанного следует, что задача создания высокоэффективных машин разрабатывающих грунты в мерзлом состоянии является актуальной. Конструктивно эти машины могут быть цепными, дисковыми, фрезерными, роторными и др. Однако независимо от типа рабочего органа, в качестве режущего инструмента используются элементарные рабочие профили в виде зубков бар, клыков роторных экскаваторов, зубьев фрез и др. [2]. Геометрические и механические параметры режущего инструмента, схемы его размещения на рабочих органах, а также выбранные режимы резания оказывают существенное влияние на энергоемкость процесса разрушения мерзлых грунтов и во многом определяют значения показателей надежности и долговечности исполнительных органов, оснащаемых таким инструментом.

Определение рациональных параметров режущего инструмента и оптимальных режимов резания путем проведения натурных испытаний полноразмерных рабочих органов является дорогостоящим, энергоемким и трудоемким мероприятием. Поэтому исследователи широко используют методы физического моделирования процессов взаимодействия режущего инструмента с разрушаемой средой с использованием стендового оборудования в лабораторных условиях [3, 4, 5]. Известно, что изготовление лабораторных образцов мерзлого грунта, качественно эквивалентных натурному мерзлому грунту является многоэтапной, трудоемкой и продолжительной по времени процедурой. Причем

зачастую, полезный объем каждого приготовленного образца грунта удается использовать для проведения ограниченного числа опытов. В

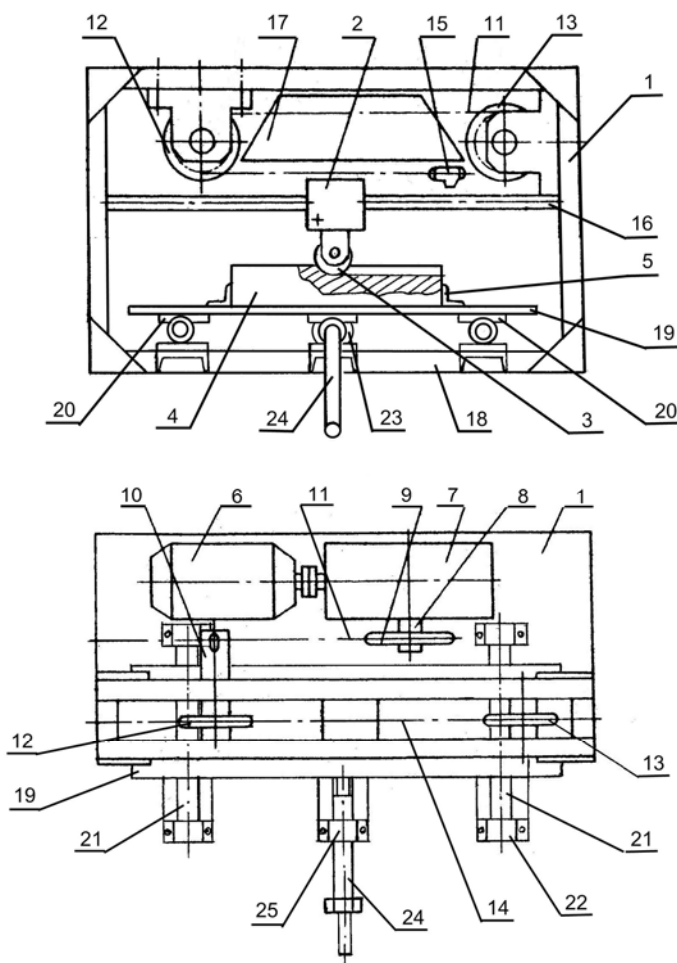


Рисунок 1. Модернизированный стенд для испытания режущего инструмента рабочих органов строительных и дорожных машин:

- 1 – опорная рама; 2 – тензометрическая головка;
- 3 – испытываемый режущий инструмент;
- 4 – образец грунта; 5 – упоры; 6 – двигатель;
- 7 – редуктор; 8 – выходной вал; 9 – звездочка;
- 10 – звездочка ведущего вала; 11 – цепь; 12, 13 – ведущая и ведомая звездочки тяговой цепи;
- 14 – тяговая цепь; 15 – захват;
- 16 – направляющие; 17 – шина; 18 – нижняя балка опорной рамы; 19 – несущая плита;
- 20 – подшипники скольжения;
- 21 – направляющие механизма поперечной подачи образца; 22 – опоры; 23 – ходовой механизм; 24 – поворотная рукоятка;
- 25 – опора поворотной рукоятки

направляющих 21 жестко закреплены в опорах 22, смонтированных на

некоторых случаях – только одного. Так в конструкции стенда для испытания рабочих органов землеройных машин [3, 6], образец грунта устанавливался на нижней балке опорной рамы стенда и жестко фиксировался упорами в одном положении, при котором обеспечивалось только однократное разрушение массива образца в его центральной части.

С целью обеспечения наиболее полного разрушения полезного объема образца мерзлого грунта проведена модернизация лабораторного стенда для испытания рабочих органов землеройных машин (рисунок 1).

Цель достигается тем, что на опорной раме 1 стенда монтируется механизм поперечной подачи испытуемого образца, включающий несущую плиту 19, к нижней поверхности которой, основанием вверх, прикреплены четыре подшипника скольжения 20, которые попарно сопряжены с двумя параллельными цилиндрическими направляющими 21, с возможностью продольного перемещения по ним. Концы

нижней балке 18 опорной рамы 1 станда. В средней части несущей плиты 19, на ее нижней плоскости, установлен ходовой механизм 23, выполненный в виде втулки, на внутренней поверхности которой выполнена резьба, взаимодействующая с резьбовой частью поворотной рукоятки 24, цилиндрическая часть которой установлена в опоре 25 нижней части рамы, с возможностью вращения в ней и без передвижения в осевом направлении. На верхней поверхности несущей плиты 19 установлены упоры 5, служащие для жесткой фиксации образца грунта 4.

Модернизированный стенд для испытания рабочих органов землеройных машин работает следующим образом.

При исследовании процесса резания грунта, образец грунта 4 устанавливается на верхнюю поверхность несущей плиты 19 и жестко фиксируется упорами 5. Сначала, вращением рукоятки 24 вправо, несущая плита 19 с закрепленным на ней образцом грунта 4, устанавливается в крайнее ближнее к рукоятке 24 положение. При этом продольная кромка образца грунта, с его внутренней стороны, установится на траектории движения рабочего органа 3. Крутящий момент от двигателя 6 передается через редуктор 7, выходной вал 8 редуктора, звездочку 9, цепь 11, ведущий вал 10, звездочки 12 и 13 и далее через тяговую цепь 14 на захват 15. Взаимодействуя с тензометрической головкой 2, захват 15 перемещает ее по направляющим 16 и осуществляет тем самым резание части массива образца грунта. Затем, вращением рукоятки 24 влево, несущая плита 19 с закрепленным на ней образцом грунта 4, перемещается на заданное расстояние в сторону противоположную рукоятке 24. При каждом перемещении, не разрушенная часть массива образца грунта заданной ширины, устанавливается на траекторию движения рабочего органа 3. При последовательном, пошаговом перемещении несущей плиты 19, до упора, в крайнем дальнем от рукоятки 24 положении, весь полезный объем массива образца грунта окажется разрушенным.

Внешний вид модернизированного стенда представлен на рисунке 2.



Рисунок 2. Внешний вид модернизированного стенда

Таким образом, предлагаемое техническое решение позволяет рационально использовать весь полезный объем массива образца грунта, снизить трудоемкость при перемещении образца и сократить затраты подготовительного времени в промежутках между каждым последующим опытом при проведении испытаний.

Конструкция модернизированного стенда для испытания рабочих органов землеройных машин защищена Патентом РФ на изобретение № 2429459 [7].

Библиографический список

1. Кузнецова, В. Н. Развитие научных основ взаимодействия контактной поверхности рабочих органов землеройных машин с мерзлыми грунтами : автореф. дисс. д-ра техн. наук / В.Н. Кузнецова; СибАДИ. – Омск, 2009. – 54 с.
2. Зеленин, А. Н. Машины для земляных работ / А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, И. П. Керов. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
3. Соколов, Л.К. Исследование процесса резания мерзлого грунта с целью обоснования и выбора рациональных параметров рабочих органов траншейных экскаваторов: автореф. дис. канд. техн. наук / Л. К. Соколов; ВНИИСТРОЙДОРМАШ. – М., 1976. – 22 с.
4. Желудкевич, Р. Б. Разрушение мерзлого грунта дисковыми резцами: автореферат дис. канд. техн. наук / Р. Б. Желудкевич; СибАДИ. – Омск, 1983. – 22 с.
5. Школьный, А.Н. Обоснование выбора конструктивных и технологических параметров исполнительного органа бесковшовых цепных траншекопателей: автореферат дис. канд. техн. наук / А.Н. Школьный; Томский гос. архитектурно-строит.ун - т – Томск, 2006. –22 с.
6. Пат. №757899 Советский Союз, МПК G01M 13/00. Стенд для испытания рабочих органов землеройных машин/ Соколов Л.К.; заявитель и патентообладатель Красноярский филиал ВНИИСТРОЙДОРМАШа, заявл. 30.05.78; опубл. 23.08.80, Бюл. №31.
7. Пат. № 2429459 Российская Федерация, МПК G01M 13/00. Стенд для испытания рабочих органов землеройных машин / В. А. Ганжа, Р. Б. Желудкевич, Ю. Н. Безбородов; заявитель и патентообладатель ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет». – №2010116560/28; заявл. 26.04.2010; опубл. 20.09.2011, Бюл. № 26.

УДК 94(47): 94(73): 005: 665.6/7

КЛЮЧЕВЫЕ ФИГУРЫ И ИСТОКИ СТАНОВЛЕНИЯ МИРОВОЙ НЕФТЯНОЙ ИНДУСТРИИ

А.Д. Гедзь, канд. техн. наук, доцент; А.В. Колунин, канд. техн. наук,
доцент; Н.А. Кузнецов, преподаватель*

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

*Военный учебно-научный центр сухопутных войск

«Общевойсковая академия вооружённых сил Российской Федерации»

В представляемом материале раскрываются события почти полуторавековой давности. События, связанные с историей зарождения

первых нефтяных империй, которые стремительно становились определяющими факторами развития мировой экономики. Ретроспектива открывается историей первой американской суперкорпорации - «Стандард Ойл». Владимир Ульянов-Ленин, непримиримый критик империализма, называл «Стандард Ойл» «знаменитым керосиновым трестом» [1], невольно признавая тем самым его значимость в развитии мировой нефтяной отрасли. Демоническая аура отца-основателя компании, первого в мире миллиардера Джона Дэвисона Рокфеллера, несомненно, повлияла на становление американского капитализма и на «формат» мировой экономики в целом.

История нефтяной отрасли в Америке началась в глухом углу штата Пенсильвания - поселении Тайтусвилль. В 1859 году неизвестно откуда появившийся некто «полковник» Дрейк, после многочисленных безуспешных попыток обнаружить нефть, пробурил-таки первую удачную скважину. Всего через год сравнительно небольшие территории на северо-западе Пенсильвании уже почти официально именовались «Нефтяным районом». Тысячи людей, увлеченных идеей скорейшего обогащения, стягивались туда со всего американского Севера.

Бурному росту нефтедобычи во второй половине XIX века способствовала начавшаяся после гражданской войны промышленная революция. Изначально нефтекапиталы сколачивались на маленьких нефтеперерабатывающих заводиках, где из нефти получали керосин - дешевый источник освещения. К концу первого десятилетия добычи в «Нефтяном районе» случился кризис перепроизводства. Сначала нефть стала стоить дешевле бочки, в которой она перевозилась, а потом и дешевле питьевой воды. В то самое время, а именно 10 января 1870 года, произошло одно из самых знаменательных событий в истории американского капитализма - Джон Дэвисон Рокфеллер и четыре его компаньона объединили свои активы и основали «Стандард Ойл компани».

Джон Дэвисон Рокфеллер, именем которого пугали детей сначала только в «Нефтяном районе», затем по всей Америке, а потом и в целом мире, родился в 1839 году. Юный Джонни уже в семь лет провернул свою первую успешную сделку. В канун Дня благодарения он выгодно перепродал соседским домохозяйкам откормленных на собственной ферме индюшек. Свои богоугодные способности к обогащению и почти мистическое деловое чутье целеустремленный и набожный мальчик стал развивать, поступив в 16 лет на работу в торговую фирму. В 20 лет у него уже была собственная оптовая фирма, дела которой значительно улучшились во время гражданской войны. Естественно, Рокфеллер, проживавший в непосредственной близости от «Нефтяного района», не мог оставаться в стороне от столь прибыльного дела. К 1865 году (в 26 лет), став единоличным хозяином своей фирмы, он

превратил ее в самую крупную нефтеперерабатывающую компанию Кливленда. А ко времени появления «Стандард Ойл компани» Рокфеллер уже владел бизнесом с многомиллионным оборотом [2].

Новая компания, контролировавшая десятую часть всей нефтепереработки Америки, как и вся отрасль того времени, с трудом выдерживала резкие колебания цены на нефть и постоянное снижение цены на керосин. К тому времени перерабатывающие мощности в три раза превышали потребности рынка. В условиях ожесточенной конкуренции заработать на нефтепереработке и продаже керосина можно было, только если компания могла договориться с железнодорожниками о скидках на перевозку сырой нефти. «Стандард Ойл» ловко воспользовалась неуправляемой конкуренцией на рынке железнодорожных перевозок. Через подставную компанию Рокфеллер организовал картель, который загружал входящие в него железнодорожные компании работой, а «Стандард Ойл», в свою очередь, получила не только большие скидки на перевозку, но и так называемые уступки - отчисления за все остальные перевозки, осуществляемые другими нефтепереработчиками "Из всех способов подавления конкуренции, когда-либо задуманных группой американских промышленников, этот был самым безжалостным», - писал один из биографов Рокфеллера.

Естественно, такая ситуация не могла долго продолжаться - взбунтовались нефтедобытчики. По всей Пенсильвании они устраивали марши и бойкоты перерабатывающих заводов и железных дорог. Единственным выигравшим в этой войне, однако, оказался Рокфеллер. «Стандард Ойл» скупил большую часть разорившихся кливлендских перерабатывающих заводов и несколько крупнейших заводов в Нью-Йорке. В 1872 году фирма Рокфеллера (ему было 33 года) стала самой большой нефтеперерабатывающей компанией в Америке. А к 1879 году «Стандард Ойл» контролировала 90 американской нефтепереработки, а также трубопроводы и систему хранилищ в нефтяных регионах. Она же доминировала в перевозках. А в 1890-е годы компания Рокфеллера контролировала уже 95 всей американской нефтедобычи [2].

В 1882 году акционеры «Стандард Ойл» подписали знаменитое «трастовое соглашение», учредившее попечительский совет, которому были переданы акции всех фирм, контролируемых «Стандард Ойл». Затем сколоченный трест выпустил 700 тысяч акций, из которых почти 200 тысяч принадлежали Рокфеллеру. Для управления первой гигантской корпорацией были созданы центральный офис и система комитетов: комитет внутренней торговли, экспортный комитет, комитет по производству, комитет по персоналу, комитет по трубопроводам и другие. Все они возглавлялись исполнительным комитетом, руководители которого входили в десятку самых богатых людей в Америке.

Почти всё последующее десятилетие «Стандард Ойл», практически задушившая конкуренцию в нефтяном бизнесе, вела войну с администрациями нескольких американских штатов, которые заваливали суды антимонопольными исками. Рокфеллер использовал все мыслимые рычаги: подкуп высокопоставленных чиновников и сенаторов, рекламу и заказные статьи, благотворительность и спонсорскую поддержку партий. Борьба шла с переменным успехом. «Стандард Ойл» за 90-е годы XIX века пришлось несколько раз поменять свою организационную форму. Но даже такие атланты большого бизнеса, как Дж. Рокфеллер, рано или поздно устают от борьбы. В 1897 году почтенный промышленник ушел на покой. Оставшиеся сорок лет жизни он посвятил обустройству многочисленных имений, управлению своими капиталами, но главной его слабостью была благотворительность. Кроме того, он поставил себе задачу дожить до 100 лет. И был близок к исполнению своей мечты - Джон Дэвисон Рокфеллер умер на 98-м году жизни, в 1937 году.

Столь примечательная личность, как Рокфеллер, не могла не заинтересовать многочисленных журналистов, которые, ещё при жизни первого в мире миллиардера, храбро облаивая его в прессе, сделали себе громкое имя. Вся Америка узнала о беспощадных методах конкурентной борьбы, коварных сговорах и чудовищных махинациях.

В 1906 году подогретое журналистами общественное мнение позволило президенту США Теодору Рузвельту подать антимонопольный иск от имени Соединенных Штатов Америки против крупнейшей компании страны «Стандард Ойл». «Процесс века» продлился 5 лет и закончился в 1911 году - постановлением о ликвидации компании.

Оснований для роспуска «Стандард Ойл» было предостаточно: антимонопольная компания Т. Рузвельта, движение прогрессистов, социальное недовольство, инспирированное журналистским расследованием А. Тарбелл и т.д.

1890 году, в США был принят ключевой антитрестовский закон Шермана. Компания «Стандард Ойл» не просто на 95% (!) подчинила себе отрасль, она нарушала все писанные и неписанные правила конкурентной борьбы. Поэтому неудивительно, что законодательство, уже 20 лет как принятое, было, наконец применено. В последнем акте драмы ружью, давно висевшему на стене, пришла пора выстрелить... В соответствии с антитрестовским законодательством, «знаменитый керосиновый трест», как его называл Ленин [1], в 1911 году был, раздроблен по географическому принципу (по штатам) на 33 компании. Тем самым было положено начало деятельности нескольких нефтяных крупных компаний, которые на протяжении десятилетий были лидерами отрасли. «Эксон» - наследница по прямой от «Стандард Ойл оф Нью-Джерси», «Мобил» (бывшая «Стандард Ойл оф Нью-Йорк»), «Шеврон» (бывшая «Стандард Ойл оф Калифорния»),

«Амоко» (бывшая «Стандард Ойл оф Индиана») - все они вели свою родословную от «Стандард Ойл».

Главное достижение Рокфеллера - создание сначала национальной, а затем и наднациональной системы управления нефтегазовым бизнесом. Это был гений менеджмента. При этом монополизация переработки и сбыта предшествовала монополизации добычи нефти. Кроме того, Рокфеллер умело использовал экономический кризис 1873 года для укрепления своей империи и избавления от конкурентов. Как говорится, для кого война, а для кого - мать родная.

При этом в борьбе с конкурентами он не стеснялся в выборе средств. Как, впрочем, и в выборе партнеров. Он не останавливался даже перед наймом банд, которые совершали набеги на нефтепроводы конкурентов и разрушали их; снижал тарифы до уровня, неподъемного для транспортных конкурентов, и, напротив, повышал тарифы до запретительного уровня для добывающих компаний; строил нефтепроводы, параллельные нефтепроводам своих конкурентов, и т.п. В начале 1900-х стали достоянием гласности секретные документы, раскрывавшие систему подкупа видных политических деятелей США. Переправляя деньги в правительственные канцелярии, «Стандард Ойл» опиралась на группу лиц, известных под характерным названием «черная кавалерия».

В те далёкие годы российская нефтяная индустрия развивалась своим путём. Первые годы существования нефтяной промышленности в России проходили почти так же бурно и авантюрно, как и в Америке. Но если в США нефтянка развивалась под контролем «бесчеловечной» монополии Д. Рокфеллера, то в России флагманом отрасли стала компания, имевшая вполне человеческое, даже по современным понятиям либерального капитализма, лицо. «Товарищество нефтяного производства братьев Нобель» («Бранобель») за 40 с лишним лет смогло создать бизнес, вполне сопоставимый по масштабам с американским гигантом. Братьев было трое - Роберт, Людвиг и Альфред. Для них были не приемлемы бесчеловечные методы конкурентной борьбы. При организации своего бизнеса братья делали ставку на внедрение передовых технологий в производство, улучшение условий труда рабочих и повышение образовательного уровня своих сотрудников. По проекту Л. Нобеля строились первые, огромные по тем временам, резервуары из клепаного железа для хранения нефти и нефтепродуктов. Многочисленные технические новшества, разработанные при непосредственном участии братьев, внедрялись в нефтепереработку. Так, например, были изобретены станок ударного бурения «Нобель», скважинный штанговый насос «Бранобель», новые системы дифлегматоров и воздушных мешалок, улучшивших очистку керосина. Все оборудование «Товарищество» изготавливало в России, на собственных заводах. В 1889 году братья в сотрудничестве с Рудольфом Дизелем организовали в Санкт-Петербурге

производство дизельных двигателей на заводе «Людвиг Нобель» (впоследствии «Русский дизель») [3]. Двигателигодились и товариществу: ими оснащались наливные суда Нобелей. О том, насколько тщательно была продумана производственная система, говорит хотя бы тот факт, что именно «Бранобель» стала первой в мире компанией, учредившей специальную должность штатного геолога, специализирующегося на разведке и исследовании месторождений. Кроме этого, компания могла гордиться самой прогрессивной системой управления, в том числе управления персоналом. Во-первых, впервые в Бакинском районе, именно в компании братьев Нобелей, трудовой день был сокращен с 14 до 10 часов. Во-вторых, было организовано медицинское наблюдение за всеми рабочими. Строились, по современному говоря, дома отдыха и детские сады. Для более высокопоставленных сотрудников в Баку, где нефтяное товарищество имело одиннадцать самостоятельных заводов, были построены дома, столовая, библиотека, зал для увеселительных собраний, бильярд и кегельбан. Там же был разбит роскошный парк с цветником и оранжереей. И, конечно, особое внимание уделялось образованию. Помимо бесплатного вечернего обучения всех желающих грамоте, любой рабочий мог дополнительно изучать физику, черчение и другие полезные дисциплины [3].

Благодарные потомки их не забыли. Так, с 1889 года существовала Российская Нобелевская премия в память о Людвиге Нобеле, в то время как первое вручение шведской премии состоялось 10 декабря в 1901 году, в день рождения Альфреда Нобеля.

Библиографический список

1. *В.И. Ленин*, Империализм, как высшая стадия капитализма // Полное собрание сочинений. Том 27.
2. *Д. Коротаева*, Трест который лопнул // Сибирская нефть 2006 №3.
3. *Д. Коротаева*, Капитализм с человеческим лицом // Сибирская нефть 2006 №4.

УДК 622.233.5

НОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СООРУЖЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СКВАЖИН В ГРУНТОВЫХ МАССИВАХ ДЛЯ ПРОКЛАДКИ ПОДЗЕМНЫХ КОММУНИКАЦИЙ БЕСТРАНШЕЙНЫМ СПОСОБОМ

Б.Б. Данилов, д-р техн. наук, заведующий лабораторией
Институт горного дела СО РАН
Новосибирск

Одним из основных процессов в подземном строительстве при прокладке подземных коммуникаций является процесс сооружения

скважин в породном массиве. В последнее время бестраншейные способы прокладки все чаще становятся единственно возможными методами ведения строительных работ, позволяющими уменьшить негативное воздействие строительства на окружающие его объекты.

Основу многообразия технологий бестраншейной прокладки коммуникаций составляют три способа сооружения скважин - прокол, продавливание и бурение. Эти способы отличаются реализованным в них методом образования скважины.

Прокол относится к способам сооружения скважин без экскавации грунта. Рабочий орган внедряется в грунтовой массив, образуя при этом полость, за счет вытеснения грунта на периферию скважины. При этом происходит реструктуризация грунта, повышение его плотности на стенках скважины и в некотором объеме вокруг нее. Как следствие, резко возрастает энергоемкость процесса при увеличении диаметра скважины. Поэтому верхний предел диаметра скважин, образуемых методом прокола, для большинства видов оборудования составляет 250-350 мм [1].

Продавливание, как правило, производится с лидирующей обсадкой скважин стальной трубой. Грунт при этом поступает в полость трубы, откуда затем периодически удаляется. В связи с тем, что разрушение грунта происходит только по периметру скважины, силы сопротивления и энергоемкость могут быть существенно меньше, чем при проколе.

К числу недостатков этих способов следует отнести ограниченные возможности по длине забиваемой трубной плети. При ее длине свыше 40-50 м силы сопротивления внедрению достигают значительной величины и скорость существенно снижается.

Бурение относится к методам проходки с лидирующей разработкой грунта и включает в себя два основных процесса: разрушение породы и ее удаление из скважины. Этот способ широко используется в мировой практике подземного строительства, так как позволяет механизировать основные технологические операции. Практически все способы бурения, используемые в настоящее время в строительстве, относятся к методам проходки с полным удалением породной массы из всего сечения скважины.

По способу разрушения забойной части скважины принято различать механическое и гидравлическое бурение. В последние годы в практике бестраншейного строительства широко применяются установки горизонтального направленного бурения, в которых для разрушения грунта, его удаления и укрепления стенок скважины используется буровой раствор на основе бентонитовой глины. Такая технология имеет ряд очевидных достоинств и позволяет прокладывать скважины значительной протяженности.

Однако процесс образования скважинного пространства в такой технологии является нестабильным, так как определяется многими переменными факторами, в число которых входит и такие, характер изменения которых неизвестен заранее. Например, физико – механические свойства грунта могут существенно изменяться на различных участках грунтового массива. В городах это явление выражено особенно явно, так как грунтовый слой практически повсеместно образован или преобразован в процессе техногенной деятельности. Контроль над процессом образования скважинного пространства можно осуществлять лишь на основе косвенных показателей и признаков, которые не всегда отражают истинную картину происходящего.

Следствием этих особенностей технологического процесса является возникновение нарушений геометрии скважин. Наиболее частыми дефектами являются недопустимое сужение или чрезмерное расширение скважины [2]. Такие нарушения геометрии часто приводят к появлению в толще грунта пузыря суспензии с избыточным давлением, а далее - к вспучиванию и поднятию дневной поверхности. Негативные последствия от образовавшихся при бурении каверн могут проявиться не сразу, а в отдаленное время, спровоцировав провалы дневной поверхности. Поэтому необходимо по возможности избегать применения способа гидравлического бурения при сооружении скважин под дорогами и любыми другими объектами.

В ИГД СО РАН в настоящее время разрабатывается технология «сухого» бурения без использования жидкости. Это позволяет избавиться от рассмотренных выше недостатков. Основой технологии является способ сооружения скважин методом частичного уплотнения грунта. Большая часть грунта удаляется из скважины, а оставшаяся – вдавливается в стенки. Это позволяет сформировать устойчивую скважину с использованием свойств самого грунта, без применения буровых растворов или других дополнительных материалов [3].

Другой важной составляющей частью процесса бурения скважин является удаление разрушенной породной массы. В качестве очистного агента в "сухом" буровом процессе используется сжатый воздух. При этом упрощается технологический процесс, не требуется доставлять к месту производства работ значительный объем очистного агента, а частицы грунта после завершения процесса транспортирования легко и быстро отделяются от очистного агента, исключая загрязнение рабочего котлована.

Надежность процесса горизонтального транспортирования разрушенной породной массы воздушным потоком обеспечивается за счет сочетания двух технических решений [4]:

- использования в качестве транспортного канала трубопровода постоянного сечения, размещенного в скважине;

- вращения трубопровода вокруг своей продольной оси в процессе транспортирования по нему грунта.

Трубопровод постоянного сечения обладает лучшими аэродинамическими качествами по сравнению с затрубным пространством, имеющим кольцевую или серповидную форму сечения в известных буровых устройствах. Непрерывное вращение трубопровода исключает или существенно затрудняет возможность образования неподвижного подстилающего слоя на дне транспортного канала из частиц породы, выпадающих из транспортного потока.

Преимущества способа транспортирования по вращающемуся трубопроводу вытекают из иной физической сущности процесса движения частиц материала. При транспортировании по неподвижному трубопроводу ключевое значение имеют силы, удерживающие грунтовые частицы во взвешенном состоянии. Это силы, появляющиеся при турбулентности газового потока, и гидродинамические силы, возникающие при несимметричном характере обтекания частиц. Обычно необходимо создать высокую скорость воздушного потока, чтобы эти силы достигли величины, необходимой для подъема частиц. Такая скорость, называемая скоростью витания, требует значительного расхода воздуха, что делает пневмотранспорт неэкономичным.

Во вращающемся трубопроводе указанные силы не имеют решающего значения. Движущей является сила лобового давления потока воздуха на грунтовую массу. Такое движение может происходить при скорости потока существенно меньшей, чем скорость витания. Кроме того, сыпучесть транспортируемого материала не является обязательным условием возможности его транспортирования. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что увлажненная грунтовая масса, плохо разделяющаяся на отдельные частицы, может транспортироваться по вращающемуся трубопроводу в виде пластичного поршня. Вращение трубопровода способствует распределению поступающей в него грунтовой массы по всему сечению транспортного канала и образованию пластичного или сыпучего псевдопоршня [5].

Экспериментальные исследования процесса транспортирования разрушенного при бурении грунта по вращающемуся трубопроводу производились на специально изготовленном для этого стенде, который включал в себя грунтовый канал, макет бурового инструмента в виде расширителя скважин, силовую установку для вращения и подачи инструмента, буровую колонну и комплекс измерительной аппаратуры.

Задача экспериментального исследования заключалась в проверке возможности образования грунтового поршня в полости вращающегося

трубопровода, транспортирования поршня по трубопроводу, и определении основных параметров воздушного потока (давления и расхода) в процессе такого транспортирования. Опыты проводились при различной влажности грунта, от 4 – 6 % до 20 – 22 %.

Установлено, что способ проходки скважин с частичным уплотнением грунта обеспечивает устойчивость стенок сооружаемых скважин. Транспортирование грунта по вращающемуся трубопроводу обеспечивает надежное удаление из скважины продукта бурения. Грунт выходит из транспортного канала порциями различной величины, в виде пластичного поршня (рисунок 1). Транспортирование происходит при скорости воздушного потока в несколько раз меньшей по сравнению с известными пневмотранспортными системами. Индикаторная диаграмма давления в трубопроводе диаметром 200 мм при транспортировании порции грунта свидетельствует о возможности использования низконапорных источников воздуха (рисунок 2).



Рисунок 1. Выход порции грунта в виде псевдопоршня



Рисунок 2. Индикаторная диаграмма давления в трубопроводе при транспортировании порции грунта в виде псевдопоршня

Результаты исследований позволили разработать новую технологию проходки скважин, сочетающую в себе методы прокола и бурения с использованием статического и ударно-импульсного воздействия на рабочий орган. Пионерная скважина может прокладываться методом прокола. После выхода пионерной скважины в приемный котлован пневмоударная машина демонтируется с буровой колонны, и на освободившееся место устанавливается расширитель со встроенным генератором ударных импульсов. Расширение скважины до проектного диаметра осуществляется методом вращательного или ударно-вращательного бурения при обратном ходе буровой колонны. Одновременно к расширителю присоединяется первое звено транспортного трубопровода, который располагается в расширенной скважине и наращивается по мере ее продвижения. Продукт бурения

поступает по этому трубопроводу в приемный котлован, где и утилизируется.

После выхода расширителя в рабочий котлован процесс сооружения скважины закончен. Остается последовательно извлечь из нее звенья транспортного трубопровода и затянуть в готовую скважину кожух или продуктопровод. Затяжка кожуха может производиться одновременно с расширением скважины или одновременно с извлечением из нее транспортного трубопровода.

В ходе полевых и производственных испытаний макетного образца бурового комплекса прокладывались скважины диаметром от 325 до 530 мм в различных грунтовых условиях. Установлено, что изменение влажности грунта в достаточно широком диапазоне не вызывает заметных изменений в процессе его транспортирования. На рисунке 3 показан рабочий фрагмент испытаний, в процессе которых под автомобильной дорогой была пройдена скважина, в которую затем были затянуты два пластмассовых трубопровода диаметром по 160 мм для прокладки силового электрического кабеля.



Рисунок 3. Каналы под силовой электрический кабель, проложенные методом «сухого» бурения в парке г. Новосибирска

Специалистами были отмечены преимущества сухой технологии, особенно важные при последующих электромонтажных работах. Отмечено отсутствие загрязнения рабочей зоны.

Выводы:

1. Комбинированный метод сооружения скважин с частичным уплотнением является хорошей основой создания новой технологии проходки горизонтальных скважин в грунте.

2. Транспортирование разрушенной грунтовой массы по вращающемуся трубопроводу позволяет эффективно удалять из горизонтальных скважин продукт бурения посредством воздушного потока.

Библиографический список

1. Гурков К.С. Пневмопробойники / К.С. Гурков, В.В. Климашко, А.Д. Костылев, В. Д. Плавских, Е.П. Русин, Б.Н. Смоляницкий, К.К. Тупицын, Н.П. Чепурной. – Новосибирск: Изд-во ИГД СО РАН, 1990. – 217 с.
2. Рыбаков А.П. Основы бестраншейных технологий / А.П. Рыбаков. – М.: Пресс Бюро, 2005.
3. Данилов Б.Б. Определение относительной плотности стенок грунтовых скважин при сооружении их комбинированным способом / Б.Б. Данилов, Б.Н. Смоляницкий // Изв. ВУЗов. Строительство. – 2004. - № 1. С. 49 – 53.
4. Пат. 2344241 Российская Федерация, МПК E02F5/18 C1. Способ бестраншейной прокладки коммуникаций в грунте (варианты) / Данилов Б.Б., Смоляницкий Б.Н.; заявитель и патентообладатель Институт горного дела СО РАН. - № 2007121125/03; заявл. 05.06.2007; опубл. 20.01.2009, Бюл. № 2. – 5 с.: 4 ил.
5. Данилов Б.Б. Повышение эффективности бестраншейных способов подземного строительства за счет применения пневмотранспорта / Б.Б. Данилов // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2007. - № 5. С. 52 – 61.

УДК 621.879

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ДЛЯ ПОДКАПЫВАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

А.И. Демиденко, канд. техн. наук, профессор; Д.С. Семкин, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Россия располагает протяженной сетью магистральных трубопроводов, срок эксплуатации, которых ограничен. Для продления срока эксплуатации требуется капитальный ремонт.

Вскрытие подземных трубопроводов осуществляется комплектом землеройной техники, включающим одноковшовый экскаватор и подкапывающую машину, которая разрабатывает грунт под трубопроводом. Роторная подкапывающая машина, используемая в настоящее время, имеет существенные недостатки. При выполнении подкапывания машина оказывает силовое воздействие на трубопровод, что приводит к его деформации и риску повреждения. Для питания машины требуется мобильная электростанция. Установка на трубопровод производится с помощью трубоукладчика. Роторная подкапывающая машина имеет низкую мобильность, что затрудняет ее использование для ремонта локальных повреждений трубопровода.

Для устранения недостатков существующих конструкций предлагается новая конструкция навесного оборудования [1, 2].

Подкапывание трубопровода предлагается производить цепным рабочим органом, установленным на базе одноковшового экскаватора. Данная схема обладает достаточной подвижностью для установки рабочего органа в необходимое положение, обеспечивает непрерывность процесса копания, а также позволяет выполнять подкапывание без силового воздействия на трубопровод (рисунок 1).

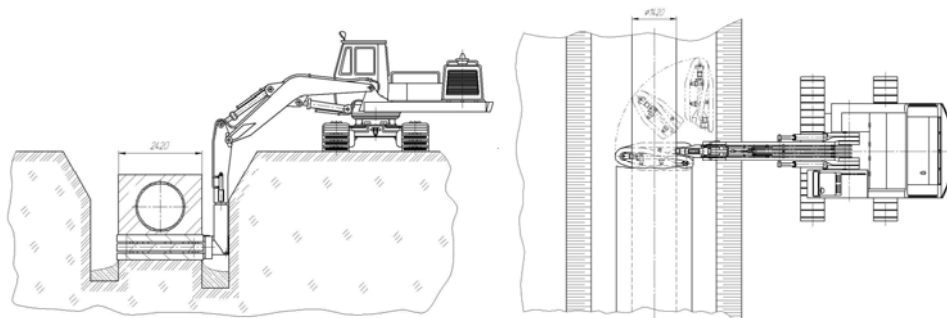


Рисунок 1. Подкапывание трубопровода

Параметры оборудования для подкапывания трубопроводов должны соответствовать требованиям нормативных документов [3], регламентирующих безопасность проведения работ, обеспечивать согласованную работу всего комплекта машин производящего ремонтные работы.

Правила проведения земляных работ при капитальном ремонте магистральных трубопроводов регламентируют оставление слоя грунта при вскрытии трубопровода для исключения его повреждений. Исходя из этого, длина рабочего органа:

$$L_{PO} = D + 2 \cdot S, \quad (1)$$

где D – диаметр трубопровода, м;

S – толщина оставляемого слоя грунта, м;

Глубина подкапывания под трубопроводом регламентируются нормативными документами исходя из минимальных условий прохождения машин для очистки и замены изоляции трубопровода. Во избежание повреждения трубопровода рабочим органом, применяется упорный ролик, исключая возможность касания режущих элементов с поверхностью трубопровода. Таким образом, ширина рабочего органа

$$B_{PO} = H_{nod} - K, \quad (2)$$

где H_{nod} – глубина подкапывания под трубопроводом, м;

K – расстояние от рабочего органа до трубопровода, м.

Производительность оборудования для подкапывания трубопроводов должна обеспечивать непрерывное движение ремонтно-строительной колонны. Исходя из этого, производительность оборудования для подкапывания трубопроводов:

$$\Pi = B_{\text{нод}} \cdot H_{\text{нод}} \cdot v_{p.x} \cdot 3600, \quad (3)$$

где $B_{\text{нод}}$ – ширина подкапывания под трубопроводом, м;

$v_{p.x}$ – скорость рабочего хода экскаватора, м/с.

Таким образом, скорость рабочего хода экскаватора с учетом принятой производительности:

$$v_{p.x} = \frac{\Pi}{B_{\text{нод}} \cdot H_{\text{нод}} \cdot 3600}. \quad (4)$$

Для обеспечения минимальной силы сопротивления копанию грунта рабочим органом экскаватора необходимо установить рациональную скорость движения цепи.

Толщина срезаемой режущими элементами стружки, скорость резания грунта определяются соотношением скорости рабочего хода машины и скорости движения цепи, а также углом установки рабочего органа в плане.

Толщина срезаемой стружки грунта:

$$h = \frac{v_{p.x} \cdot \sin \varphi}{\sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_{p.x}^2 + 2 \cdot v_{\text{ц}} \cdot v_{p.x} \cdot \cos \varphi}} \cdot t, \quad (5)$$

где $v_{\text{ц}}$ – скорость движения цепи, м/с;

φ – угол груди забоя в плане, град;

t – шаг однотипных резцов, м.

Скорость резания грунта:

$$v_p = \sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_{p.x}^2 + 2 \cdot v_{\text{ц}} \cdot v_{p.x} \cdot \cos \varphi}. \quad (6)$$

Скорость движения цепи, обеспечивающую минимальную силу сопротивления копанию грунта, можно определить, составив зависимость силы сопротивления копанию грунта от скорости движения цепи, с учетом изменения толщины срезаемой стружки и скорости резания грунта (рисунок 2).

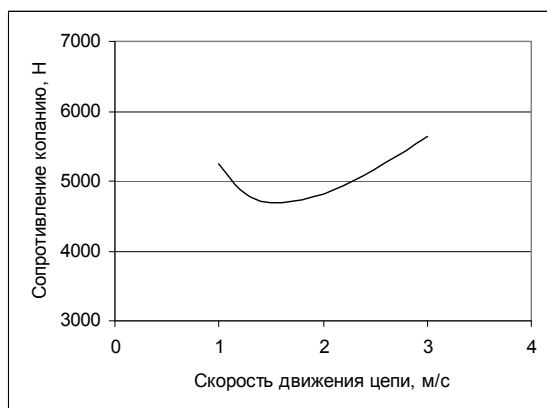


Рисунок 2. Зависимость силы сопротивления копанию от скорости движения цепи

Аналогичным образом возможно определение рациональной скорости движения цепи для различных скоростей рабочего хода машины и углов установки рабочего органа в плане.

После определения рациональных параметров и режимов работы оборудования производится выбор размерной группы базовой машины, силовые элементы конструкции проверяются по допускаемым нагрузкам, а также определяется мощность приводного двигателя.

Момент сопротивления на приводной звездочке

$$M_{np.зв} = \frac{P_{кон} \cdot D_{np.зв}}{2 \cdot \eta_p}, \quad (7)$$

где $P_{кон}$ — касательная сила сопротивления копанию рабочим органом, Н;
 $D_{np.зв}$ — диаметр приводной звездочки, м;
 η_p — КПД рабочего органа.

Частота вращения приводной звездочки

$$n_{np.зв} = \frac{v_u}{\pi \cdot D_{np.зв}}. \quad (8)$$

Требуемая мощность приводного двигателя

$$N_{дв} = M_{np.зв} \cdot n_{np.зв} \cdot \eta_{пр} \cdot K_{зан}, \quad (9)$$

где $\eta_{пр}$ — КПД привода;
 $K_{зан}$ — коэффициент запаса.

Требуемый крутящий момент приводного двигателя

$$M_{дв} = \frac{M_{np.зв}}{z_{пр}} \cdot K_{зан}, \quad (10)$$

где $z_{пр}$ — передаточное число приводного механизма.

Таким образом, методика выбора рациональных параметров и режимов работы оборудования для подкапывания трубопроводов позволяет определить основные параметры рабочего органа, учитывая особенности эксплуатации экскаватора в комплекте машин,

производящего ремонтные работы, что способствует эффективной работе всей ремонтно-строительной колонны.

Библиографический список

1. Демиденко А.И., Семкин Д.С. Сменное оборудование одноковшового экскаватора для подкопа трубопроводов // Механизация строительства. – 2011 г. – №4. С. 10-13.
2. Патент РФ № 90461 «Цепной экскаватор», Демиденко А.И., Семкин Д.С., 10.01.2010.
3. СТО Газпром 2-2.3-231-2008 «Правила производства работ при капитальном ремонте линейной части магистральных трубопроводов ОАО «ГАЗПРОМ».

УДК 621.226

О ПЕРСПЕКТИВАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ ДВУХ И БОЛЕЕ ОСЕЙ НА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИНАХ

А.В. Жданов, канд. техн. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Возрастающие темпы строительства и дорожных работ требуют от колесных строительных и дорожных машин (СДМ) повышенной маневренности при работе в стесненных условиях. Процесс выполнения рабочих операций СДМ предусматривает постоянное маневрирование на строительных площадках, и несовершенство траекторий движения при поворотах и разворотах колесной техники будет способствовать снижению эффективности ее эксплуатации.

Маневренность или поворотливость колесной машины зависит от базы и габаритных размеров, а определяется минимальным радиусом поворота и габаритным коридором разворота. Для снижения этих параметров и улучшения маневренности конструкторы применяют различные технические и компоновочные решения.

На сегодняшний день традиционно применяются три схемы управления поворотом колесных СДМ [1]:

- изменение углов между плоскостями вращения колес и продольной осью машины за счет поворота управляемых колес;
- изменение этих же углов за счет изменения положения одной части машины относительно другой (машины с шарнирно-сочлененной рамой);
- изменение величины скоростей колес разных сторон (левой и правой), так называемый бортовой поворот.

В первом случае в качестве управляемых могут выступать колеса одной либо нескольких осей, чаще всего двух. Такие машины называют полноуправляемыми. В этом случае при тех же базе, колее и предельных

углах поворота колес, что и на машинах с передними управляемыми колесами радиус поворота получается минимальным.

Подобные разработки в области автомобилестроения ведутся российскими и зарубежными учеными с 30-х годов XX века. Однако лишь японские компании в 80-х годах наладили мелкосерийный выпуск полноуправляемых автомобилей по причине чрезвычайного насыщения тамошних городов транспортными средствами и усложнившимися из-за этого условиями маневрирования и парковки. Полноуправляемые модели доказали свое превосходство над своими базовыми аналогами не только в маневренности, но и в поведении при движении с высокими скоростями. Такие автомобили демонстрируют высокую курсовую устойчивость и нейтральный характер прохождения поворотов вместо недостаточной или избыточной поворачиваемости, свойственной этим же моделям, когда они управляются с помощью только передних колес.

К сожалению, в настоящее время автопроизводители потеряли интерес к подобным разработкам вследствие резкого скачка развития электронных систем управления, которые могут исправлять недостаточную или избыточную управляемость автомобиля подобно полноуправляемым системам, но без большой дополнительной стоимости и веса. Единственный полноуправляемый автомобиль существует на сегодняшний день только один — Mazda Xedos 9.

Однако скорости движения СДМ даже в транспортном режиме малы по сравнению со скоростями легковых автомобилей, что позволяет рассматривать перспективы внедрения системы управления поворотом колес двух и более без применения сложной и дорогостоящей электроники.

Достоинства полноуправляемой техники заключаются в следующем.

При повороте колес передней и задней оси в одну и ту же сторону (рисунок 1б) радиус поворота R_{Π} увеличивается по сравнению с радиусом поворота машины с управляемыми колесами передней оси (рисунок 1а) (при одинаковых углах поворота передних колес). Такую схему поворота можно использовать при небольших отклонениях руля, характерных для движения на скорости, задние колеса «подруливают», немного поворачиваясь в ту же сторону, что и передние, что позволяет повысить курсовую устойчивость.

При повороте колес передней и задней оси в разные стороны (рисунок 1в) радиус поворота R_{Π} уменьшается по сравнению с радиусом поворота машины с управляемыми колесами передней оси (рисунок 1а) (при одинаковых углах поворота передних колес). Данный принцип может быть применен при повороте рулевого колеса на значительный угол при развороте и маневрировании, тогда задние колеса поворачиваются в другую сторону, повышая поворотливость.

Таким образом, применение системы рулевого управления с управляемыми колесами двух и более осей позволяет в широком диапазоне менять координаты кинематического центра поворота O , полюса поворота машины O' и радиус поворота R_{Π} .

И, наконец, при повороте и передних и задних колес на одинаковый угол, машина будет двигаться поступательно под углом к продольной плоскости, что так же открывает новые возможности при выполнении рабочих операций.

Теории поворота полноуправляемой техники на сегодняшний день достаточно хорошо изучены, так на рисунке 2 представлена кинематическая схема поворота колесной машины с управляемыми колесами двух осей с указанием сил и моментов, действующих на машину при криволинейном движении.

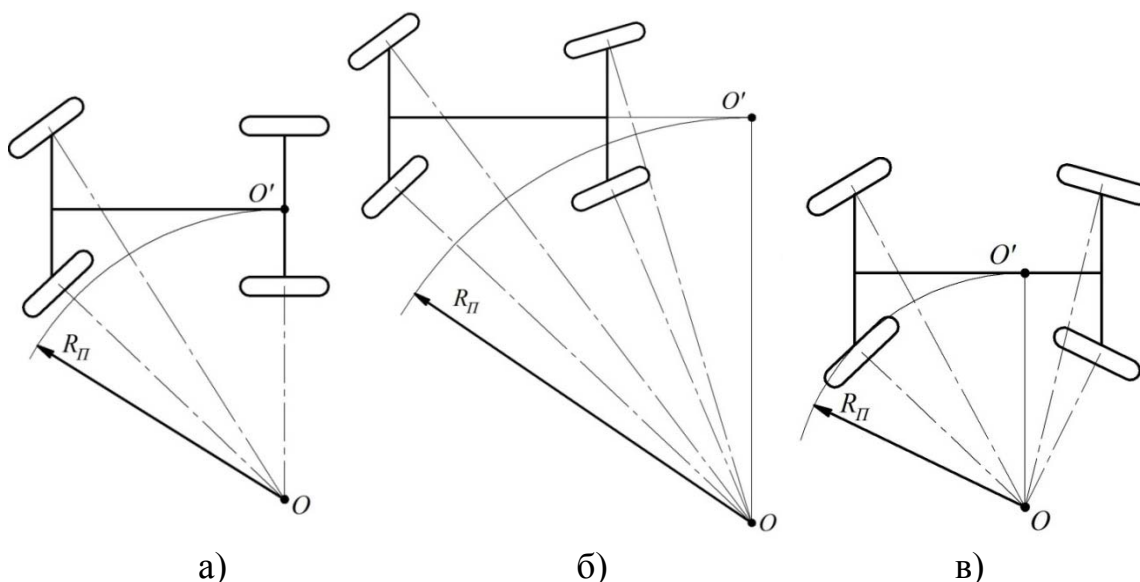


Рисунок 1. Схемы поворота колесных машин

а) с двумя управляемыми колесами; б) с четырьмя управляемыми колесами, для случая поворота передних и задних колес в одну сторону; в) с четырьмя управляемыми колесами, для случая поворота передних и задних колес в разные стороны

Для машин с жесткими в боковом направлении колесами соотношение средних углов поворота колес управляемых осей должны быть пропорциональны расстояниям от полюса рулевого управления до соответствующих осей [1]:

$$\frac{\operatorname{tg} \Theta_i}{\operatorname{tg} \Theta_j} = \frac{l_{0i}}{l_{0j}}. \quad (1)$$

Углы при мгновенном центре поворота определяются из соотношения:

$$\beta_i = \Theta_i - \delta_i \quad (2).$$

Так как углы поворота всех колес согласованы, их соотношения подчиняются зависимости (1), то величину радиуса поворота R_{Π} , можно найти, рассматривая попарно прямоугольные треугольники, в которые входят углы β , например $OO'A$ и $OO'C$:

$$R_{\Pi} = \frac{L}{\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2}, \quad (3)$$

где L – расстояние между рассматриваемыми осями.

На машину при повороте действуют следующие силы и моменты (рисунок 2):

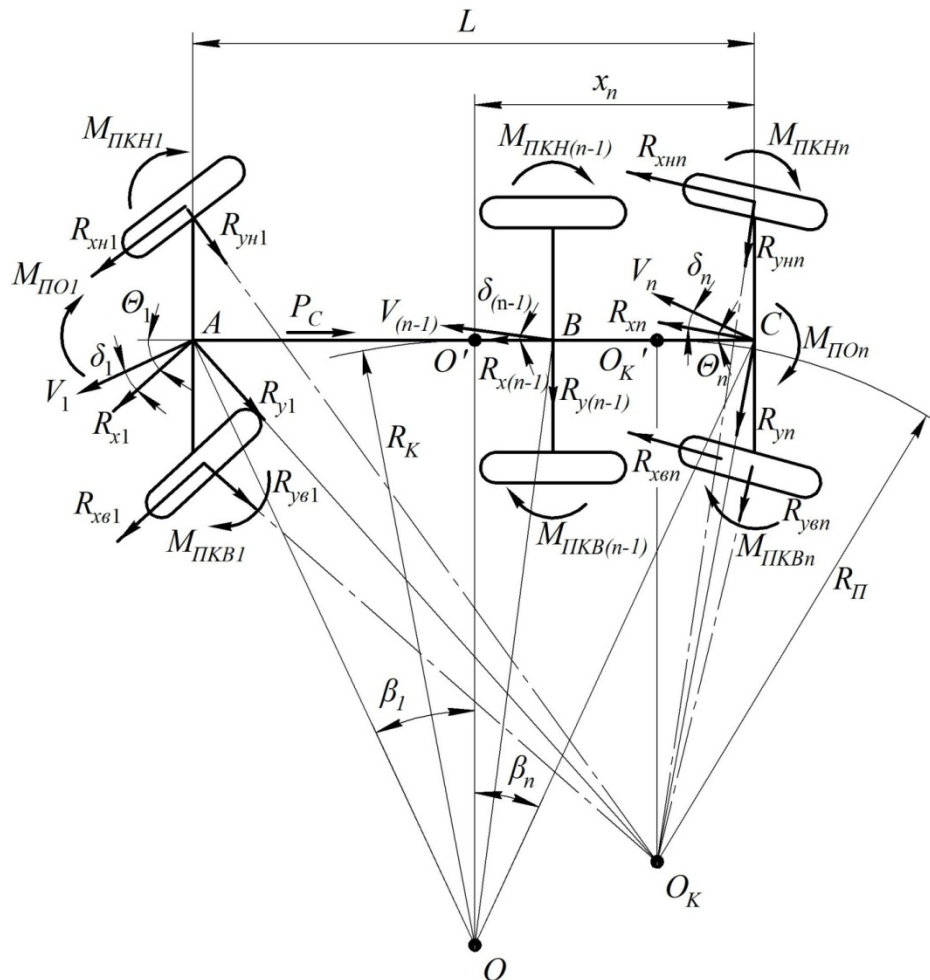


Рисунок 2. Кинематическая схема поворота колесной машины с управляемыми колесами двух осей с указанием сил и моментов, действующих на машину при криволинейном движении

- силы внешних сопротивлений, которые приведены условно к одной силе P_C , направленной вдоль оси симметрии машины в сторону, противоположную ее движению;
- продольные R_{xi} и боковые R_{yi} реакции колес;

- моменты сопротивления повороту колес M_{PKi} и осей M_{POi} , являющиеся следствием разности реакций внутреннего и наружного колес оси.

Момент сопротивления повороту колеса при его качении в общем случае вычисляется по эмпирической формуле [1]:

$$M_{PK} = \frac{0,375\varphi P_Z \sqrt{\pi l_K b_K / 4}}{1 + 0,15 R_{\Pi} / b_K}. \quad (4)$$

где l_K и b_K – оси эллиптического отпечатка шины; P_Z – вертикальная сила, действующая на колесо; φ – коэффициент сцепления.

Тогда суммарный момент сопротивлению поворота выглядит следующим образом [1]:

$$M_{\Pi\Sigma} = \sum_{i=1}^{2n} M_{PKi} + \sum_{i=1}^n M_{POi}. \quad (5)$$

Для того чтобы определить неизвестные величины составляются уравнения равновесия машины в плоскости дороги [1]:

$$\begin{aligned} m_M a_X &= \sum_{i=1}^n R_{Xi} \cos \Theta_i + \sum_{i=1}^n R_{Yi} \sin \Theta_i - P_C; \\ m_M a_Y &= \sum_{i=1}^n R_{Xi} \sin \Theta_i + \sum_{i=1}^n R_{Yi} \cos \Theta_i; \\ I_Z \frac{d\omega_Z}{dt} &= \sum_{i=1}^n R_{Xi} l_i \cos \Theta_i + \sum_{i=1}^n R_{Yi} l_i \sin \Theta_i - M_{f\Sigma}. \end{aligned} \quad (6)$$

Рассмотрев прямоугольные треугольники $O_K O_K' A$ - $O_K O_K' C$ и $OO'A$ - $OO'A$, получаем:

$$\Theta_i = - \arctg [(l_{in} - x_{\Pi}) / R_{\Pi}]; \quad (7)$$

$$\delta_i = \Theta_i - \arctg [(l_{in} - x_{\Pi}) / R_{\Pi}]. \quad (8)$$

где l_{in} – расстояние от задней до i -й оси; x_{Π} – расстояние от полюса рулевого управления до задней оси.

В качестве современных примеров применения системы управления поворотом колес двух и более осей можно привести автокран Liebherr серии LTM (рисунок 3).



Рисунок 3.Автокран Liebherr LTM 1500-8.1
с управляемыми колесами шести осей

Однако на подобных машинах использование данной системы, скорее всего, обуславливается очень большой габаритной длиной, порядка 15-18 метров. И применяется большей частью для того, чтобы автокран мог маневрировать хотя бы на городских улицах.

Библиографический список

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов автомобильных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1990 – 352 с.

УДК 533.601.16

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ

А.И. Злобин, доцент; В.П. Шаронов, старший преподаватель;

В.Г. Смазной, студент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Структура имитационных испытаний (ИМ) зависит от особенности решаемой задачи в системе жизненного цикла изделия. В общем случае модель включает такие этапы, как проектирование, доводка, испытания, производство, эксплуатация и ремонт [1].

Следуя принципам информационной достаточности и интегрирования, для определения влияния эффективности ресурсных испытаний (РИ) на технико-экономический эффект от эксплуатации изделия в условиях серийного производства достаточно рассматривать модель вида

«производство – испытания – эксплуатация», а для проектируемого изделия – модель вида – «проектирование – доводка – производство – испытания – эксплуатация – ремонт» [2].

Уровень детализации ИМ производства изделия зависит от объема располагаемой информации и основной цели производимого исследования.

При этом основными исходными данными являются:

- средние (по техническим условиям) и предельно допустимые значения отклонений параметров, влияющих на параметры надежности изделия, а также законы распределения параметров;
- затраты на производство, связанные с точностью и качеством изготовления изделия [1].

Результатом моделирования производства является изделие, характеризуемое v -вектором параметров качества изготовления:

$$P_0 = \{p_{01}, \dots, p_{0v}\}.$$

Параметры вектора P_0 являются входными данными для ИМ испытаний и эксплуатации изделия. При моделировании испытаний оптимизируемыми параметрами могут быть объем испытываемых изделий N_I , режимы:

$$R_w(\tau_I) = \{r_{I1}(\tau_I), \dots, r_{IS}(\tau_I)\},$$

Длительность $\tau_{I\zeta}$ испытаний:

$$\zeta = (\overline{1, N_I}) [3].$$

Дополнительно в качестве оптимизируемых могут рассматриваться:

- параметры системы отбора и подготовки изделий к испытаниям:

$$C_{OP} = \{c_{OP.1}, \dots, c_{OP.O}\}. \quad (1)$$

Например, в качестве параметров вектора C_{OP} могут выступать логические параметры системы отбора: случайная или атрибутивная выборка изделия на испытания и т.д.;

- параметры системы контроля и приемки изделий:

$$C_{KPO} = \{c_{KPO.1}, \dots, c_{KPO.\xi}\}. \quad (2)$$

Например, в качестве параметров системы могут рассматриваться: относительная величина количества изделий, отгружаемых до начала

испытаний, критические значения повреждаемости основных элементов изделия $\Pi_{I,ij}^*$, при которых изделие бракуется и др.;

- параметры качества применяемого испытательного оборудования:

$$C_o = \{c_{o1}, \dots, c_{om}\}. \quad (3)$$

Например, в качестве моделируемых могут рассматриваться погрешности контроля параметров и др.).

Повреждаемость «критичных» элементов изделия в испытаниях оценивается по моделям расходования ресурса:

$$\Pi_{I,ij} = f[P_0, R_{IK}(\tau_I), \tau_{IK}]; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, m}; \quad (4)$$

$$C_{OP} = idem; C_{КОП} = idem; C_O = idem [1]. \quad (5)$$

Результатом моделирования испытаний является повреждаемость «критичных» элементов изделия, конечное состояние изделия в целом, затраты на проведение испытаний и принимаемое решение о надежности изделия и др. Например, при проведении периодических испытаний принимается решение об отгрузке или браковке партии изделий, в зачет которых проводились периодические испытания.

Входными параметрами для этапа эксплуатации являются количество $N_{\mathcal{E}}$ и качество P_{0k} поставляемых изделий. На данном этапе моделируются режимы $R_{\mathcal{E}k}(\tau_{\mathcal{E}})$ и длительность $\tau_{\mathcal{E}k}$ эксплуатации изделий ($k = \overline{1, N_{\mathcal{E}}}$) в соответствии с выбранной стратегией эксплуатации (по фиксированному ресурсу, по состоянию, комбинированной стратегии). При этом учитываются особенности объекта, в системе которого данное изделие эксплуатируется, а также учитывается воздействие окружающей среды [3].

Фактическая модель эксплуатации представляет собой синтез моделей более низкого уровня, включающей:

- модель эксплуатации объекта;
- модель функционирования изделия на объекте;
- модель влияния окружающей среды;
- модель расходования ресурса изделия и др.

Повреждаемость «критичных» элементов изделия в эксплуатации оценивается по модели вида:

$$\Pi_{ijo} = f[P_o, P_o(\tau_o), \tau_o]; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, m}. \quad (6)$$

Результатом моделирования являются:

- параметры, характеризующие технико-экономический эффект от эксплуатации: затраты и доход от эксплуатации, вероятность выполнения изделием своих функций и др.;

- значение эксплуатационной повреждаемости «критичных» элементов изделия и др.

При моделировании ремонта изделия входными параметрами являются:

- отказавший элемент;
- характер отказа;
- затраты на ремонт, дифференцируемые в зависимости от вида отказа, и длительность ремонта.

В общем случае, моделируются как плановый, так и внеплановый ремонты, связанные с устранением последствий отказов изделий в эксплуатации, обусловленных низким качеством их изготовления, низким качеством системы испытаний и др. [1].

Вывод: разработка структуры имитационной модели позволяет оптимизировать ресурсные испытания и повысить эффективность стеновых испытаний.

Библиографический список

1. *Финкель, В.М.* Имитационная моделирование / *В.М. Финкель*. М.: Металлургия, 1990. С.376.
2. *Володин, В.Л.* Модель прогнозирования усталостного разрушения / *В.Л. Володин, Ю.А. Алюшин, Ю.Д. Коньков* // Заводская лаборатория, 1997. №5. С.619 – 620.
3. *Хеккель, К.* Техническое применение механики разрушения / *К. Хеккель*. М.: Металлургия, 1974. С.63.

УДК 629.033

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НА УГЛОВУЮ СКОРОСТЬ ПОВОРОТА СДМ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ С ПОПЕРЕЧНЫМ КРЕНОМ

С.Д. Игнатов, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Стоит отметить, что наряду с хорошей управляемостью гусеничная строительная и дорожная машина должна иметь достаточно высокую стабильность прямолинейного движения. Одним из нежелательных явлений является боковой увод машины [1, 2].

Явление бокового увода возникает из-за разных линейных скоростей гусениц. Разница между скоростями возникает вследствие большего

коэффициента буксования одного из движителей. Это в свою очередь зависит от неравномерного распределения силы веса между гусеницами из-за изменения поперечного угла крена машины [1, 2].

Проведем анализ зависимости изменения распределения веса машины между гусеницами от увеличения угла крена. Примем допущение, что сила веса машины, приходящаяся на гусеницу является сосредоточенной силой. Для случая, когда наблюдается поперечный крен в правую сторону, в качестве точечных сил были выбраны крайние левая и правая точки соответственно левой и правой гусеницы, так как при увеличении угла крена α на левую точку действует минимальная часть силы веса, а на правую – максимальная [2].

При изменении угла крена α изменяются расстояния r от точек приложения весовых сил к опоре до центра давления D машины (Рисунок 1) [3].

На рисунке 1 z_l, y_l и z_n, y_n – нормальные и горизонтальные составляющие сил веса, приходящихся на левую и правую гусеницы соответственно.

$$y_l = G_l \cdot \sin \alpha; \quad (1)$$

$$z_l = G_l \cdot \cos \alpha. \quad (2)$$

$$y_n = G_n \cdot \sin \alpha; \quad (3)$$

$$z_n = G_n \cdot \cos \alpha. \quad (4)$$

$$C = \frac{m \cdot V^2}{R}, \quad (5)$$

где m – масса машины, V – линейная скорость перемещения машины, R – радиус поворота машины, C – центробежная сила [1, 3].

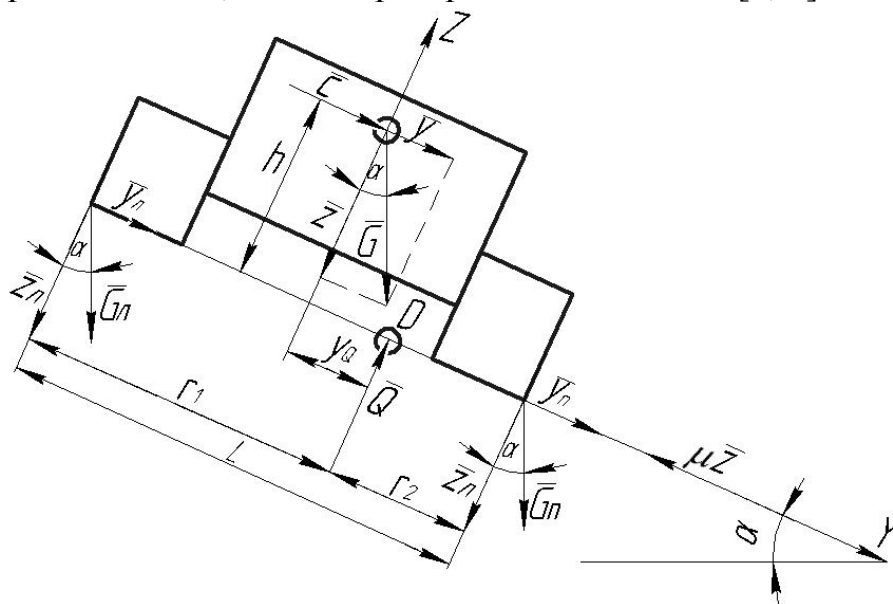


Рисунок 1. Влияние угла крена α на изменение расстояния r

Для случая перемещения машины с поперечным креном в правую сторону справедлив комплекс условий

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= r_2; G_l = G_n \\ r_1 &> r_2; G_l < G_n \\ r_2 &= 0; G_l = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

т.е. между силами веса, приходящимися на гусеницы, и расстояниями от этих гусениц до центра давления машины наблюдается обратная зависимость

$$\frac{G_l}{G_n} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{0,5L - y_Q}{0,5L + y_Q} = K, \quad (7)$$

где K – коэффициент пропорциональности распределения силы веса между гусеницами при изменении угла поперечного крена α [3].

В зависимости (7) поперечное смещение центра давления y_Q определяется зависимостью:

$$y_Q = h \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{C}{G \cdot \cos \alpha} \right). \quad (8)$$

где h – вертикальная координата центра тяжести машины [1, 3].

Изменение угла поперечного крена машины происходит вследствие воздействия неровностей микро- и макрорельефа на ходовое оборудование. Микрорельеф вызывает колебания значений угла поперечного крена вокруг средней величины. Проведенные исследования влияния угла поперечного крена на угловую скорость поворота позволили получить следующие графические зависимости:

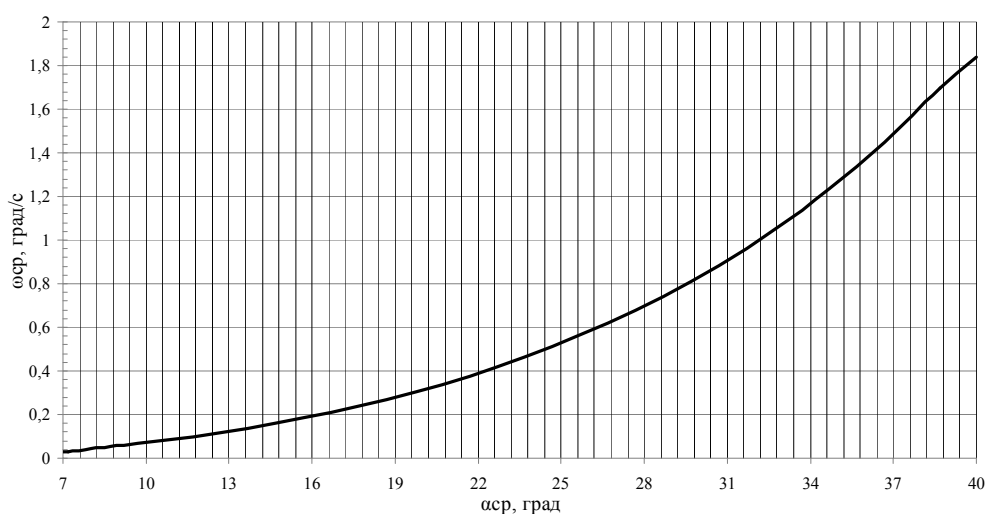


Рисунок 2. Зависимость среднего значения угловой скорости поворота СДМ от среднего значения угла поперечного крена

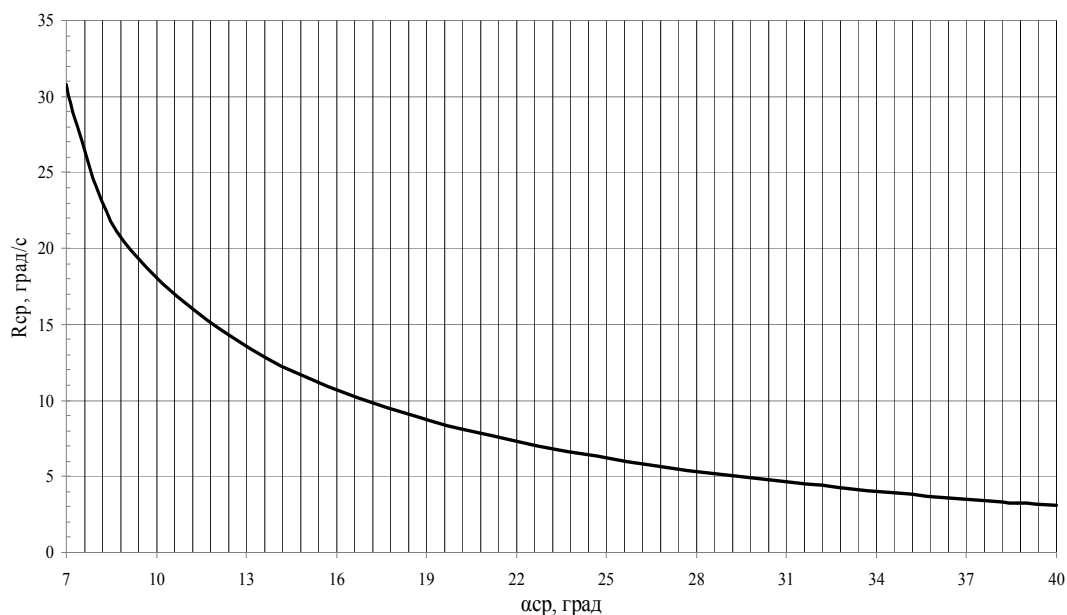


Рисунок 3. Зависимость среднего значения радиуса поворота СДМ от среднего значения угла поперечного крена

Для анализа влияния конструктивных параметров ХО рассмотрим ситуацию, при которой ЦТЭ перемещается с углом поперечного крена, близким к критическому, и с силой сопротивления на крюке, при котором коэффициент буксования отстающей гусеницы достигает 100 %.

При моделировании варьировались значения ширины гусеничной ленты при количестве траков $N=12$, и количество траков при ширине гусеницы $B=0,5$ м.

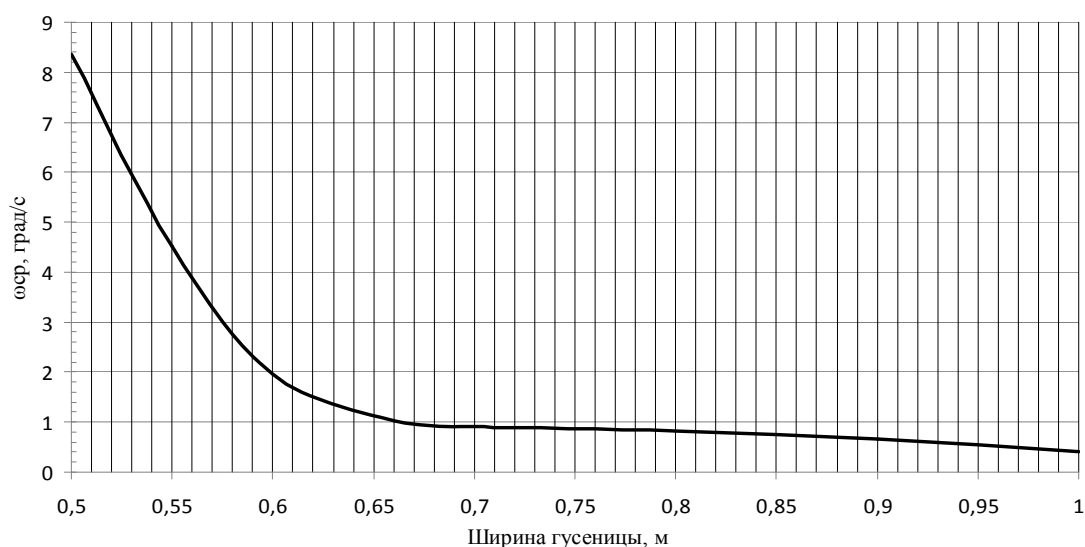


Рисунок 4. Зависимость среднего значения угловой скорости поворота СДМ от ширины гусеничной ленты при числе траков $N=12$

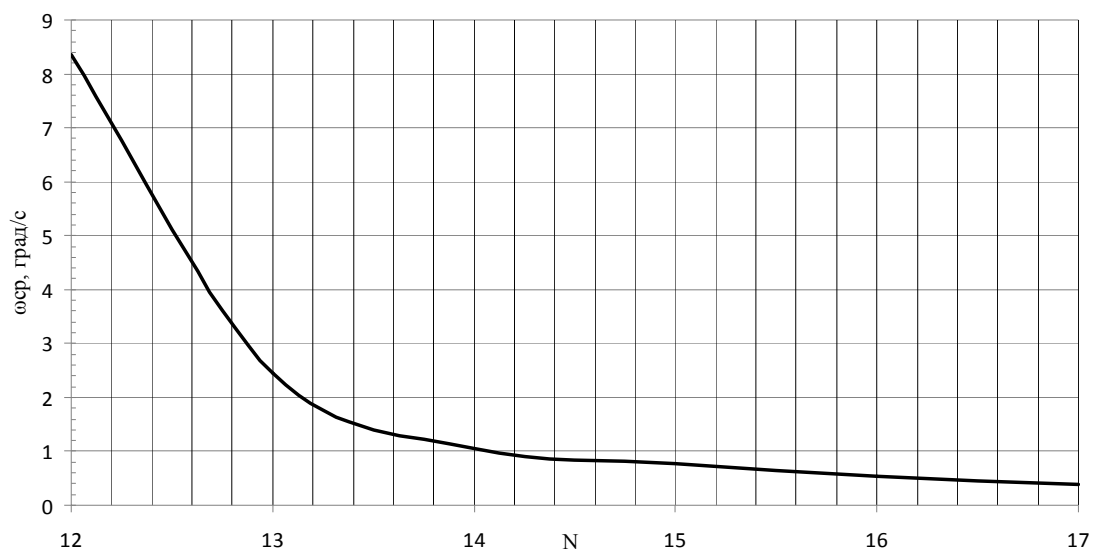


Рисунок 5. Зависимость среднего значения угловой скорости поворота СДМ от числа траков при ширине гусеничной ленты $B=0,5$ м

Анализируя полученные графические зависимости можно сделать вывод, что имеет смысл изменять ширину гусеницы в интервале $0,5 - 0,66$ м, так как среднее значение угловой скорости поворота СДМ при дальнейшем увеличении ширины гусеницы уменьшается незначительно. Число траков, по этой же причине, рекомендуется брать равным 13.

Библиографический список

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин [Текст] / Н.А. Забавников - М: «Машиностроение», 1975. – 448 с.
2. Игнатов С.Д. Влияние крена на курсовую устойчивость цепного траншейного экскаватора/ Теоретические знания – в практические дела [Текст]: материалы XI Всероссийской научно-инновационной конференции аспирантов, студентов и молодых ученых. – Омск: Изд-во филиал ГОУ ВПО «РосЗИТЛП» в г. Омске, 2010. – Ч.2. – С. 188-190.
3. Игнатов С.Д. Условия устойчивости движения гусеничного цепного траншейного экскаватора при перемещении с боковым креном/ Вестник академии военных наук [Текст] №2 (35). – Челябинск: Изд-во филиал ФГПУ «Военное издательство МО РФ «Типография Воениздата», 2011. – С. 360.

СОВРЕМЕННЫЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИЗЛУЧАЮЩИЕ СИСТЕМЫ

А.А. Капелюховский, канд. техн. наук, доцент
Омский государственный технический университет

Одним из факторов, сдерживающих развитие российской экономики, является общий износ инфраструктуры. В одинаковой степени это относится к архитектурно-строительному и дорожно-транспортному комплексам. Так по данным открытых интернет источников около 60% федеральных автомобильных дорог не соответствуют нормативным требованиям. Задача модернизации и обеспечения инновационного развития инфраструктурного комплекса представляется одной из важнейших на среднесрочную перспективу.

Очевидно, что базисом устойчивого развития и модернизации является непрерывное совершенствование добывающих, обрабатывающих, пищевых, химических и других отраслей производств. Так в нефтедобывающей промышленности актуальными являются задачи повышения продуктивности скважин, очистки призабойной зоны пласта и восстановления производительности. В химической, нефтехимической, целлюлозно-бумажной, пищевой и других областях промышленности требуется модернизация процессов получения различных видов дисперсных систем, суспензий твердых и волокнистых веществ, эмульсий, коллоидных и истинных растворов, насыщения жидкостей газами, причем особенно актуально для дорожно-транспортного комплекса стоит задача получения дисперсий труднорастворимых, плохо совмещающихся и слипающихся веществ.

Перечисленные и многие другие процессы значительно интенсифицируются и автоматизируются при осуществлении их в акустических полях, создаваемыми гидродинамическими генераторами.

Гидродинамическими излучающими системами называются [1] устройства, преобразующие часть энергии турбулентной затопленной струи жидкости в энергию акустических волн. Работа гидродинамических излучателей основана либо на взаимодействии вытекающей из сопла струи жидкости с препятствием, либо на принудительном периодическом прерывании струи, в результате чего в жидкой среде генерируется поле возмущений. Эти возмущения воздействуют на основание струи у сопла, способствуя установлению автоколебательного режима. В зависимости от конструкций гидродинамических излучателей механизм излучения звука

полем возмущений может быть различным и в связи с этим существующие гидродинамические излучатели допустимо разделить на несколько групп.

Наиболее известны гидродинамические излучающие системы с пластинчатыми, стержневыми и мембранными колебательными устройствами, а также устройства, генерирующие колебания в результате принудительного прерывания струи жидкости (роторные).

По распространенности лидируют пластинчатые гидрогенераторные излучатели. Конструктивно они состоят из прямоугольного щелевого сопла и заострённой в сторону струи пластинки, которая крепится либо в узловых точках, либо консольно. При натекании потока жидкости на пластинку, в ней возбуждаются изгибные колебания, наибольшая интенсивность которых достигается при совпадении собственной частоты колебания пластинки с частотой возбуждающей силы. Такие устройства генерируют колебания с частотами 2 – 35 кГц.

Основными недостатками пластинчатых гидродинамических излучателей считаются [1] быстрая поломка колеблющихся пластин и снижение эффективности работы из-за загрязнения щелевых сопел.

В модифицированном пластинчатом излучателе щелевое сопло имеет кольцевую форму, образованное двумя коническими поверхностями, а колеблющимся препятствием служит полый цилиндр, который разрезан вдоль образующих таким образом, что создаётся система расположенных по окружности консольных пластин.

Работа стержневых гидродинамических излучателей построена на [2] пульсации кавитационной области, образующейся между соплом и препятствием (отражателем). Пульсации возникают внутри резонансной колебательной системы, состоящей из стержней, расположенных вдоль образующих цилиндра с осью сопло – отражатель. Колебательная система изготавливается либо в виде набора жесткозакрепленных по краям стержней, либо в виде пустотелого цилиндра с профрезерованными вдоль образующих пазами. Отражающие поверхности препятствия могут быть выпуклыми, плоскими и вогнутыми. Для усиления генерируемых колебаний параметры истечения струи и расстояние между соплом и препятствием подбирают таким образом, чтобы добиться совпадения собственных частот колебания стержней с одной из частот спектра пульсации. К недостаткам стержневых гидродинамических излучателей можно отнести необходимость обеспечения высокого напора для обеспечения существенной величины поля переменного давления в котором находится колебательная система.

К данному типу можно отнести устройства на основе резонатора Гельмгольца [3].

Конструктивно мембранные излучатели [2] состоят из кругового сопла и заземлённой по контуру мембраны. Их работа основана на

периодическом изменении давления в зоне сопло-мембрана за счёт истечения струи. При этом в жидкость излучаются низкочастотные колебания с основным тоном, соответствующим собственной частоте изгибных колебаний мембраны.

Основными рабочими элементами гидродинамических роторных излучателей [2] являются соосно расположенные цилиндры – статор и ротор, боковые поверхности которых снабжены системой прорезей или отверстий. Принцип работы роторных излучателей сводится к периодическому прерыванию струи жидкости. Конструктивно и эксплуатационно они существенно сложнее пластинчатых и стержневых гидрогенераторов, но производительность их выше.

Разновидностями роторных излучателей являются [4] гидравлический вибратор золотникового типа и шиберно-торцовый вибратор, которые создают колебания давления вследствие периодического перекрытия золотником (либо торцовым шибером) потока рабочей жидкости. К недостатку данных устройств можно отнести невозможность изменения частоты генерируемых импульсов без изменения их ударных характеристик, так как площадь сечения калибровочного канала остается неизменной.

Указанного недостатка лишена конструкция гидроимпульсного генератора упругих волн [5]. Частота и амплитуда излучаемых импульсов давления регулируются путем изменения проходного сечения выходных каналов сменой насадок и изменением расхода нагнетаемой жидкости.

Конструкционные недостатки роторно-пульсационных аппаратов [6], применяемых для многофакторного импульсного воздействия на гетерогенную жидкость, обусловлены жесткой посадкой на вращающийся вал роторов, требующих динамической балансировки и имеющих ограниченную частоту вращения (ввиду высоких значений моментов инерции роторов).

Таких недостатков лишена конструкция гидродинамического генератора [7], в котором рабочая жидкость подвергается локальному дискретно-импульсному воздействию. Сочетание вихревой кавитации гидродинамического типа с ударно-волновым воздействием и озвучиванием в ультразвуковом диапазоне вызывают в жидкости сложные акустические процессы.

Следующей группой гидравлических генераторов являются генераторы пружинно-клапанного и клапанно-ударного типа [8]. К недостаткам пружинно-клапанных устройств можно отнести жесткое регламентирование узкой режимной области расходов и недостаточную надежность работы, обусловленную необходимостью точного согласования жесткости пружины и массы клапана. Небольшие изменения напорно-расходных характеристик подачи рабочей жидкости приводят к

срыву генерации. Клапанно-ударные излучатели, хотя и генерируют достаточно высокоамплитудные колебания давления, обладают весьма малым ресурсом работы и выходят из строя из-за развития в его клапанных узлах ударных напряжений.

К генераторам, построенным на основе вихревых элементов, относятся гидравлические преобразователи-«свистки» [9], излучающие колебания низкой амплитуды с низким значением среднеквадратичного давления. Недостатками данного типа излучателей являются низкая надежность, неустойчивость автоколебательного режима и узость рабочего диапазона расходов. Конструкция же генератора на основе вихревой центробежной форсунки [10] позволяет излучать колебания любых требуемых амплитудно-частотных характеристик, а энергоотдача устройства ограничивается в основном мощностью напорной линии.

К осесимметричным гидродинамическим излучателям с пульсирующей кавитационной областью можно отнести прямоточные и противоточные устройства [11]. Их неоспоримыми преимуществами являются простота эксплуатации и отсутствие вибрирующих элементов конструкции, что обуславливает длительный срок службы. Источником мощных акустических волн в диапазоне низких звуковых частот является жидкоструйный излучатель со ступенчатым препятствием и круговым щелевым соплом в виде соосных дисков [12]. Его работа основана на автоколебаниях упругой затопленной осесимметричной струйной кольцевой мембраны.

Несомненно, каждая из перечисленных излучающих систем обладает определёнными достоинствами и недостатками и может применяться с различным эффектом при решении тех или иных конкретных задач. Современный интерес к гидродинамическим преобразователям объясняется дешевизной получаемой акустической энергии, простотой конструкций, надёжностью и стабильностью работы, высокой производительностью.

Библиографический список

1. *Назаренко А.Ф.* Гидродинамические излучатели. В кн.: Ультразвук. Маленькая энциклопедия. – М.: Советская энциклопедия, 1977. – С. 79–81.
2. *Назаренко А. Ф.* Гидродинамические излучающие системы и проблема интенсификации некоторых технологических процессов: дис. ... докт. техн. наук. – Одесса, 1980. – 383 с.
3. *Буторин Э.А., Кравцов Я.И., Секачев Л.Н.* Определение и исследование условий устойчивой генерации колебаний давления гидродинамическими излучателями на основе резонатора Гельмгольца при осуществлении энергоэффективных технологий – Известия РАН. Энергетика. – 2006. – №2. – С.128-135.
4. *Уметбаев В. Г.* Геолого-технические мероприятия при эксплуатации скважин. – М.: Недра, 1989. – 217 с.

5. Гидроимпульсный генератор упругих волн: пат. 2157452 Рос. Федерация. № 98106680/03; заявл. 26.03.98 ; опубл. 10.10.00, Бюл. № 1, 2003.
6. *Промтов М.А.* Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика. Монография. – М.: Машиностроение -1, 2001. – 260 с.
7. Гидродинамический генератор: пат. 2347153 Рос. Федерация. № 2007123680/06; заявл. 25.06.07 ; опубл. 20.02.09, Бюл. № 5.
8. *Дыбленко В.П., Камалов Р.Н., Шариффулин Р.Я., Туфанов И.А.* Повышение продуктивности и реанимация скважин с применением виброволнового воздействия. – М.: Недра-Бизнесцентр, 2000. – 381с.
9. Способ обработки призабойной зоны эксплуатационной скважины и устройство для его осуществления: пат. 2047754 Рос. Федерация. № 5003605/03; заявл. 04.10.91; опубл. 10.11.95, Бюл. № 31.
10. Способ возбуждения колебаний потока жидкости и гидродинамический генератор колебаний: пат. 2144440 Рос. Федерация. № 98116022/28; заявл. 24.08.98; опубл. 20.01.00, Бюл. № 2.
11. *Дудзинский Ю. М., Маничева Н.В., Назаренко О.А.* Оптимизация параметров широкополосного акустического излучателя в условиях избыточных статических давлений. Акуст. вісник. – 2001. – 4, № 2. – С. 38—46.
12. *Сухарьков О. В.* Жидкоструйный излучатель со ступенчатым препятствием и круговым щелевым соплом в виде соосных дисков. – Наукові праці ОНАЗ ім. О.С. Попова. – 2010. – №1. – С. 102 – 108.

УДК 621.878

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РЕМОНТА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Л.Н. Киселева, преподаватель; Г.Э. Маркарянц
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Магистральный трубопровод представляет собой сложное инженерное сооружение, содержащее целый комплекс технических систем: линейную часть, головные и промежуточные перекачивающие станции, резервуарные парки и др. Линейная часть магистрального трубопровода - система линейно-протяженных объектов, предназначенных для обеспечения процесса перекачки. Она включает: трубопровод с отводами, лупингами и арматурными узлами; защитные противопожарные сооружения; линейные службы эксплуатации; устройства энергоснабжения и дистанционного управления запорной арматурой и установками электрохимической защиты; линии электропередачи и технологической связи; трассовые дороги и проезды, переходы через естественные и

искусственные препятствия; устройства пуска и приема очистных устройств и приборов диагностики.

Выбирать стратегию ремонта линейной части магистрального трубопровода следует с учетом обеспечения безопасности работ и охраны окружающей среды, бесперебойного снабжения потребителей нефте- и газопродуктов требуемого качества. Необходимо найти разумное соотношение между затратами на ремонт и уровнем надежности и эффективности функционирования трубопровода.

Аварийные ремонтные работы по ликвидации отказов магистральных трубопроводов требуют незамедлительного выполнения. При построении системы ремонта в первую очередь следует исходить из необходимости обеспечения работ по ликвидации отказов в кратчайшие сроки, снижения тяжести последствий.

Трубопроводный транспорт играет важную роль в экономическом развитии страны и не может оставаться без внимания. Трубопроводный транспорт предназначен для доставки массовых объемов жидких и газообразных продуктов с мест их добычи на значительные расстояния к местам потребления этих продуктов [1].

В зависимости от назначения и проектируемой пропускной способности трубопроводы выполняются из труб различных диаметров и сортаментов, что обусловило необходимость создания соответствующих рядов типоразмеров специальных машин и механизмов [2].

Поэтому строительство и ремонт трубопроводов превратились в одну из передовых отраслей строительной индустрии, обеспечившей комплексную механизацию основных трудоемких строительных и ремонтных процессов [1].

В ходе эксплуатации любого трубопровода, есть проблема, которую смело можно назвать главной. Это - старение его линейной части. Ведь на сегодняшний день большая часть трубопроводов выработала плановый ресурс на 60-70 %, что представляет огромную экологическую опасность. На территории России примерно 34 % газопроводов, 46 % нефтепроводов эксплуатируются свыше 20 лет. Из них 15 % газопроводов, 25 % нефтепроводов, 34 % продуктопроводов построены более 30 лет тому назад (условно нормативный срок службы), в том числе 3,5 % газопроводов - более 40 лет. Через 20-25 лет эксплуатации число аварий стабильно растет вследствие того, что образовавшиеся дефекты в стенке трубы и циклические нагрузки оказывают отрицательное воздействие на прочностные характеристики металла и сварных соединений.

Для решения данных проблем необходим постоянный контроль над состоянием трубопровода и ремонт приходящих в технически неисправное состояние его участков.

Совершенствование системы ремонта магистральных трубопроводов достигается тремя основными взаимообусловленными направлениями: техническим, экономическим и организационным. Содержание этих направлений включает следующие проблемы: совершенствование организации управления техническим обслуживанием и ремонтом; рациональная централизация ремонта, обоснование целесообразной мощности ремонтных предприятий или подразделений; всестороннее совершенствование технологии ремонта; выбор оптимальной стратегии ремонта магистральных трубопроводов.

В настоящее время наиболее сдерживающим фактором повышения производительности ремонта является несовершенство средств выполнения земляных работ. Используемые бульдозеры и одноковшовые экскаваторы не могут обеспечить необходимую производительность выполнения земляных работ, направленных на удаление грунта из-под трубы. Кроме того, эти машины не в полной мере отвечают требованиям безопасности выполнения работ и сохранности ремонтируемого трубопровода.

Исходя, из вышесказанного можно сделать вывод о необходимости совершенствования существующих технологий ремонта магистральных трубопроводов при помощи модернизации машин из используемого комплекса. В частности предлагается использовать в комплексе следующие землеройные машины:

- послыйной разработки грунта МПРГ-1;
- для вскрытия трубопроводов МВТ;
- подкапывающей роторной МПР;
- подбивочной МП.

Работа этих четырех современных машин в комплексе позволяет выполнять ремонт, исключая осадку трубопровода относительно линии исходного залегания [3].

Главное преимущество предлагаемой технологии и техники состоит в том, что при перемещении всех машин ремонтной колонны, расположенных на определенном расстоянии одна от другой (в том числе очистной и изоляционной) вдоль трубопровода, обеспечивается выполнение ремонтных работ с минимальным изменением напряженного состояния трубы. При этом нет необходимости в дополнительной поддержке или подъеме ремонтируемой трубы и использовании трубоукладочной техники [4].

Библиографический список

1. Энергетическая стратегия России на период до 2020 г. / Е.С. Морозов // журнал «Потенциал» № 4, 2001 г., с. 2-5.
2. Промысловые трубопроводы и оборудование: Учебное пособие для вузов / Ф.М. Мустафин, Л.И. Быков, А.Г. Гумеров и др. - М.: ОАО Нефть, 2004 г. - 662 с.

3. <http://mvw.oilgas.ru/articles/view/CoBpeMeHHbie> технологии и методы организации, специальные машины и новые материалы для ремонта магистральных газопроводов.
4. Вайншток СМ. Трубопроводный транспорт нефти - М.: Недра, 2002 - 407 с.

УДК 622.831

ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ГРУНТА НА СИЛУ ТРЕНИЯ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ ПО ТРУБОПРОВОДУ¹

А.С. Кондратенко, канд. техн. наук, научный сотрудник
Учреждение Российской академии наук Институт горного дела
им. Н.А. Чинакала Сибирского отделения РАН
Новосибирск

Общеизвестно, что бестраншейный (закрытый) метод сооружения подземных инженерных коммуникаций является наиболее прогрессивным и экологичным. При прокладке коммуникаций под транспортными магистралями, особенно на небольшой глубине заложения, практически безальтернативным является метод, основанный на погружении в грунт трубы с открытым передним торцом, поскольку он в наибольшей степени исключает возможность вспучивания или просадки дорожного полотна. Важной завершающей операцией в этой технологии является удаление из трубы грунтового керна после погружения обсадной трубы на всю длину перехода (рисунок 1).

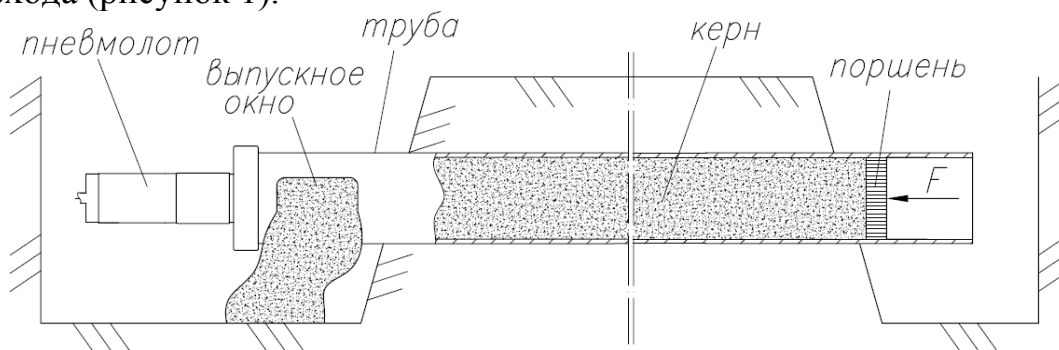


Рисунок 1. Очистка внутренней полости трубы комбинированным способом

При исследовании процесса удаления грунтового керна по трубе [1] было установлено, что с увеличением исходной влажности при виброударном воздействии на трубу и выталкивающим давлением поршня на керн, производительность процесса его удаления из внутренней полости трубы возрастает. Это видно из полученных экспериментальных кривых (рисунок 2). На графике представлен процесс перемещения грунтового

^{1 1} Работа выполнена при поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 гг.»

керн при различных значениях его влажности, в то время как энергия и частота ударов по трубе и напорное давление остаются постоянными [1].

Вместе с тем, имеющиеся данные [2] (таблица 1) о влиянии влажности грунта говорят, что коэффициент трения влажного грунта всегда выше чем сухого. Таким образом, возникает видимое противоречие между результатами эксперимента и данными, представленными в таблице 1.

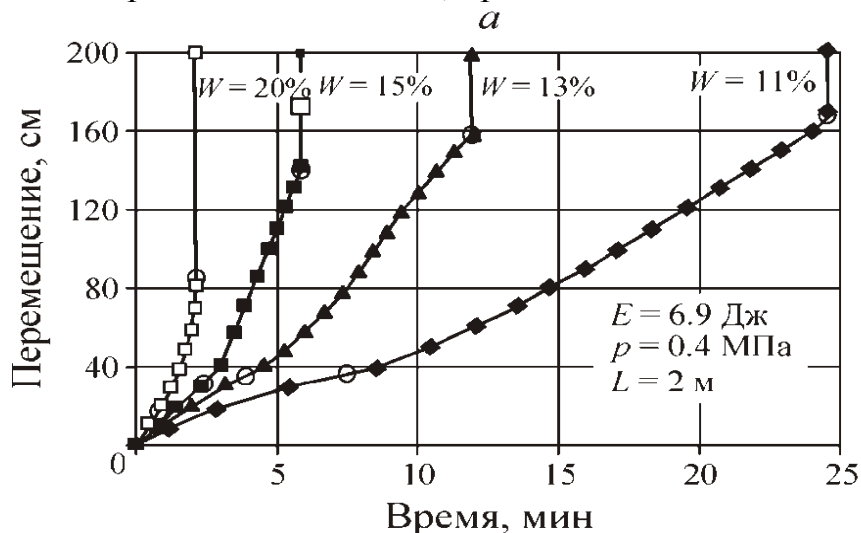


Рисунок 2. Зависимость перемещения грунтовой пробки во времени при различных значениях влажности грунта

Таблица 1

Значения коэффициентов трения [2]

	Глина	Суглинок	Супесь	Песок
влажный	0,43	0,78	0,82	0,53
сухой	0,33	0,36	0,38	0,45

Одним из возможных вариантов разгадки этого противоречия является то обстоятельство, что, как экспериментально показано в [1], в результате виброударного воздействия и статического подпора в сечении керн может происходить перераспределение влажности. При этом на границе с внутренней поверхностью трубы может создаваться перенасыщенная влагой пленка, играющая роль смазки. Соответственно, возникает основание полагать, что в сочетании с радиальной вибрацией стенок трубы, обусловленной прохождением волн сжатия от ударных воздействий, это может привести к значительному снижению трения. Однако инструментальных измерений коэффициента трения при движении грунта по стальной поверхности при наличии пограничного переувлажненного слоя не проводилось.

Эксперимент проводился на установке, схема которой представлена на рисунке 3.

Грунт, ограниченный с боков легкой и достаточно жесткой пластиковой оболочкой установлен на гладкой пластине и находится под давлением, создаваемым грузом. К оболочке прикреплен датчик силы, а к пластине - нагрузочный канат, другой конец которого, проходя через направляющий блок, соединен с емкостью. Увеличение объема жидкости в емкости приводит к увеличению силы тяги на канате. Датчик силы регистрирует изменение силы трения во времени и фиксирует момент перехода силы трения покоя в силу трения скольжения.

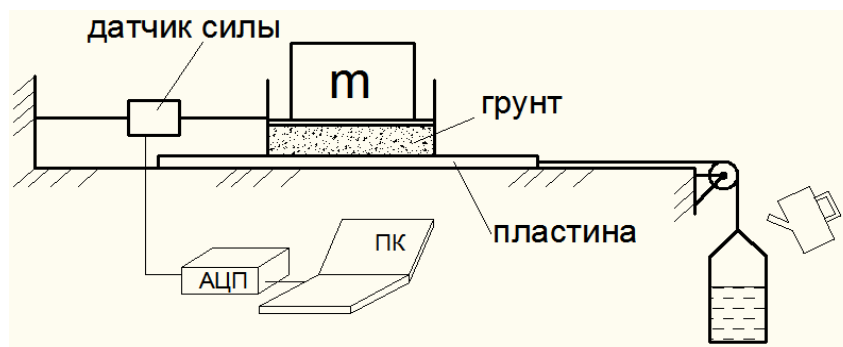


Рисунок 3. Схема стенда для измерения силы трения

Проводились измерения силы трения при различных значениях влажности грунта. В экспериментах использовался различный материал пластины (металл, пластик, стекло). Пробы грунта взвешивались, а затем сушились при температуре 105°C в течении 3 часов [3]. Определялась массовая доля влажности.

В результате проведенного исследования установлено, что при относительном перемещении сухой пластины и образца с заданной влажностью увеличение влажности образца во всех случаях ведет к увеличению силы трения (рисунок 4). Характер изменения коэффициента трения в исследованном диапазоне остается линейным, а результаты сопоставимы с известными данными (таблица 1). Сила трения при страгивании на 20-30 % выше силы трения при движении.

Следующим этапом было определение силы трения между образцом грунта (суглинок с влажностью 10 %) и пластиной, на поверхность которой был нанесен тонкий слой воды. После первой на поверхности пластины образовывался тонкий илистый след. При повторном протягивании этой поверхности значение коэффициента трения составило 0,15, тогда как при отсутствии пограничной переувлажненной пленки коэффициент трения для такого образца выше чем 0,6.

При использовании в качестве образца грунта кварцевого песка уменьшение сил трения не наблюдалось. Следовательно, на поверхности пластины образуется тонкий переувлажненный слой из глинистых частиц, которые заполняют микронеровности и образуют смазывающую прослойку, при движении по которой силы сопротивления значительно ниже.

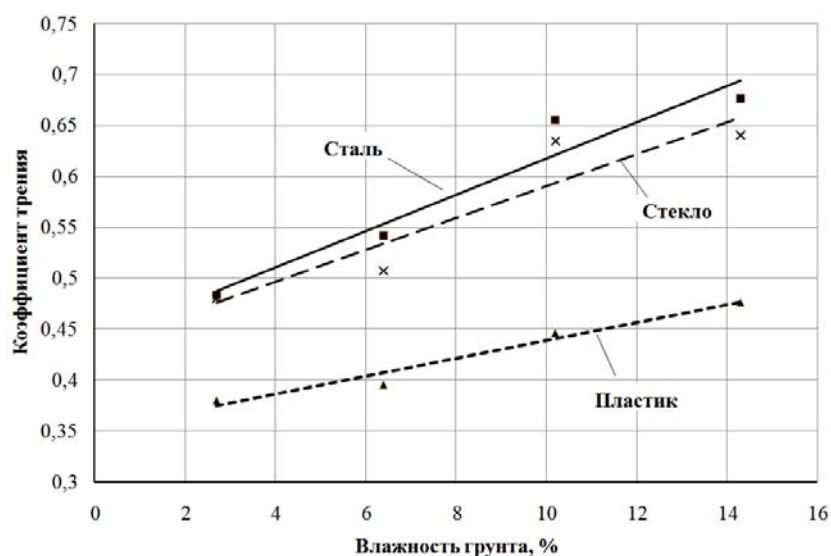


Рисунок 4. Зависимость коэффициента трения от влажности грунта

В упомянутой выше технологии удаления керна грунт заполняет трубу начиная от выпускного окна и каждое сечение керна проходит по уже сформировавшемуся следу на внутренней поверхности трубы. Если грунт содержит достаточное количество глинистых частиц, а пристеночный слой переувлажнен, то вся порция грунта, образующая керна, будет двигаться по тонкой смазывающей пленке с коэффициентом трения 0,15. Не исключено, что упоминавшийся вибрационный фактор может привести к дополнительному снижению трения

Библиографический список

1. Кондратенко А.С., Петреев А.М. Особенности процесса удаления грунтового керна при виброударном воздействии на трубу и статическом воздействии на керна// Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых – 2008-№6. С. 36 – 46
2. Кириллов А.А. Выбор рациональных параметров зажимных приспособлений и энергии удара кольцевых пневмоударных машин //дисс. канд. техн. наук. Новосибирск, 1988, 269.
3. ГОСТ 28268-89 Почвы. Методы определения влажности, максимальной гигроскопической влажности и влажности устойчивого завядания растений.

УДК 656.075

ФОРМИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТО И РЕМОНТА ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

П.Д. Коробко, магистрант; В.И. Иванов, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Продукция дорожно-строительного предприятия может быть получена путем использования различных современных технологий, а значит и за

счет использования средств механизации, - за счет использования смешанного парка машин отличающихся друг от друга типом и количеством. Один и тот же технологический процесс может быть выполнен различными по своему составу и производительности средствами механизации, - в том числе специализированными комплектами машин (СКМ), машинами и механизмами, которые отличаются характером использования, интенсивностью эксплуатации, показателями рабочих процессов, технико-экономическими показателями и показателями надежности.

Актуальной задачей является выбор и совершенствование критериев эффективности использования смешанных парков машин, их иерархии, а также стратегий эксплуатации машин (систем ТО и ремонта машин). Необходимо уметь оценивать технико-экономические возможности парка машин предприятия в условиях различных организационно-правовых форм хозяйствования, свободы выбора видов выполняемых работ и средств их механизации, использования различных современных технологий, а также организационных решений.

Исследования в области повышения эффективности эксплуатации машин на предприятиях (в организациях), практика использования средств механизации, ТО и ремонта машин до настоящего времени не объединены в комплексную систему научных рекомендаций, в том числе не реализованы в технических регламентах и нормативно-технической документации (НТД) строительной отрасли.

Под условиями эксплуатации машин понимаются:

- характер и интенсивность их использования;
- режимы работы машин, виды нагрузок, их интенсивность;
- природные, климатические условия и производственные факторы внешней среды;
- разработанные и реализованные на предприятиях (в организациях) системы управления качеством эксплуатации.

Основу технической эксплуатации средств механизации на предприятиях составляет система технического обслуживания и ремонта основных фондов. При этом в строительной отрасли внедряется прогрессивная профилактическая система ТО и ремонта машин по их фактическому техническому состоянию [1]. Использование импортной техники способствует тому, что в настоящее время на предприятиях целесообразно разделение парков машин на группы эксплуатации с разными системами ТО и ремонта. Согласно требованиям эксплуатационной документации машины отечественного и импортного производства имеют отличающиеся планы ТО и ремонтов. Отечественные машины обслуживаются в системе ППР, импортные – по фактическому техническому состоянию.

Опыт эксплуатации машин по показателям их наработки, а также продолжительности выполнения ТО и ремонтов подтверждает целесообразность планирования эксплуатации парков машин с разделением их на группы по признакам принадлежности к разным стратегиям, а также разной интенсивности использования.

Статистические исследования интенсивности эксплуатации различных по характеру использования машин на ООО «Стрежевское ДРСУ» (по результатам 2003-2007 годов) представлена на рисунке 1.

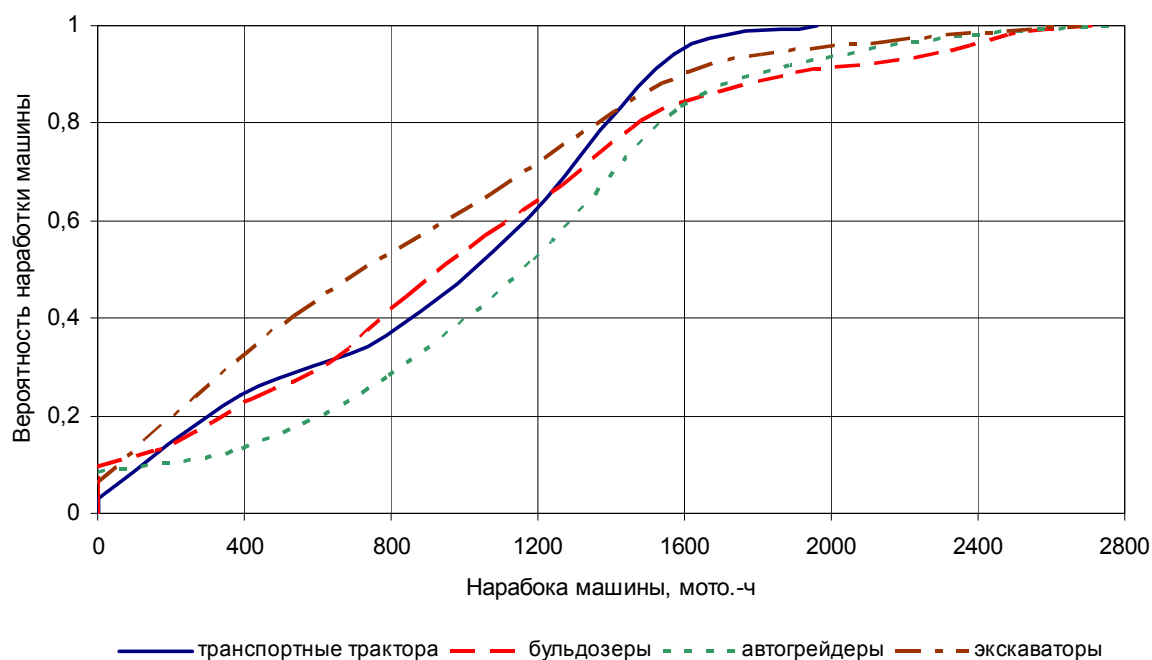


Рисунок 1. Функции распределения наработки машины в зависимости от характера их использования и системы ТО и ремонта

Как видно машины в местных условиях эксплуатации ООО «Стрежевское ДРСУ» имеют наработку существенно отличающуюся от рекомендованных нормативной документацией средних значений [2].

В таблицах 1 и 2 представлены данные по интенсивности эксплуатации и продолжительности ТО и ремонтов отечественных и импортных машин открытого акционерного общества «Ханты-Мансийскдорстрой» в зимнем и летнем периодах 2003 года.

На этом предприятии 22 % всего парка машин - импортные машины. Интенсивность их эксплуатации в зимнем и летнем периодах по группам существенно не различаются по наработке в маш.-ч.

Вместе с тем, средняя наработка импортных машин в течение месяца. Как в летнем, так и в зимнем периоде эксплуатации превосходит наработку отечественных машин. На более высокую эффективность использования импортной техники указывает показатель продолжительности нахождения этих машин в ТО и ремонте.

Таблица 1

**Показатели интенсивности эксплуатации машин ОАО
«Ханты-Мансийскдорстрой» в зимний период**

Машины	Кол.	Средняя наработка группы машин в месяц, маш.-ч	Средняя наработка одной машины в течение месяца, маш.-ч	Пределы изменения в наработках машин		Средняя продолжи- тельность ТО и Р машин, ч
				tmin	tmax	
1	2	3	4	5	6	7
Экскаваторы						
Отечествен- ные	3	1345,0	448,3	340,0	602,7	359,0
Импортные	4	2268,0	567,0	441,0	648,3	112,5
Бульдозеры						
Отечествен- ные	11	5149,8	468,2	410,6	527,8	262,5
Импортные	1	632,0	632,0	564	682	-
Автогрейдеры						
Отечествен- ные	4	1903	475,75	265,8	615,0	239,6

Таблица 2

**Показатели интенсивности эксплуатации машин ОАО
«Ханты-Мансийскдорстрой» в летний период**

Машины	Кол.	Средняя наработка группы машин в месяц, маш.-ч	Средняя наработка одной машины в течение месяца, маш.-ч	Пределы изменения в наработках машин		Средняя продолжи- тельность ТО и Р машин, ч
				tmin	tmax	
1	2	3	4	5	6	7
Экскаваторы						
Отечествен- ные	3	1680,7	560,2	421,7	765,7	347,3
Импортные	4	2516,6	629,1	564,8	682	82
Бульдозеры						
Отечествен- ные	11	5927,4	538,9	460,8	586,2	267,9
Импортные	1	520,4	520,4	77	682	75
Автогрейдеры						
Отечествен- ные	4	2186,4	546,6	413,2	643,5	130,4

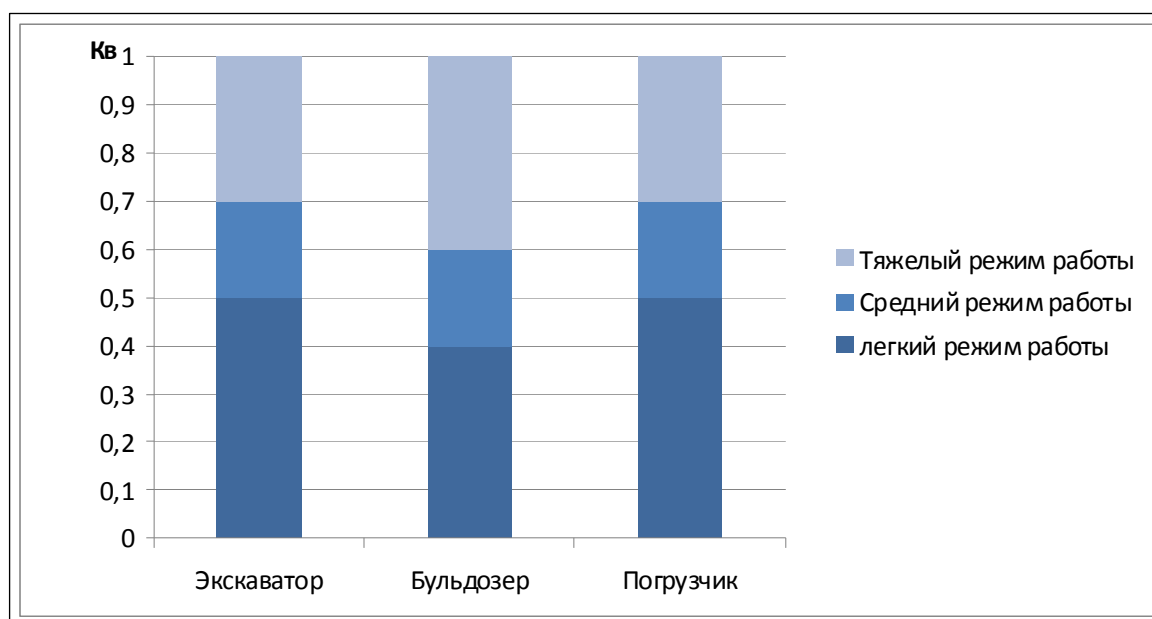


Рисунок 2. Рекомендованные показатели интенсивности использования машин по времени (Кв)

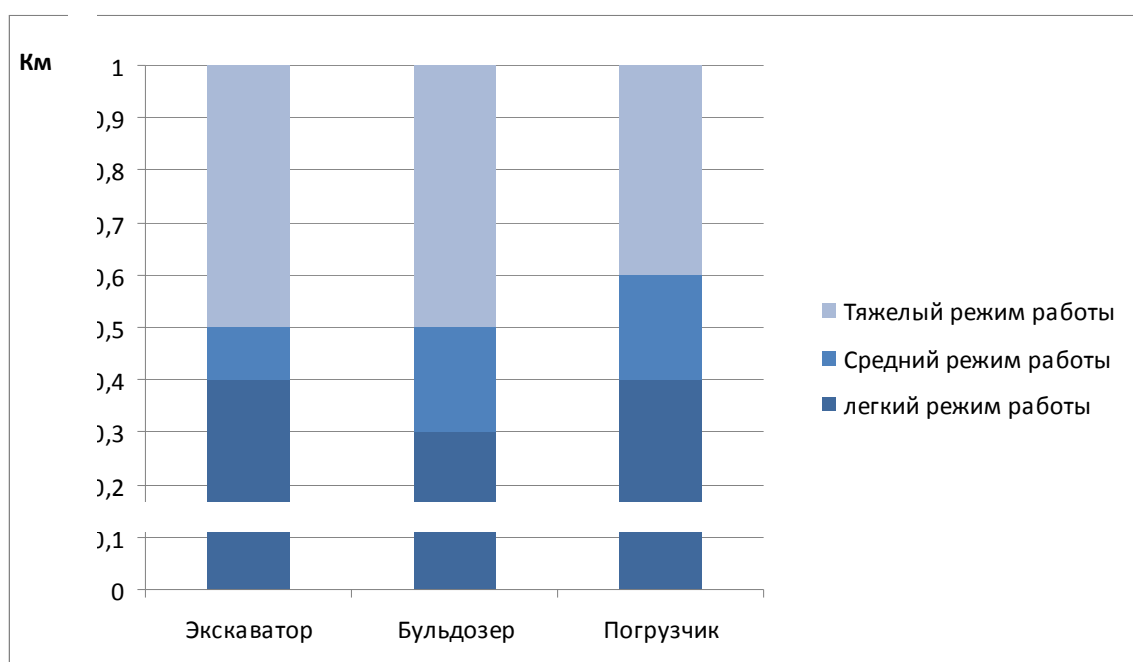


Рисунок 3. Рекомендованные показатели интенсивности использования двигателей машин по мощности (Км)

Данное преимущество зарубежной техники достигается за счет реализации системы ТО и ремонта по фактическому состоянию. На современном этапе в условиях рыночной экономики – применение системы ППР не позволяет эффективно использовать основные фонды предприятия. Одним из недостатков ППР является не полное использование ресурса агрегатов и составных частей машин. Дополнительные простои возникают за счет не совпадения

рекомендованных по наработке технических воздействий нормативной документацией рабочего оборудования и базовой машины. Применение системы обслуживания по фактическому состоянию позволяет решить обе эти проблемы, за счет применения средств диагностики.

Таким образом, разделение смешанных парков машин по признакам принадлежности к различным стратегиям эксплуатации и интенсивности использования является целесообразным. Планирование ТО и ремонтов с учетом выделения групп по интенсивности использования машин с корректировкой применительно к местным условиям обеспечит эффективность эксплуатации средств механизации.

Библиографический список

1. МДС 12-8.2007. Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин;
2. МДС 81-3.99. Методические указания по разработке сметных норм и расценок по эксплуатации строительных машин и автотранспортных средств;
3. *Зорин В.А.* Основы работоспособности технических систем / Учебник для студентов высших учебных заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2009г. - 208с
4. *Зорин В.А., Гладов В.Ю. Кравченко И.Н. и др.* Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин / Учебник для вузов. М.: Триада, 2006г. -472с
5. *Пермяков В.Б.*, Комплексная механизация строительства / учебник для студентов высших учебных заведений. – М.: Высшая школа, 2005. - 382 с.

УДК 624.139

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОГРАНИЧЕНИЙ НА ПРОЦЕСС ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ НАКОНЕЧНИКА ЗУБА РЫХЛИТЕЛЯ

В. Н. Кузнецова, д-р техн. наук, профессор
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При производстве на мерзлых грунтах земляных работ рыхлителями сила рыхления по величине должна быть минимальной, но достаточной для разрушения грунта. Это приведет к полной загрузке рыхлителя и минимизации излишков энергоемкости на процесс рыхления [1 - 4]. Оптимальным будем считать такой поперечный профиль рабочего органа, при котором значение сопротивления резанию на наконечник будет минимально при постоянной площади его сечения. При минимуме сопротивления резанию на наконечник будет снижен его износ. Это в конечном итоге приведет к увеличению производительности и снижению энергоемкости разработки грунта.

Установлено, что нормальное давление на наконечник при его переменной ширине определяется выражением [1, 5]:

$$P = p_0 \cdot Q(y) \cdot P(x), \quad (1)$$

где p_0 - величина нормального давления в средней верхней точке наконечника; $Q(y)$, $P(x)$ - функции, учитывающие изменение давления по ширине и длине наконечника соответственно.

С учетом преобразований:

$$P = p_0 \cdot \frac{L}{2} \cdot \int \int Y(x) \cdot P(x) Q(y) dx dy = p_0 \cdot \frac{L}{2} \cdot \int_{-l}^l Q(y) dy \int_{-l}^l P(x) dx \cdot Y(x), \quad (2)$$

где d_i – постоянный коэффициент, $P_i(x)$ - полиномы Лежандра.

В формуле (2) положим

$$Y(x) = \sum_{i=0}^{\infty} d_i P_i(x) = d_0 P_0(x) + d_1 P_1(x) + \dots + d_{\infty} P_{\infty}(x). \quad (3)$$

Ряд (3) определяет различные формы лобовой поверхности наконечника (семейство геометрических фигур), имеющие одинаковые площади сечения.

Из выражения (2) находим результирующее нормальное усилие на наконечник P с учетом разложения в ряд по полиномам Лежандра (3):

$$P = p_0 \frac{L}{2} k_y \int_{-l}^l P(x) \cdot \sum_{i=0}^{\infty} d_i P_i(x) dx = \frac{p_0 \cdot L}{2} k_y \sum_{i=0}^{\infty} d_i \int_{-l}^l P(x) P_i(x) dx = \frac{p_0 \cdot L}{2} k_y \sum_{i=0}^{\infty} I_i d_i, \quad (4)$$

k_y - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по ширине наконечника,

$$I_i = \int_{-l}^l P_i(x) \cdot P(x) dx. \quad (5)$$

Влияние формы поперечного профиля наконечника на суммарную величину нормального давления P определяется согласно выражениям, находящимся под знаком суммы в выражении (4), то есть:

$$s = \sum_{i=0}^{\infty} d_i I_i. \quad (6)$$

Следовательно, оптимальным будет такой поперечный профиль наконечника, при котором ряд (6) имеет минимальное значение.

Ограничиваясь только пятью первыми членами ряда (6), имеем:

$$\sum_{i=0}^4 d_i I_i \rightarrow \min. \quad (7)$$

Задача поиска оптимального поперечного профиля наконечника сводится к задаче линейного программирования, при решении которой находятся коэффициенты разложения d_i по полиномам Лежандра. Оптимальное решение целевой функции (7) зависит от вида ограничений задачи. Поэтому рассмотрим различные виды ограничений.

Ограничения в виде условия неотрицательности аппликата граничной линии поперечного профиля, приводят к результату:

$$y(x) = 0. \quad (8)$$

Неприемлемый с практической точки зрения, он математически вполне корректен, так как при этом получается нулевое, а, следовательно, самое минимальное значение целевой функции (7).

Лимитирование минимально возможного значения полуширины режущей кромки наконечника приводит к решению задачи, которое представлено в виде графика поперечного профиля (рисунок 1).

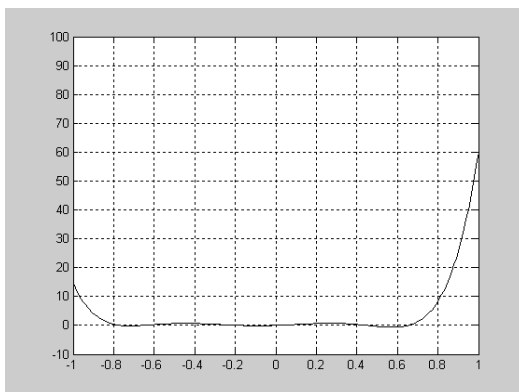


Рисунок 1. Результат решение задачи оптимизации с учетом ограничений ($y(x) > 0$, $y(l) = l$)

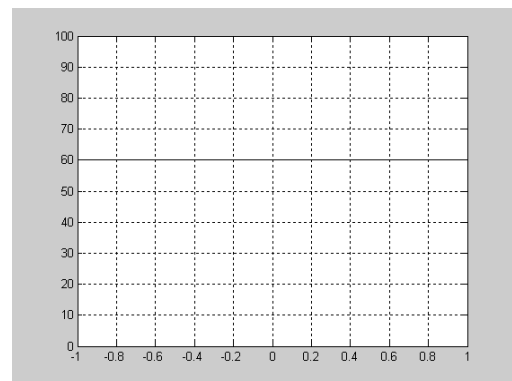


Рисунок 2. Результат решение задачи оптимизации с учетом ограничения 3 ($y(x) \geq l$)

Это решение неприемлемо хотя бы потому, что указанный наконечник не будет обладать необходимой прочностью.

При

$$y(x) \geq l \quad (9)$$

на весь интервал изменения x $[-l; l]$ решение задачи представляется в виде отрезка:

$$y(x) = l, \quad (10)$$

график которого представлен на рисунке 2. Выражение для определения ограничение по прочности следующее:

$$y(x) \geq \frac{\left[\frac{3 \cdot T \sin \alpha}{2 h^2} (1-x) \cdot L + \frac{T \cos \alpha}{2 h} \right]}{[\sigma]}, \quad (11)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на изгиб материала наконечника; T – тяговое усилие рыхлителя; α_p - угол рыхления; h - ширина боковой грани наконечника.

Выражение (10), с учетом формулы (11), представляет собой сложную нелинейную зависимость. Графики профиля наконечника равной прочности и оптимального профиля наконечника, удовлетворяющего условию равнопрочности (11), представлен на рисунке 3. Оптимальный профиль практически полностью совпадает с равнопрочным, за исключением области режущей кромки наконечника. Оптимальный профиль имеет большую площадь и в состоянии воспринимать большее нормальное усилие, чем равнопрочный. Однако он воспринимает улучшения процесса рыхления грунта. То есть, с учетом выражения (11) и ограничения ширины режущей кромки:

$$y(x) = \frac{T \cos \alpha_p}{2 h_n [\sigma]}, \quad (12)$$

получим следующий профиль наконечника (рисунок 4).

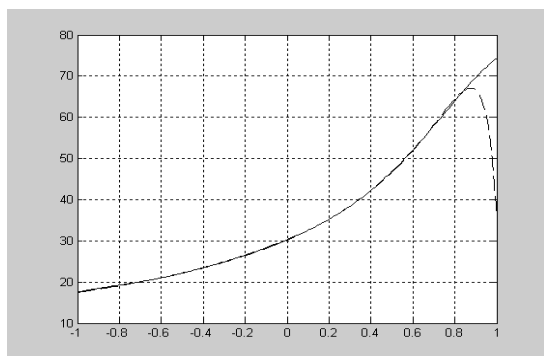


Рисунок 3. Графики профилей наконечников равной прочности (штриховая линия) и оптимального профиля по условию (11) (сплошная линия)

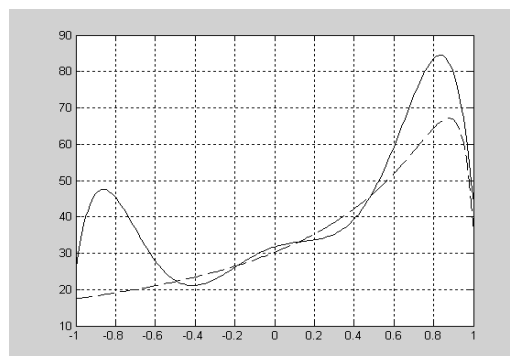


Рисунок 4. Графики профилей наконечников равной прочности (штриховая линия) и оптимального профиля по условиям (11) и (12) (сплошная линия)

Можно утверждать, что полученный профиль лучше предыдущего, так как расчетное удельное давление на него меньше k_1 и составляет $k_2 = 43,2$.

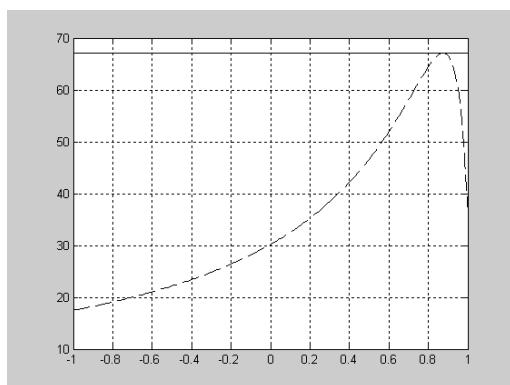


Рисунок 5. Графики профилей наконечников равной прочности (кривая линия) и оптимального профиля (прямая линия)

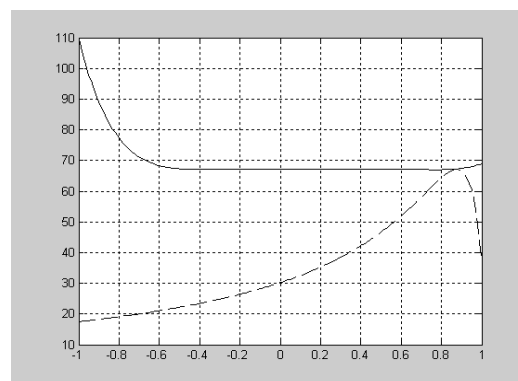


Рисунок 6. Профиль наконечника, полученный для $F_4 = 140 \text{ см}^2$ и $k_4 = 40,07$

При выполнении условия равнопрочности и конечности ширины наконечника выше режущей кромки расчетное удельное давление, приходящееся на полученный профиль наконечника (рисунок 5), составляет $k_3 = 41,4$, что меньше, чем у предыдущих наконечников. Расчетная относительная площадь наконечника составила $S_3 = 138 \text{ см}^2$. Известно, что при увеличении относительной площади наконечника удельное давление на него падает. При попытке увеличения площади наконечника до величины $S_4 = 140 \text{ см}^2$ удельное давление составило $k_4 = 40,07$. Это меньше, чем величина k_3 . Однако из рисунка 6 видно, что профиль, полученный для $S_4 = 140 \text{ см}^2$ и $k_4 = 40,07$, резко увеличивает свою ширину к верхней части наконечника до значения полуширины, равного 11 см. Это ведет к неоправданному увеличению габаритов и металлоемкости не только наконечника, но стойки зуба рыхлителя, так как удельное давление на наконечник снижается лишь на 3 %.

Библиографический список

1. Кузнецова В.Н. Развитие научных основ взаимодействия контактной поверхности рабочих органов землеройных машин с мерзлыми грунтами: Дис... д-ра техн. наук. — Омск. — 2009. — 258 с.
2. Зеленин А.Н. и др. Машины для земляных работ. — М.: Машиностроение, 1975. — 456 с.
3. Растегаев И. К. Машины для вечномёрзлых грунтов, М.: Машиностроение, 1986. — 216 с.
4. Рейш А. К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин.- М.: Машиностроение, 1986. - 181с.
5. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: Дис... д-ра техн. наук. — Омск, - 1999. — 252 с.

РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ И УДАЛЕНИЯ СНЕЖНО-ЛЕДЯНЫХ ОБРАЗОВАНИЙ С ПОВЕРХНОСТИ ДОРОГ И АЭРОДРОМОВ

А.В. Лысянников, аспирант; Р.Б. Желукевич, канд. техн. наук, доцент;
Ю.Ф. Кайзер, канд. техн. наук доцент; В.А. Ганжа, ст. преподаватель
Институт нефти и газа
Сибирский федеральный университет
Красноярск

Рост территорий городов, их населения сопровождается увеличением и сети транспортных потоков. Жизнедеятельность современного крупного города в значительной мере зависит и от качества функционирования автомобильного транспорта.

Согласно утвержденной программы Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 года № 1734-р «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года», протяженность автомобильных дорог общего пользования в России к 2030 году практически удвоится и достигнет более 1,35 миллиона километров, количество аэродромов гражданской авиации вырастет с 315 до 500.

Рост интенсивности движения на современных автомобильных дорогах приводит к необходимости повышения требований к основным транспортно-эксплуатационным показателям (ТЭП): обеспеченной скорости, непрерывности и безопасности движения. Обеспечение этих требований особенно актуально в зимний период, когда под воздействием погодных факторов ухудшаются сцепные качества дорожного покрытия.

В некоторых районах России, продолжительность зимнего периода более 6-7 месяцев, скользкость, вызванная снежно-ледяными образованиями на проезжей части автомобильных дорог, резко снижает безопасность движения транспорта. По данным экспертов, погодноклиматические факторы занимают третье место среди основных составляющих экономической безопасности России (после технико-технологической и финансовой) [1].

Безопасность движения автотранспорта связана с качеством очистки поверхности дорожных покрытий от снега, снежно-ледяных образований и гололеда, так как эти факторы изменяют одно из важнейших условий обеспечения безопасности движения - сцепные качества покрытия [2]. Для обеспечения безопасного движения требуется, чтобы коэффициент сцепления был не ниже минимально допустимого, таким минимальным значением считается 0,3 [3], при меньших значениях коэффициента

сцепления резко возрастает вероятность дорожно-транспортных происшествий.

По данным ГИБДД РФ около 21 % ДТП происходит из-за неудовлетворительного состояния дорог, из них около 70 % (15 % от общего числа ДТП) приходится на заснеженные дорожные покрытия, 5-7 % аварий на частично заснеженные и покрытые льдом, в тоже время на скользких покрытиях отмечены наиболее тяжелые последствия ДТП. Эти данные подтверждают актуальность и необходимость решения проблемы повышения ТЭП автомобильных дорог в сложных погодных условиях.

Борьба с зимней скользкостью ведется следующими способами: фрикционный; химический; тепловой и механический, но наиболее экономичным, технологически простым в применении и экологически чистым является механический способ.

Существующие снегоуборочные машины не способны достаточно эффективно и своевременно разрушать снежно-ледяные образования в силу их высокой прочности и конструктивной непригодности рабочего оборудования.

В настоящее время для обеспечения требуемого качества очистки дорожных покрытий используется одновременно три единицы рабочей техники, существующая схема очистки дорог от снежно-ледяных образований представлена на рисунке 1.

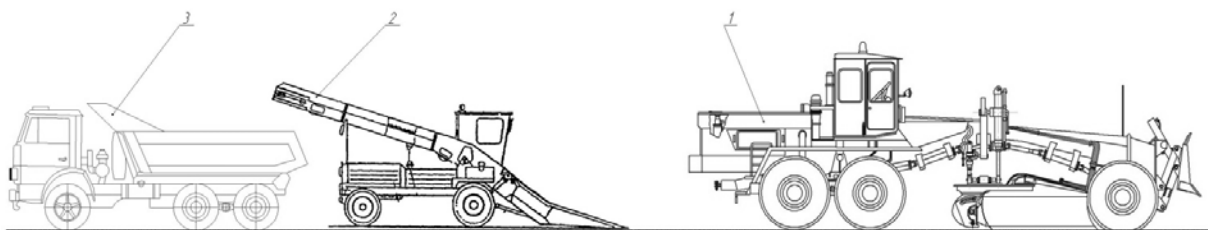


Рисунок 1. Существующая схема очистки дорог от снежно-ледяных образований: 1 – автогрейдер тяжелого типа; 2 – снегопогрузчик с рабочим органом лапового типа; 3 – грузовой автомобиль

На представленной схеме первым движется автогрейдер, он разрушает снежно-ледяной накат, образуя на проезжей части снежный вал, после него следует снегопогрузчик с рабочим органом лапового типа, который подбирает разрушенные снежно-ледяные образования и грузит их в кузов транспортного средства.

Существующая схема уборки снежно-ледных образований с дорожных покрытий экономически не выгодна. Разработка навесного оборудования для уборки снежно-ледяных образований, монтируемого на автогрейдере позволит уменьшить количество используемой техники, в результате чего снизятся экономические расходы (расходы на ГСМ и

заработную плату) по удалению снежно-ледяных образований. Схема предлагаемого навесного оборудования представлена на рисунке. 2.

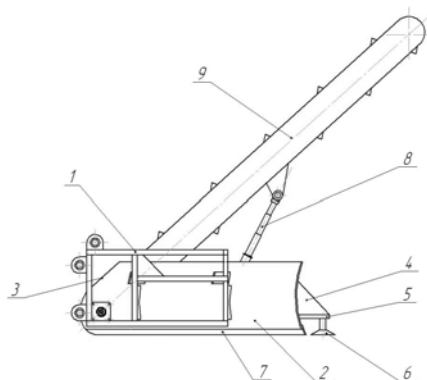


Рисунок 2. Рабочий орган с дисковым инструментом для разрушения и удаления снежно-ледяных образований: 1 – каркас; 2 – отвал; 3 – кожух; 4- кронштейн; 5- пластина; 6 –режущий диск; 7 – нож; 8-гидроцилиндр; 9 – транспортер

Схема очистки дорожного покрытия с использованием предлагаемого навесного оборудования, смонтированного на автогрейдере, представлена на рисунке 3.

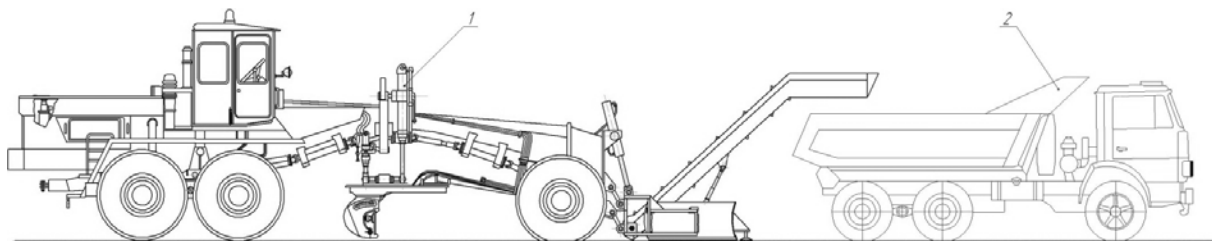


Рисунок 3. Схема очистки дорог от снега с использованием предлагаемого навесного оборудования: 1 – автогрейдер тяжелого типа с предлагаемым рабочим органом; 2 – грузовой автомобиль

Для улучшения скола снежно-ледяного наката с дорожных покрытий на автогрейдере установлен предлагаемый рабочий орган с дисковым инструментом, выполненный из каркаса, с установленными на нем двумя отвалами, под углом $60 - 70^\circ$ друг к другу с размещенными в нижней части режущими дисками, с углом наклона нижнего основания диска к поверхности снежно-ледяного наката не более 10° . Установка режущих дисков под таким углом обеспечивает оптимальные усилия резания и энергоемкость процесса в целом, которые будут увеличиваться по мере заглубления диска в разрабатываемый массив. Сходящиеся концы отвалов соединены пластиной, выполненной с закруглением по радиусу, при этом между отвалами установлен ковшовый транспортер, продольная ось которого совпадает с продольной осью базовой машины. Установка

отвалов под углом 60-70° к друг другу обеспечивает оптимальное перекрытие рабочих зон соседних дисков - полублокированное резание всеми дисками, кроме переднего крайнего по ходу движения базовой машины, в результате чего обеспечивается увеличение производительности. При движении базовой машины режущие диски врезаясь в снежно-ледяной накат, разрушают его, продукты разрушения перемещаются вдоль отвалов и сдвигаются к транспортеру, для погрузки в кузов автомашины.

Рабочий орган позволяет эффективно удалять с дорожного покрытия снежно-ледяной накат толщиной до 10-15 см.

Применение навесного оборудования позволит снизить количество машин, участвующих в технологическом процессе удаления снежно-ледяных образований с дорожных покрытий, совместить операции по разрушению и удалению снежно-ледяных образований, увеличить производительность и эффективность применения базовой техники, снизить экономические расходы на уборку снежно-ледяных образований (на топливо – 25 %, на заработную плату обслуживающему персоналу – 32 %). Отвал, оборудованный дисковым инструментом снижает энергоемкость процесса удаления снежно-ледяных образований в 2,3 раза по сравнению с обычным отвалом.

При использовании данного технического решения пропадает необходимость перекрывать две полосы дорожного движения, появляется возможность содержать таким образом однополосные дороги. Рабочий орган для удаления снежно-ледяного наката с поверхности дорог позволит обеспечить требуемое качество очистки дорожных покрытий, мест стоянок воздушных судов, подъездных путей, рулёжных дорожек, увеличить коэффициент сцепления шин автомобилей с покрытием тем самым повысить безопасность движения.

Библиографический список

1. Влияние погоды и климата на экономическую безопасность России / Я.Ю. Альшанский, А.И. Бедрицкий, Г.П. Вимберг и др. // Метеорология и гидрология. - 1999. - №5. - С. 5-9.
2. Автомобильные дороги России на рубеже веков. Цифры и факты / Рос. дор. агентство. - М., 2000. - 212 с
3. Рекомендации по устройству дорожных покрытий с шероховатой поверхностью. Утверждены Распоряжением Минтранса России от 5 января 2004 г.

ПРОГРАММА РАСЧЕТА СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

Ю.П. Макушев, канд. техн. наук; Д.С. Жингель, аспирант;

А.В. Филатов, аспирант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

1. Расчет центробежного компрессора

При расчете компрессора с известными размерами определяют требуемое количество воздуха для двигателя, подачу воздуха одним компрессором (если их несколько), степень повышения давления, частоту вращения, общую работу, затраченную на впуск, сжатие и нагнетание воздуха, изменение температуры и давления в каналах и коэффициент полезного действия (КПД).

1.1. **Требуемое массовое количество воздуха** для двигателя определяется из выражения [1]:

$$M_D = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с}, \quad (1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,0) для дизеля; L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1кг топлива (15 кг); g_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) (0,18 – 0,22); N_e – мощность двигателя, кВт; φ – коэффициент продувки (1,1 – 1,2).

1.2. С учетом выбранного числа компрессоров i_k **необходимая подача воздуха** одним компрессором находится по формуле:

$$M_K = \frac{M_D}{i_k}. \quad (2)$$

1.3. Определим **среднее эффективное давление** P_e . Для четырехтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120}, \quad (3)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л ; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

После преобразования выражения (3) получим:

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n} \text{ МПа.}$$

1.4. Величина **давления воздуха на выходе из компрессора и степень повышения давления** для четырехтактных двигателей определяется из соотношений:

$$P_k = (0,15 - 0,18) P_e, \quad \pi_k = \frac{P_k}{P_0}, \quad (4)$$

где P_0 – давление на входе в компрессор (атмосферное давление).

1.5. Определяем **окружную скорость** на выходе из колеса компрессора

$$U_2 = \sqrt{\frac{L_{a\partial}}{\eta_{\text{нап}}}}, \quad (5)$$

где $L_{a\partial}$ – адиабатная работа сжатия; $\eta_{\text{нап}}$ – напорный адиабатный КПД (0,6 – 0,75), характеризует способность колеса создавать напор.

1.6. **Общая удельная работа** (Дж/кг) при адиабатическом сжатии находится из выражения:

$$L_{a\partial} = c_p \cdot T_a \left(\pi_k^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right), \quad (6)$$

где $c_p = 1005$ Дж/(кг·К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; $T_a = 293$ К – температура на входе в компрессор, $k = 1,4$ – показатель адиабаты.

1.7. Зная окружную скорость и наружный диаметр колеса, находим **частоту вращения вала колеса компрессора** из формулы:

$$n_k = \frac{60 U_2}{\pi D_{2K}}. \quad (7)$$

1.8. **Действительную удельную работу**, затраченную на всасывание, сжатие и нагнетание воздуха в компрессоре, **адиабатный КПД** рассчитывается по формуле:

$$L_{\text{зат}} = C_p \cdot (T_4 - T_1); \quad \eta_{a\partial} = \frac{L_{a\partial}}{L_{\text{зат}}}. \quad (8)$$

1.9. Давление в каналах компрессора определяют по изменению температуры, которая определяется в результате торможения газа по формуле или методом подбора:

$$T^* = T + \frac{C^2}{2C_p}, \quad (9)$$

где C – скорость газа, м/с.

1.10. Определив температуру, находят давление по формуле:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (10)$$

где n – показатель политропы сжатия.

1.11. **Мощность компрессора** (работа за единицу времени):

$$N_k = \frac{M_k \cdot L_{ad}}{\eta_{ad}}. \quad (11)$$

2. Расчёт радиально-осевой турбины

Исходными данными для расчета турбины являются данные теплового расчета двигателя и расчетные данные компрессора [1]. **Турбина должна обеспечить необходимую частоту вращения компрессора и его мощность.**

2.1. Расход газа через турбину примерно на 3 % больше расхода воздуха через компрессор:

$$M_T = 1,03 M_k. \quad (12)$$

Наружный диаметр колеса турбины принимаем равным диаметру колеса компрессора $D_{1T} = D_{2K}$. Поэтому окружные скорости на входе в колесо турбины и выходе из колеса компрессора будут равны $U_{1T} = U_{2K}$. Частота вращения колеса компрессора равна частоте вращения колеса турбины ($n_K = n_T$). Так как колесо турбины и колесо компрессора закреплены на одном валу, то их мощности равны друг другу $N_T = N_K$.

2.2. Мощность на валу турбины определяется из выражения:

$$N_T = H_T \cdot M_T \cdot \eta_T, \quad (13)$$

где H_T – располагаемый перепад энтальпии, Дж/кг (энтальпия $H_T = C_p \cdot T$); η_T – эффективный КПД турбины (0,7 – 0,8).

2.3. Исходя из равенства $N_T = N_K$, необходимый перепад энтальпии в турбине вычисляется по формуле:

$$H_T = \frac{M_K \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot \eta_T \cdot M_T} . \quad (14)$$

2.4. Если всю энергию отработавших газов преобразовать в скорость на выходе из соплового аппарата, то адиабатная скорость C_{AD} будет равна:

$$C_{AD} = \sqrt{2 \cdot H_T} . \quad (15)$$

Расчет завершается при равенстве мощности турбины и компрессора (допускается расхождение не более 5 %).

3. Расчет совместной работы двигателя и турбокомпрессора

В качестве базовой была принята программа совместной работы двигателя и турбокомпрессора, разработанная в МАДИ [2].

Программа расчёта совместной работы дизеля и турбокомпрессора требует проведения большого количества математических вычислений. Изменение одного входного параметра, приводит к полному перерасчёту работы турбокомпрессора, а, следовательно, и новым временным затратам. Получить качественный и надёжный расчёт характеристик совместной работы дизеля и турбокомпрессора невозможно без использования современной вычислительной техники.

Программа расчёта совместной работы дизеля и турбокомпрессора написано на языке Turbo Pascal. Программа универсальна и позволяет рассчитывать совместную работу различных дизелей с турбонаддувом. Программа является моделью совместной работы дизеля и турбокомпрессора и отражает реальные процессы, протекающие в системе дизель- турбокомпрессор. Поскольку входные параметры легко изменяются, то можно смоделировать оптимальную по производительности и наивысшему КПД систему двигатель-турбокомпрессор. Внутренний цикл является итерационным, т.е. будет выполняться столько раз, сколько необходимо для достижения указанной точности, но не более 20 раз. В этом цикле выполняется расчет режима совместной работы, использующий методы последовательных приближений, основанные на ориентировочном задании частоты вращения ротора и ряда показателей работы дизеля и турбокомпрессора. После вычисления мощностей компрессора и турбины N_K и N_T уточняется значение частоты вращения n_k . Уточняется также значения остальных задаваемых параметров. Далее расчет повторяется при новом значении n_k до тех пор пока разница между N_K и N_T не станет меньше заданной величины, определяющей точностью расчетов.

Программа может быть рекомендована для проведения научных исследований, а также использоваться в учебном процессе в тех курсах, где требуется выполнить расчет и провести исследование совместной работы дизеля и турбокомпрессора.

Исходными данными для расчета являются:

1 – число цилиндров; 2 – тип двигателя; 3 – степень сжатия; 4 – наружный и внутренний диаметр колеса компрессора; 5 – значение P_e по внешней скоростной характеристике; 6 – максимальное давление сгорания; 7 – форма лопаток компрессора (радиальные, загнутые назад); 8 – параметры холодильника (степень охлаждения); 9 – данные по регулированию турбины (перепуск газа).

В результате расчета дается приближенная информация о параметрах двигателя, компрессора, турбины. В таблице 1 приведены данные расчета совместной работы двигателя Д-440 (Алтайдизель) с турбокомпрессором ТКР-8. В таблице 1 последовательно указаны изменение частоты вращения вала двигателя, среднего эффективного давления, цикловой подачи топлива, удельного часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения, эффективной мощности двигателя, давления и температуры на выходе из компрессора, адиабатного коэффициента полезного действия компрессора, частоты вращения колеса компрессора, температуры на входе в турбину, коэффициента полезного действия турбины, мощности турбины.

Таблица 1

Характеристики совместной работы двигателя и турбокомпрессора

Характеристики двигателя							Характеристики компрессора и турбины						
$n_d, \text{мин}^{-1}$	$P_e, \text{МПа}$	$q_{ц}, \text{мм}^3$	$q_e, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	α	η_v	$N_e, \text{кВт}$	$P_k, \text{МПа}$	$T_k, \text{К}$	$\eta_{ад}$	$n_k, \text{мин}^{-1}$	$T_t, \text{К}$	η_t	$N_t, \text{кВт}$
1000	0,87	106	234	1,3	0,82	60	0,12	312	0,74	32000	907	0,5	0,9
1150	0,92	109	226	1,35	0,85	65	0,125	323	0,74	44000	917	0,55	2,0
1350	0,89	102	220	1,55	0,88	75	0,135	336	0,74	58500	893	0,6	3,8
1550	0,83	97	220	1,75	0,9	80	0,145	345	0,75	58500	863	0,63	5,7
1750	0,74	95	239	1,85	0,9	80	0,15	350	0,75	62300	859	0,65	7,7

Выводы по работе:

1. Приведена методика расчетного определения параметров воздуха в компрессоре, цилиндре двигателя, отработавших газов в турбине.

2. Усовершенствована программа расчета совместной работы двигателя с турбокомпрессором, которая позволяет выполнять расчеты двигателей типа КамАЗ, АМЗ и ЗиЛ.

Библиографический список

1. Макушев Ю.П., Корнеев С.В., Рындин В.В. Агрегаты наддува двигателей: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 59 с.
2. Хачиян А.С., Синявский В.В. Расчет показателей и индикаторной диаграммы автомобильного двигателя с наддувом. Министерство высшего и среднего специального образования СССР. Московский автомобильно-дорожный институт. М.: 1985. – 33 с.

УДК 621.878:629

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АВТОГРЕЙДЕРА ДЗ-98

В.А. Мещеряков д-р техн. наук, доцент, В.В. Вебер, соискатель
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Исследование динамики рабочего процесса автогрейдера требует измерения и регистрации большого количества показателей, быстро изменяющихся во времени. Интерес представляют сила сопротивления копанию грунта, скорость машины, буксование, тяговая мощность [1].

С целью оценки адекватности математической модели тягового режима автогрейдера выполнены автоматизированный сбор и обработка экспериментальных значений следующих показателей:

- силы сопротивления копанию P ;
- теоретической скорости автогрейдера v_m ;
- действительной скорости автогрейдера v .

Для проведения эксперимента был выбран горизонтальный прямолинейный участок грунтовой дороги длиной 180 м, грунт II категории (супесь). Работа велась на первой передаче трансмиссии с включенным передним мостом. Выполнен рабочий проход – зарезание и перемещение грунта основным отвалом. Угол резания составлял 40° , угол захвата – 50° . Подробный анализ показателей выполнен для установившегося режима при номинальной загрузке привода автогрейдера на временном интервале 80–140 секунд.

Для измерения показателей рабочего процесса автогрейдера ДЗ-98 подготовлена аппаратура, включающая тележку, источники питания, первичные преобразователи и бортовой измерительный комплекс (БИК) с модульной системой измерения на базе крейт-контроллера и персонального компьютера [2]. Комплекс включает следующие компоненты:

- персональный компьютер-ноутбук с программным обеспечением БИК;
- крейт L-Card с модулем многоканального аналого-цифрового

преобразователя LC-111DP;

- два аккумулятора напряжением 12 В, инверторный преобразователь напряжения Porto HT-E-150 DC/AC 12 В/ 220 В;

- усилитель сигнала тензодатчиков 4-канальный;

- датчик тягового усилия (тензозвено на основе шарового пальца крепления тяговой рамы к хребтовой балке, полумостовая схема подключения);

- датчик угловой скорости ведущего колеса автогрейдера, состоящий из зубчатого колеса и магниторезистивного переключателя 1GT101DC с элементом питания;

- датчик действительной скорости машины «пятое колесо» (формирователь импульсов на основе зубчатого колеса и датчика 1GT101DC).

Выполнена предварительная градуировка тензозвена на гидравлическом прессе, получена регрессионная модель для пересчета электрического напряжения в значение силы. Измеренная в ходе эксперимента зависимость силы сопротивления копанию от времени показана на рисунок 1.

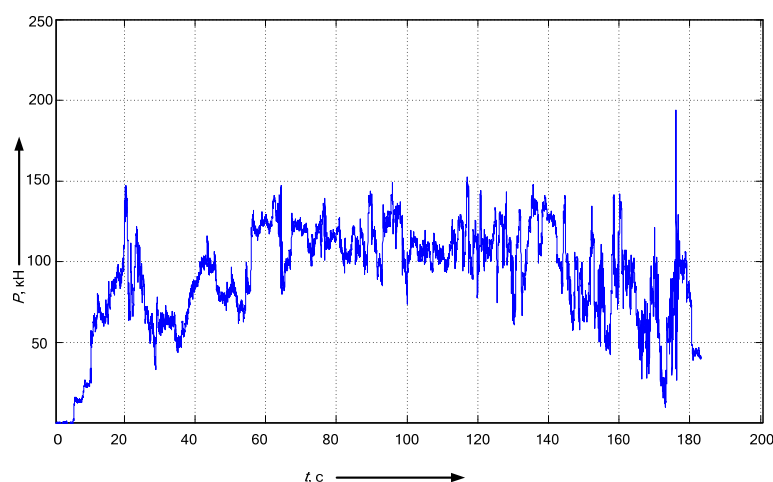


Рисунок 1. Сила сопротивления копанию

Теоретическая скорость машины v_m (без учета буксования) определена по сигналам с датчиков угловой скорости заднего ведущего колеса автогрейдера. Аналогично с помощью «пятого колеса» определена действительная скорость v автогрейдера. Датчик 1GT101DC преобразует частоту вращения в последовательность импульсов, форма которых близка к прямоугольной. Частота импульсов пропорциональна частоте вращения зубчатого колеса. Последовательность импульсов напряжения программно пересчитана в зависимость скорости от времени (рисунки 2, 3).

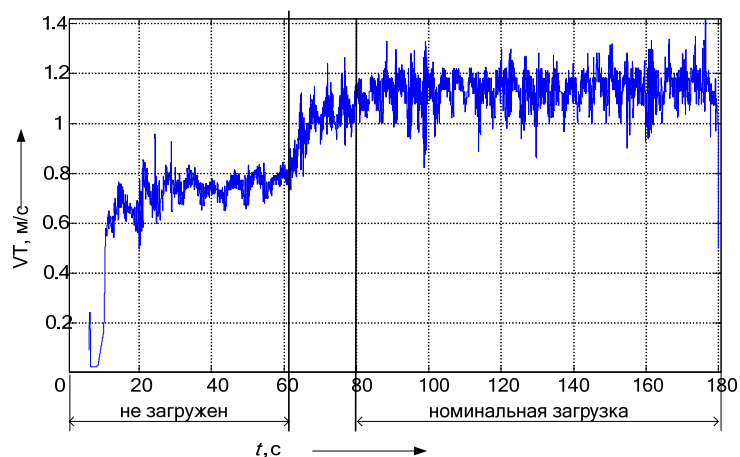


Рисунок 2. Теоретическая скорость автогрейдера

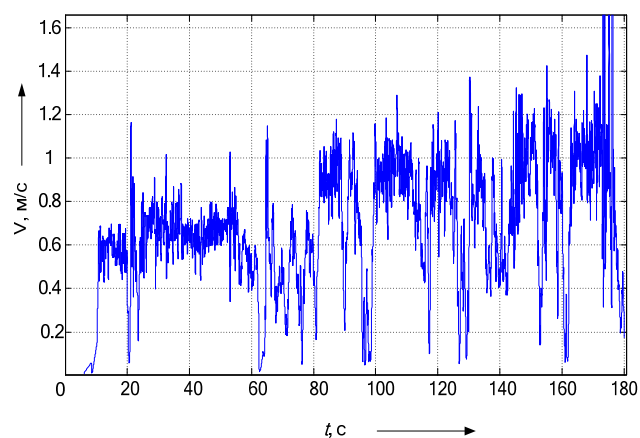


Рисунок 3. Действительная скорость автогрейдера

Рабочий процесс автогрейдера сопровождается значительными колебаниями коэффициента буксования [1]:

$$\delta = \frac{v_m - v}{v_m},$$

Коэффициент буксования рассчитан на основе теоретической и действительной скоростей автогрейдера на временном интервале 80–140 секунд (рисунок 4). Сглажены мелкие случайные колебания коэффициента буксования с помощью фильтра нижних частот (рисунок 5).

Тяговая мощность автогрейдера [1], затрачиваемая на копание грунта, определена как

$$N = P \cdot v.$$

Временной интервал для номинальной загрузки привода автогрейдера представлен на рисунке 6.

Методика обработки экспериментальных данных включает в себя оценивание параметров регрессионной модели для градуировки датчика

усилия, алгоритмы пересчета последовательностей импульсов напряжения в значения теоретической и действительной скоростей машины, передискретизацию и фильтрацию сигналов. Для цифровой обработки сигналов разработано программное обеспечение в среде MATLAB.

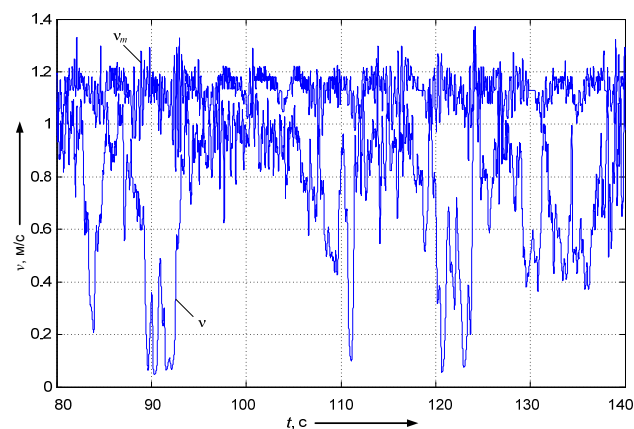


Рисунок 4. Действительная и теоретическая скорости автогрейдера

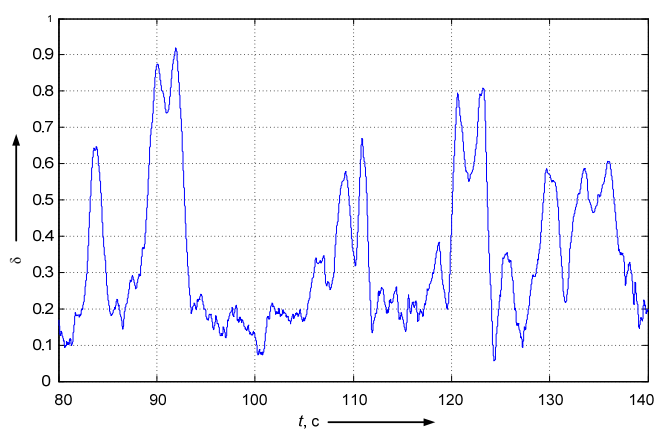


Рисунок 5. Коэффициент буксования

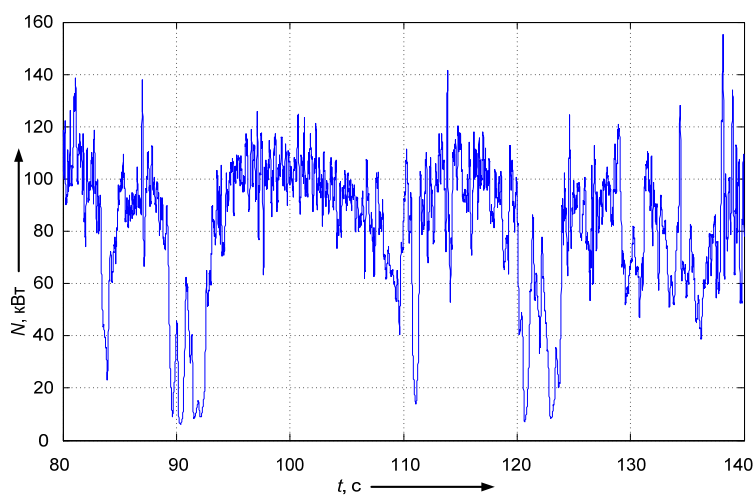


Рисунок 6. Тяговая мощность

Полученные экспериментальные значения показателей рабочего процесса использованы для получения экспериментальных зависимостей между переменной нагрузкой на отвале, скоростью машины, буксованием, тяговой мощностью, что позволит оценить адекватность математической модели тягового режима автогрейдера.

Библиографический список

1. Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.
2. Мещеряков В.А. Нейросетевое адаптивное управление тяговыми режимами землеройно-транспортных машин: Монография. – Омск: ОмГТУ, 2007. – 219 с.

УДК 621.236.038

ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ОСЦИЛЛОГРАФИРОВАНИЯ ХОДА ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ

Л.Ю. Михайлова, аспирантка

Омский государственный университет путей сообщения

Многолетний опыт эксплуатации дизелей показывает, что главным узлом, влияющим на рабочие показатели топливной системы, является форсунка, где окончательно формируется процесс топливоподачи. Основным элементом форсунки является распылитель, работоспособность которого зависит от величины хода и подвижности иглы, зазора в паре «игла-корпус» распылителя, давления открытия, герметичности посадочного конуса, изменения проходных сечений сопловых отверстий. **Информацию о состоянии форсунки можно получить по анализу движения иглы.**

Для исследования топливных систем и записи осциллограммы движения иглы применяется индуктивный датчик в виде проставки [1] (рисунок 1). Применение датчика для записи осциллограммы хода иглы и его анализ позволяет проводить диагностирование форсунки и определять:

- начало впрыска или угол опережения впрыска относительно верхней мёртвой точки поршня (ВМТ);
- окончание подачи топлива;
- продолжительность впрыска;
- форму характеристики подачи топлива.

Дополнительно по увеличению продолжительности подачи топлива можно определить образование нагара (кокса) в каналах сопловых отверстий. Наличие кокса уменьшает проходные сечения сопловых отверстий или приводит к их полной забивке.

Увеличения хода иглы происходит в результате износа ограничивающих поверхностей при ее движении (торцовые поверхности иглы и корпуса форсунки, посадочный конус). По анализу движения иглы определяют скорость и ускорение в момент подъема и посадки иглы. По значению ускорения, массы иглы и штанги оценивают ударные нагрузки в посадочном конусе и его износ.

При «заклинивании» (зависании) иглы от термических, механических напряжений или наличия в зазоре твердых частиц на осциллограмме хода иглы видна прямая линия, вместо ее колебаний. По анализу осциллограммы определяют участок «заклинивания» (начало, середина или конец подъема).

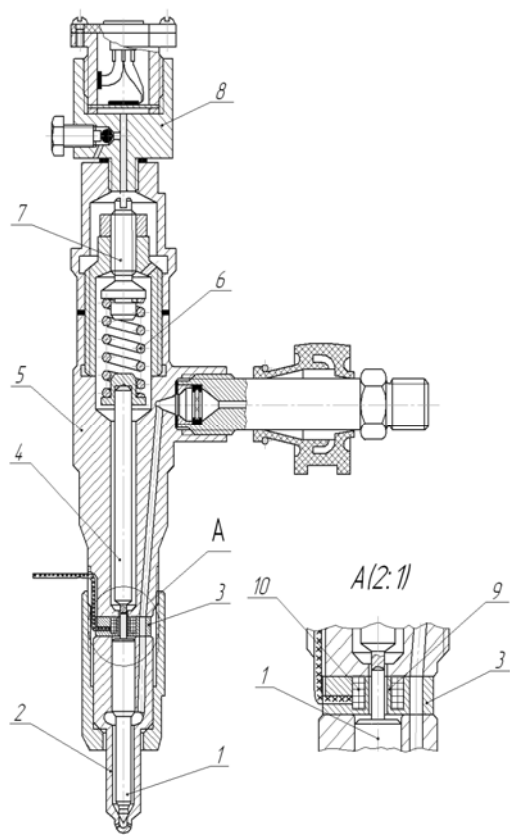


Рисунок 1. Установка датчиков в форсунке для записи перемещения иглы и давления:
1 – игла распылителя; 2 – корпус распылителя;
3 – датчик перемещения иглы; 4 – штанга;
5 – корпус форсунки; 6 – пружина;
7 – регулировочный винт; 8 – датчик давления;
9 – проставка с проточкой для катушки 10

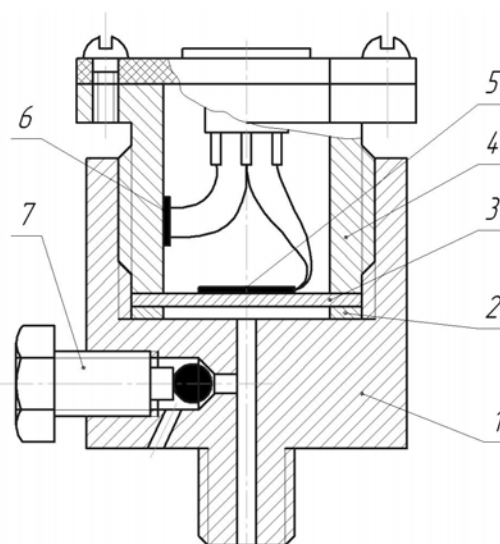


Рисунок 2. Датчик для измерения давления в полости форсунки и хода иглы

В условиях эксплуатации двигателя применение индуктивного датчика, расположенного между корпусом форсунки и распылителем, связано с определенными трудностями. **В данной работе рассмотрена возможность записи хода иглы съемным датчиком давления, который устанавливается в линии отвода утечек из форсунки.**

В момент подъема иглы 1 (рисунок 1) в полости корпуса форсунки 5, заполненной топливом, давление повышается и может быть зафиксировано датчиком давления 8. На рисунке 2 предложена конструкция датчика для оценки величины давления в объеме над иглой и косвенного определения хода иглы. В корпусе 1 расположено уплотнительное кольцо 2, на котором находится мембрана 3, выполненная из бериллиевой бронзы диаметром 20 мм и толщиной 1 мм. Мембрана прижата к уплотнительному кольцу стаканом 4. Рабочий тензоэлемент (проволочный датчик) 5 наклеен на мембрану, а компенсационный 6 – на поверхность стакана. Для удаления воздуха из объема форсунки и датчика предусмотрен шариковый клапан, управляемый винтом 7. Конструкция датчика предназначена для систем подачи топлива с малым остаточным давлением.

Изменение давления в полости форсунки зависит от хода иглы и определяется выражением:

$$P_u = V_u / (\alpha_m \cdot V_\phi), \quad (1)$$

где P_u – давление, создаваемое насосным ходом иглы в замкнутом объеме форсунки V_ϕ ; α_m – коэффициент сжимаемости топлива; V_u – объем топлива, вытесняемый при движении иглы.

Величина V_u вычисляется по формуле:

$$V_u = \pi \cdot d_u^2 \cdot h_u / 4, \quad (2)$$

где d_u и h_u – диаметр и ход иглы распылителя.

Из анализа формул (1) и (2) следует, что при постоянных значениях α_m , V_ϕ , d_u величина P_u пропорциональна h_u . **Таким образом, по изменению давления P_u с достаточной для практики точностью можно определить изменение хода иглы.** Методика диагностирования форсунок на работающем двигателе заключается в записи отметки ВМТ, углов поворота коленчатого вала, осциллограммы хода иглы датчиком давления, ее анализ и определение возможных неисправностей.

На рисунке 3 приведены осциллограммы процесса впрыска топлива, зафиксированные при работе двигателя Д-440 (Алтайдизель) на номинальном режиме с частотой вращения вала насоса 875 мин^{-1} и цикловой подаче 103 мм^3 .

На представленных осциллограммах показаны отметка времени 1, давление топлива на входе в форсунку 2, ход нагнетательного клапана 3, давление в замкнутом объеме форсунки 4 (полости пружины), ход иглы 5, давление перед сопловыми отверстиями 6. Сравнение осциллограмм изменения давления в замкнутом объеме форсунки (4) и хода иглы (5) показывает их идентичность. Начало повышения давления в полости форсунки и начало подъема иглы совпадают, погрешность измерения не превышает 5 %.

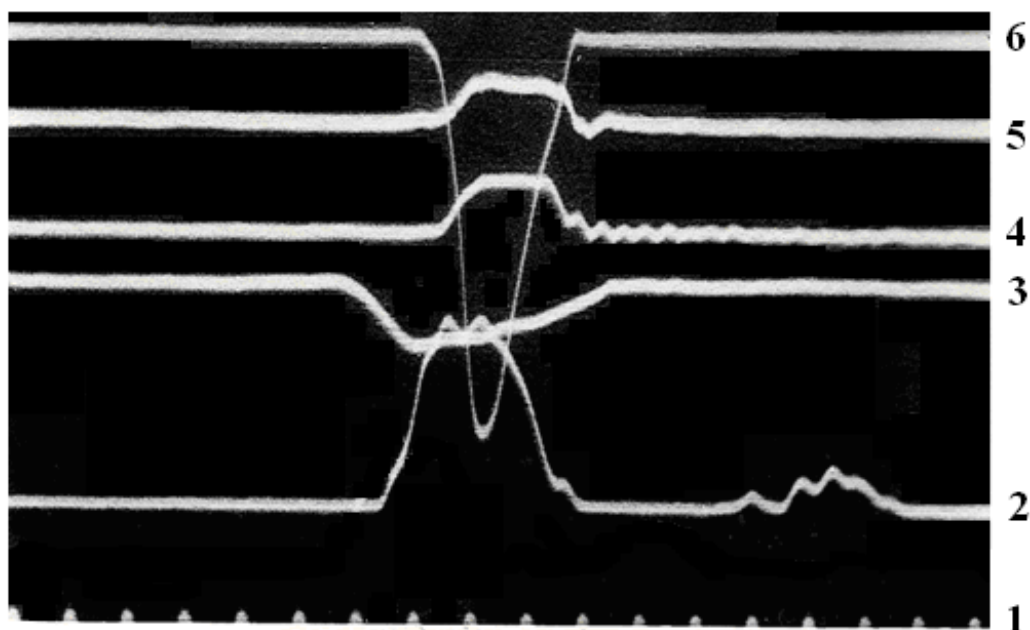


Рисунок 3. Осциллограммы процесса впрыска топлива:
1 – отметка времени 0,001 с; 2 – давление на входе в форсунку;
3 – ход нагнетательного клапана; 4 – давление в полости форсунки;
5 – ход иглы; 6 – давление перед сопловыми отверстиями

Таким образом, закономерность движения иглы распылителя форсунки, можно определить при помощи датчика давления, установленного в дренажную магистраль.

Ряд тепловозных, судовых дизелей в системе топливоподачи (после окончания впрыска) имеют высокое остаточное давление (более 5 МПа). Давление в замкнутом объеме над иглой форсунки повышается, в результате поступления утечек топлива через зазор распылителя, и может достичь опасных значений.

На рисунке 4 приведен общий вид форсунки тепловозного дизеля 8ЧН 26/26, а на рисунке 5 показана установка датчика давления на форсунке.

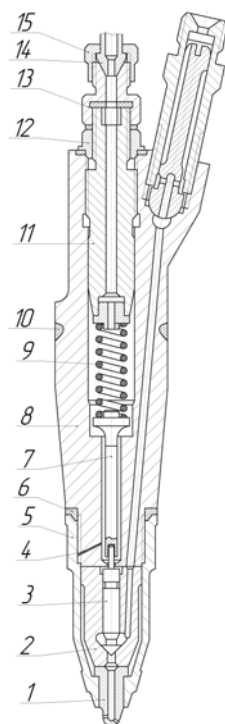


Рисунок 4. Форсунка дизеля 8ЧН 26/26:
 1 – сопловый наконечник распылителя;
 2 – корпус распылителя; 3 – игла;
 4 – канал для слива топлива при
 демонтаже; 5 – гайка стяжная; 6 и
 7 – уплотнительные кольца; 7 – штанга;
 8 – корпус форсунки; 9 – пружина;
 11 – регулировочный винт; 12 – контргайка;
 13 – штуцер;
 14 – трубопровод для отвода утечек;
 15 – гайка накидная

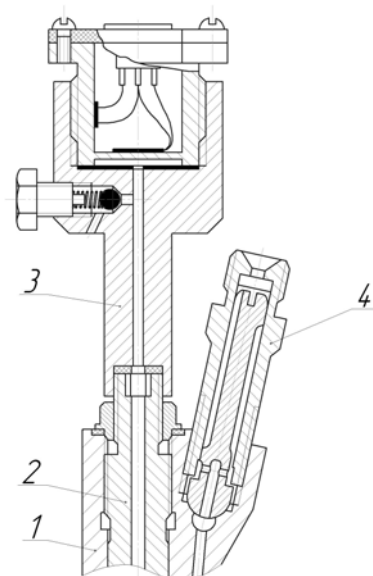


Рисунок 5. Установка датчика
 давления на форсунке дизеля
 8ЧН 26/26: 1 – корпус форсунки;
 2 – регулировочный винт;
 3 – датчик давления топлива
 с предохранительным клапаном;
 4 – штуцер подвода топлива

Утечки топлива, поступающие через пару «игла-корпус» распылителя 2 и 3, отводятся при помощи трубопровода 14 (рисунок 4). Для крепления на форсунку датчика давления откручивают гайку 15, снимают трубопровод 14, а затем штуцер 13. При помощи резьбы датчик соединяется с регулировочным винтом 11. Соединения дренажной системы и датчика должны быть герметичны. В процессе подачи топлива форсункой игла совершает движения, давление топлива над иглой изменяется и фиксируется датчиком давления.

Датчик давления (рисунок 5) имеет предохранительный клапан и мембрану, выполненную совместно со стаканом. Конструкция датчика позволяет измерять давление топлива в полости форсунки для систем с высоким остаточным давлением.

Выводы:

- предложена методика диагностирования форсунок дизеля в условиях эксплуатации по анализу хода иглы, зафиксированного датчиком давления;
- анализ осциллограммы хода иглы позволяет определить фазовые характеристики процесса топливоподачи – начало, конец впрыска, угол опережения подачи топлива;
- переносной прибор (контролер) для диагностирования форсунок дизеля должен фиксировать отметку ВМТ, углы поворота коленчатого вала, осциллограмму хода иглы, полученную при помощи датчика давления.

Библиографический список

1. Живоченко А.В., Михайлова Л.Ю. Датчик для записи подъема иглы форсунки дизеля. Вестник Павлодарского университета. Научный журнал № 4. Павлодар, 2001. – С. 110 – 112.

УДК 004.9:621.871.2

ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СРЕДЫ *MATLAB* ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

А.В. Морозов, аспирант; В.Н. Кузнецова, д-р техн. наук
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

При проведении строительных работ значительный объем занимают работы по разработке (рыхлению, резанию, копанию) грунта. При этом приблизительно 25 % от общего объема земляных работ приходится на разработку мерзлых грунтов. Это связано с тем, что территория России более чем на 70 % покрыта вечномерзлыми грунтами [1]. Кроме того, на остальной части территории России строительные работы могут производиться не только в летнее, но в зимнее время, что может быть связано со сроками работ или с высокой заболоченностью местности. Сравнительный анализ методов разработки мерзлых грунтов показывает, что наиболее эффективным является методом механизированной разработки с помощью навесных статических рыхлителей. Стоимость рыхления мерзлых грунтов статическими рыхлителями примерно в 2 раза ниже стоимости взрывчатки при буровых работах. Стоимость разработки динамическими способами с помощью гидромолотов и дизель-молотов выше стоимости разработки рыхлителями в 2-3 раза [2]. В то же время активное использование рыхлителей сдерживается быстрым изнашиванием коронок зубьев рыхлителей. Изнашивание приводит к изменению формы и размеров рабочих органов, а, следовательно, и к

изменению условий силового взаимодействия с грунтом. Так, при работе на вечномёрзлом грунте ресурс наконечника не превышает 5-14 часов. Кроме того его форма не приспособлена к условиям вечномёрзлых грунтов и не обеспечивает производительное рыхление.

Разработка грунтов связана с целым рядом факторов, воздействующих на процесс. В.П. Горячкин предложил следующую формулу общего сопротивления плуга:

$$P_k = Gf + Kab + \varepsilon abV^2, \quad (1.1)$$

где G – вес плуга; f – коэффициент трения плуга о почву; K – удельное сопротивление резанию; ab – площадь поперечного сечения пласта; εabV^2 – сопротивление грунта отбросу его плугом в сторону [7].

Температура разрабатываемого грунта влияет на его прочностные характеристики и на сопротивление грунта рыхлению. Величины глубины рыхления и сопротивления разработке грунта находятся в прямо пропорциональной зависимости:

$$F_P = C_\Gamma h \cdot (m_1 b + m_2 h) \cdot \Delta, \quad (1.2)$$

где C_Γ – коэффициент сцепления грунта; h – глубина рыхления, м; m_1, m_2 – коэффициенты, зависящие от угла внутреннего трения, угла резания [8].

При увеличении скорости разработки грунта возрастает скорость изнашивания рабочего органа. Угол установки рабочего органа влияет на удельную энергоёмкость процесса.

Позднее были выявлены зависимости, учитывающие влияние физико-механических свойств материала, геометрии инструмента и режимов рыхления. В целом очевидна тенденция усложнения математического описания рассматриваемого процесса и постепенное приближения его модели к реальности.

Эффективность рыхления грунтов напрямую зависит от формы рабочего органа рыхлителя, конструкции и размеров его режущих кромок. В настоящее время такие известные производители техники как *KOMATSU*, *Hyundai*, *ESCO*, *CATERPILLAR* и другие применяют наконечники рыхлителей различной формы и длины. Техника, выпускаемая отечественными производителями, по-прежнему, комплектуется зубьями более простой треугольной формы.

Чем сложнее геометрия рабочего органа, тем труднее построить модель его взаимодействия с грунтами различных типов.

Таким образом, необходимо использование специальных математических инструментов, позволяющих разрабатывать рабочие органы со сложной геометрией, ориентированных на оптимальную эффективность в зависимости от основных характеристик типа грунта.

Таковыми инструментами могут стать прикладные программные комплексы для математического моделирования. Наиболее распространенными представителями данного класса программ являются комплексы:

- *MATLAB*;
- *Mathematica*;
- *Maple*;
- *Mathcad*.

MATLAB – система компьютерной алгебры и язык программирования от компании *The MathWorks*. как язык программирования был разработан в конце 1970-х годов. В 1984 *MATLAB* был переписан на языке C. Была основана компания *The MathWorks* для его дальнейшего развития. Эти переписанные на C библиотеки долгое время были известны под именем *JACKPAC*. Первоначально *MATLAB* предназначался для проектирования систем управления, но быстро завоевал популярность во многих других научных и инженерных областях. На данный момент *MATLAB* является одним из самых популярных пакетов компьютерной алгебры, а его встроенный язык стал своего рода стандартом для большого количества разработчиков аналогичных программ [3].

Maple - программный пакет, система компьютерной алгебры. Является продуктом компании *Waterloo Maple Inc.*, которая с 1984 года выпускает программные продукты, ориентированные на сложные математические вычисления, визуализацию данных и моделирование. Система *Maple* предназначена для символьных вычислений, хотя имеет ряд средств и для численного решения дифференциальных уравнений и нахождения интегралов. Обладает развитыми графическими средствами. Имеет собственный язык программирования, напоминающий *Паскаль* [4].

Mathematica - система компьютерной алгебры компании *Wolfram Research*. Содержит множество функций как для аналитических преобразований, так и для численных расчётов. Кроме того, программа поддерживает работу с графикой и звуком, включая построение двух- и трёхмерных графиков функций, рисование произвольных геометрических фигур, импорт и экспорт изображений и звука [5].

Mathcad - система компьютерной алгебры из класса систем автоматизированного проектирования, ориентированная на подготовку интерактивных документов с вычислениями и визуальным сопровождением, отличается легкостью использования и применения для коллективной работы. Некоторые из математических возможностей *Mathcad* (версии до 13.1 включительно) основаны на подмножестве системы компьютерной алгебры *Maple* (*MKM, Maple Kernel Mathsoft*). Начиная с 14 версии - использует символьное ядро *MuPAD* [6].

В таблице 1 приведены сравнительные характеристики рассмотренных систем по ряду параметров. При этом приняты следующие обозначения:

«•» - поддерживается в базовой версии;

«+» - поддерживается после установки дополнения;

«-» - не поддерживается.

Таблица 1

Сравнение систем компьютерной алгебры

Параметр\система	<i>Maple</i>	<i>Mathematica</i>	<i>Mathcad</i>	<i>MATLAB</i>
1	2	3	4	5
Интерактивность				
Разметка документа - управление представлением	•	-	•	-
Добавление звука и видео	-	•	-	+
Поддержка допуска на переменные	•	-	-	-
Интерактивный помощник в рисовании	•	-	-	+
Интерактивная оптимизация	•	-	-	+
Интерактивный помощник в решении	•	•	-	+
Интерактивное обучение	•	-	-	+
Режим расчета графики	•	-	-	-
Математические возможности				
Символьное и алгебраическое решение	•	+	+	+
Переменные с плавающей точкой	•	•	-	+
Соответствие стандарту <i>IEEE 754</i>	•	-	-	-
Статистические инструменты	-	•	-	+
Решение дифференциальных уравнений	•	•	•	•
Закрытая форма решения уравнений в частных производных	-	•	-	+
Решение больших матриц	•	•	-	•
Высокопроизводительные библиотеки	<i>LAPACK, K, NAG</i>	<i>ATLAS, NAG</i>	<i>LAPACK, ATLAS</i>	<i>LAPACK, ATLAS</i>
Нелинейная оптимизация	•	+	+	+
Полноценный язык программирования	•	•	-	•
Совместимость				
<i>MathML 2.0</i>	•	•	-	•
Генерация кода на <i>C++</i>	•	+	-	+
Генерация кода на <i>Java</i>	-	-	-	•
Генерация кода на <i>Visual Basic</i>	•	-	-	•
Генерация кода на языке <i>MATLAB</i>	-	-	-	+

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
Экспорт в <i>RTF</i>	•	-	•	•
Экспорт в <i>XML</i>	•	•	•	•
Связь с <i>EXCEL</i>	•	+	•	+
Тестирование и оценка				
Встроенное тестирование и оценка	•	+	+	•
on-line тестирование и оценка	•			+
Дополнения				
Количество дополнений (включая сторонние разработки)	23	46	9	~280
Поддержка платформ				
<i>Windows</i>	Все	2000/XP	Все	Все
<i>Macintosh OS</i>	OSX	OSX		OSX
Разрядность	32 bit, 64 bit	32 bit	32 bit	32 bit, 64 bit

Сравнительный анализ показывает, что преимуществом обладают системы *Maple* и *MATLAB*. При этом *Maple* обладает большим количеством возможностей в стандартном комплекте поставки, а *MATLAB* имеет огромное количество как платных, так и бесплатных дополнений которые позволяют ей значительно расширить свою функциональность.

Применительно к задаче моделирования рабочих органов рыхлителей можно выделить следующие важнейшие параметры:

1. Удобство 3-D визуализации.
2. Удобство решения дифференциальных уравнений.
3. Удобство интеграции с языками универсальными языками программирования высокого уровня для разработки отдельного приложения.

Исходя из этих параметров, наиболее подходящим представляется программный комплекс *MATLAB* от компании *The MathWorks*. Дополнительным плюсом данной системы является наличие большего, по сравнению с конкурентами, количества документации как непосредственно по работе системы, так и по разработке на ее основе независимых полнофункциональных программ. При этом необходимо отметить, что все из представленных продуктов имеют потенциал для выполнения поставленной задачи, различается лишь сложность и удобство реализации.

Библиографический список

1. Зеленин А.Н. Разрушение грунтов механическими способами [Текст]/ А.Н. Зеленин, М: Машиностроение, 1975 – 376 с. -
2. Кузнецова В.Н., Завьялов А.М. Оптимизация формы рабочих органов землеройных машин: монография. [Текст]/ В.Н. Кузнецова, А.М. Завьялов – Омск: Издат. «Наука», 2008. – 182с. ISBN 978-598806-081-9

3. Дьяконов В. П. MATLAB R2006/2007/2008 + Simulink 5/6/7. Основы применения. Изд-е 2-е, переработанное и дополненное. Библиотека профессионала.[Текст] / В.П. Дьяконов. - Москва: «СОЛОН-Пресс», 2008. - С. 800. - ISBN 978-5-91359-042-8
4. Голоскоков Д. П. Уравнения математической физики. Решение задач в системе Maple. [Текст]/ Д.П. Голоскоков Изд-во: «Питер», 2004. 544с. ISBN 5-94723-670-2
5. Дьяконов В. П. Mathematica 5.1/5.2/6. Программирование и математические вычисления. [Текст] / В.П. Дьяконов - М.: «ДМК-Пресс», 2008. - С. 576. - ISBN 5-94074-405-2
6. Эдвардс и Пенни, Дифференциальные уравнения и краевые задачи. Моделирование и вычисление с помощью Mathematica, Maple и MATLAB. М.: Вильямс, 2008. [пер. с англ.]/ Джон Эдвардс, Алекс Пенни 1104 с. ISBN 978-5-8459-1166-7, 0-13-065245-8.
7. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. 2.[текст] / Горячкин В.П. – М.: Колос, 1965. - 460 с
8. Домбровский Н.Г., Гальперин М.И. Строительные машины (в 2-х ч.) ч. II [текст] / Домбровский Н.Г. – М.: Высшая школа - 1985. - 224с.

УДК 621.878.23:656.052.1

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ ОТВАЛА БУЛЬДОЗЕРА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМ СПУТНИКОВОЙ НАВИГАЦИИ

В.А. Палеев, канд. техн. наук, доцент; Т.М. Чудова, магистрантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Развитие современных технологий требует внедрение новых проектных решений, необходимых для повышения производительности и качества дорожно-строительных работ и снижение уровня непроизводственных затрат.

Технология спутникового позиционирования на основе систем GPS/Glonass в настоящее время используется для поддержания заданных глубин и уклонов при строительстве нефте- и газопроводов, дренажных и мелиоративных систем.

При определении положения рабочего органа дорожно-строительной машины используются антенны спутниковых систем навигации GPS/Glonass. Фотоприёмники установлены на вертикальных штангах и укреплены на рабочем органе. Высота вертикальных штанг не превышает 4-5 метра, чтобы предотвратить затмение лазерных лучей другими машинами занятыми в строительстве, а также попадание лазерных лучей в глаза операторам дорожно - строительных машин и другим рабочим, снизить помехи, действующие на антенны спутниковых систем навигации. Точность выполнения земляных работ должна составлять 1-2 см.

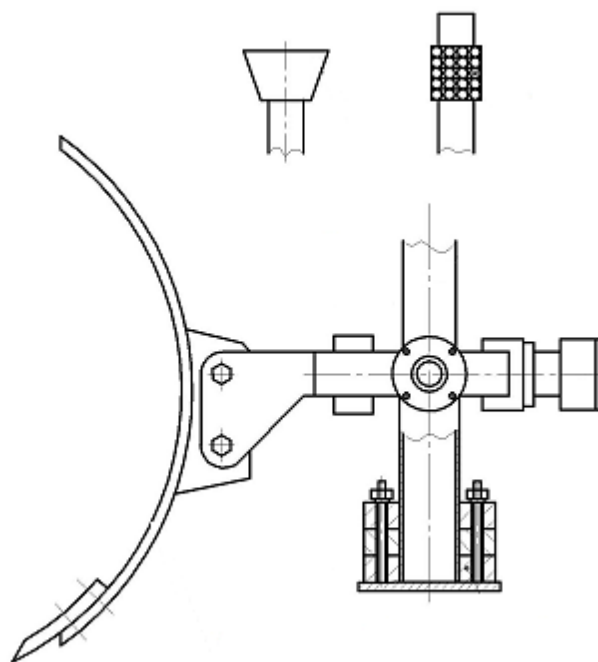


Рисунок 1. Крепление антенны спутниковой навигации к отвалу бульдозера

При изменении наклона дорожно-строительной машины или рабочего органа относительно горизонта отклоняется от вертикали штанга с антеннами GPS/ Glonass, что вносит дополнительную погрешность в результат определения высотной отметки положения рабочего органа. Если произошло отклонение штанги на 10 градусов, при длине 4 метра, то дополнительная погрешность составит 6,07 см, что в три раза превышает заявленную точность.

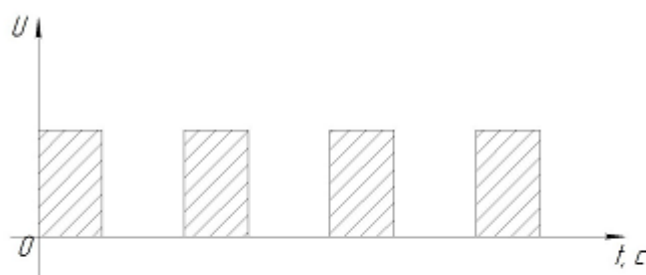


Рисунок 2. Алгоритм подачи импульсов на узел торможения при постоянно заторможенном узле торможения

Из известных технических решений наиболее близкими по технической сущности к заявляемому объекту являются устройства компании Торсон, предназначенные для установки на бульдозеры, автогрейдеры или асфальтоукладчики. Устройства содержат одну или две

вертикальные штанги, соединенные с рабочим органом дорожно-строительной машины, на которых укреплены антенны спутниковых

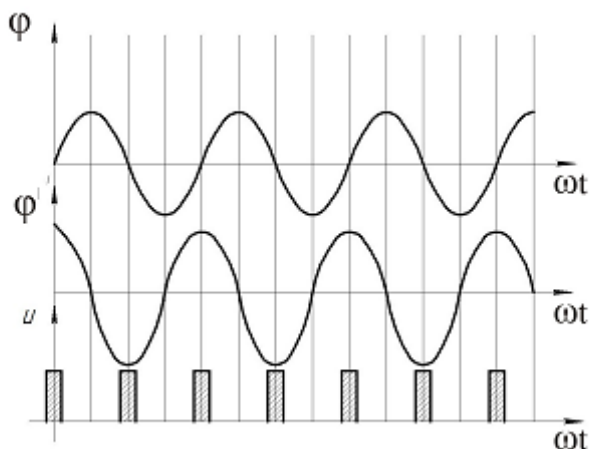


Рисунок 3. Алгоритм подачи тормозящих импульсов при постоянно расторможенном узле торможения

систем навигации GPS/Glonass или фотоприемники лазерного луча.

Недостатками данных устройств является дополнительная погрешность измерения высоты положения рабочего органа за счет отклонения штанги от вертикали, возникающего при движении землеройной машины по неровностям профиля, а также при перемещениях рабочего органа.

Положительный эффект при использовании предложенного устройства:

1. При выполнении работ обеспечивается более высокая точность.
2. Увеличивается производительность.
3. Затраты на проведение геодезических работ сокращаются.

Целью работы является снижение дополнительной погрешности измерения высотной отметки положения рабочего органа дорожно-строительной машины, возникающей за счет отклонения штанги от вертикали, возникающего при движении землеройной машины по неровностям профиля, а также при перемещениях рабочего органа.

Указанный технический результат достигается тем, что в предложенном устройстве вертикальная штанга укреплена на рабочем органе дорожно-строительной машины с помощью двухосного шарнира, оси которого оснащены узлами вращения и узлами торможения с электромагнитами, в нижней части штанги укреплен противовес, в состав устройства входит системный блок, который подает управляющие импульсы на электромагниты узлов торможения; узлы вращения оснащены датчиками угла поворота оси, сигналы от датчиков угла поворота поступают в системный блок, системный блок содержит

дифференцирующее звено, релейное звено с зоной нечувствительности, блок формирования импульсов и усилительное звено.

На рисунке 1 изображено крепление датчиков систем спутниковой навигации к отвалу бульдозера. Для крепления использована вертикальная штанга, в нижней части которой укреплен груз, а также двухосный шарнир с узлами вращения и торможения.

На рисунке 2 показан алгоритм подачи растормаживающих воздействий при постоянно заторможенном узле торможения.

На рисунке 3 показан алгоритм подачи тормозящих импульсов при постоянно расторможенном узле торможения.

Применение данного способа позволяет снизить погрешность измерения режущей кромки отвала бульдозера за счёт снижения отклонения штанги с датчиками системы GPS/Глонасс от вертикали.

Библиографический список

1. Варфоломеев В.П. Технология и аппаратура автоматического управления строительно-дорожными машинами с использованием систем GPS/Глонасс. Строительные и дорожные машины 2008 №9 с. 32-37.
2. Знобищев С.В., Мاستиков И.А. Системы нивелирования для автогрейдеров. Строительные и дорожные машины 2008 №5, с. 13-18.
3. Букреев И. Комбинация достоинств. 3D системы управления техникой. Строительная техника и технологии 2010, №6, с. 54-56.
4. Егоров Ю.П., Козлов Ю.С., Файнзильбер Е.М. А.с. 1587148 СССР Датчик высотного положения недоступной точки рабочего органа землеройной машины МПК E02F 9/20.

УДК 625.76

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ УПЛОТНЕНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ВИБРАЦИОННЫМИ КАТКАМИ

Е.А. Плоцкий, магистрант

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Виброкаток – это машина, сочетающая в себе статический и динамический методы воздействия на материал. Благодаря этому, он имеет большую производительность, обладает значительно меньшей металлоемкостью и является эффективным средством для уплотнения дорожно-строительных материалов. В отличие от катков статического действия, виброкаток создает более интенсивное силовое воздействие на уплотняемый материал, что позволяет снизить количество необходимых проходов. Под действием вибрации уменьшается трение между вальцом и асфальтобетонной смесью, что приводит к большой подвижности материала в зоне контакта и его полной укатке.

Уплотнение является завершающей операцией строительства асфальтобетонных покрытий, от качества выполнения которой напрямую зависит прочность, эксплуатационная надежность и долговечность покрытия. По мере ужесточения требований к качеству уплотнения, возникает необходимость в развитии и совершенствовании дорожных катков.

Наиболее популярными у дорожников, в последнее время, становятся вибрационные дорожные катки. Одним из путей повышения эффективности их использования является определение рациональных режимов работы (скорости движения, частоты и амплитуды колебаний вальца, величины вынуждающей силы вибровозбудителя). Проведенный анализ выявил, что до сих пор нет четких и наиболее полных рекомендаций по эффективному использованию вибрационных катков, а существующие рекомендации зачастую носят противоречивый характер.

Функционально-технологическая оценка виброкатков производится приблизительно и интуитивно по значениям отдельных показателей и параметров. Использование одного и того же вибрационного катка на различных режимах работы и в различных условиях может привести к различию в качестве получаемого покрытия. Динамические силовые воздействия вальцов катка могут оказаться излишне чрезмерными и привести не столько к уплотнению, сколько к разуплотнению, сдвигам и даже разрушению приповерхностной зоны слоя как на начальном этапе, когда смесь еще горячая и не достаточно плотная, так и на заключительном этапе за счет упругой отдачи поверхности уже заметно остывшей и плотной смеси. При этом реальная амплитуда колебаний вальца возрастает в 2-2,5 раза. Соответствующим образом растет его контактное давление, которое, зачастую, опережает рост предела прочности уплотняемого материала.

Для качественного уплотнения асфальтобетонных смесей необходимо обоснованно выбирать параметры вибрационных катков и режимы их работы с учетом изменяющихся свойств уплотняемого материала.

Для интенсивного образования остаточных деформаций в уплотняемой среде целесообразно использовать следующие режимы работы вибрационных катков: при скорости движения 4 км/ч устанавливать частоту колебаний вальца 76-78 Гц, при 3 км/ч - 73-74 Гц, при 2 км/ч - 67-69 Гц, при 1 км/ч - 50-80 Гц [2].

Разработана методика определения рациональной толщины уплотняемого слоя вибрационными катками в зависимости от их режимных параметров. Определены значения толщины уплотняемого слоя асфальтобетонной смеси типа А катками (Дунарас СС222НФ при слабой вибрации: 70 Гц, 65 кН - 7,5 см, при сильной вибрации: 54 Гц, 89 кН — 12 см; Дунарас СС422 при слабой вибрации: 49 Гц, 64 кН - 9 см, при сильной

вибрации: 49 Гц, 128 кН - 15 см, Нашш HD75 при слабой вибрации: 58 Гц, 57 кН - 6 см, при сильной вибрации: 48 Гц, 76 кН - 7,7 см, Bomag BW164AD при слабой вибрации: 50 Гц, 84 кН - 5,3 см, при сильной вибрации: 42 Гц, 126 кН - 8 см [2].

Экспериментально установлены зависимости виброускорения вибрационного вальца катка при уплотнении асфальтобетонных смесей. Для катка Hamm HD90 при изменении коэффициента уплотнения с 0,95 до 0,99 виброускорение увеличивается с 37 до 69 м/с², для катка Hamm HD110 — с 45 до 82 м/с² [2].

В основе любого способа или средства деформирования уплотняемого материала всегда лежит силовой фактор. Даже если в материале при ударных или вибрационных воздействиях происходят тиксотропные превращения (кратковременная потеря прочности), снижение вязкости в десятки и сотни раз, как это имеет место при длительном вибрировании горячей асфальтобетонной смеси, уменьшение внутреннего сцепления и трения между частицами сыпучих и связных материалов, рост прочностных и деформативных показателей с повышением динамичности нагрузки и другие изменения, все это в конечном итоге оказывает влияние на величину необходимого силового воздействия и характер его проявления в самом материале, особенно с удалением от поверхности нагружения.

Технологическое регулирование и соблюдение рациональных температурных границ уплотнения тех или иных типов смесей можно отнести к одному из способов «примирить» физико-механические свойства материала и механические нагрузки. Поэтому вне зависимости от типа катка важно знать, правильно оценивать и определять общую силу его нагружения.

Некоторые фирмы (Dynapac, Hamm, Sakai и другие) при создании образцов своих виброкатков принимают общее усилие вальца постоянным и равным сумме сил веса и центробежной, создаваемой вибровозбудителем, что не совсем верно или даже совсем не верно. Дело в том, что динамическое воздействие вибровальца является периодическим импульсным, форма и основные показатели которого зависят не только от параметров самого вальца, но и от податливости слоя уплотняемой асфальтобетонной смеси и нижележащего основания. А коль скоро податливость такого слоя в процессе его уплотнения непрерывно изменяется (рост плотности и понижение температуры), то совершенно очевидно, что динамическое воздействие вибровальца не могут быть постоянными от начала и до конца укатки.

Приведенные данные показывают, что дорожные катки для уплотнения асфальтобетонных смесей, в том числе наиболее прогрессивные вибрационные еще не в достаточной мере соответствуют потребностям

дорожной практики. Но у них есть потенциальные возможности и пути для функционального и технологического совершенствования, и в первую очередь за счет регулирования уплотняющих силовых воздействий.

Библиографический список

1. Костельов М. П. Уплотнению асфальтобетона требуется обновленное поколение дорожных катков. Дорожная техника – 2003. Санкт-Петербург
2. Серебренников В.С. Обоснование режимных параметров вибрационных катков для уплотнения асфальтобетонных смесей. Омск - 2008
3. Статья Костельов М.П., Перевалов В.П. Новая усовершенствованная технология устойчиво обеспечивает высокое качество уплотнения асфальтобетона.// Дорожная техника – 2005. Санкт-Петербург

УДК 62-398: 51-7

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОБ ИСТЕЧЕНИИ НЕФТЕПРОДУКТОВ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ МЕТОДОМ ИНТЕГРИРОВАНИЯ

Т.А. Полякова, канд. педаг. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

В процессе слива (налива) жидкостей определяют скорость истечения, расход и время ее истечения. При расчете карбюраторов определяют диаметр отверстия жиклера и необходимый перепад давления для обеспечения требуемого расхода топлива.

При изучении истечения жидкости через отверстия и насадки движение рассматривается на коротком отрезке, поэтому сопротивления по длине потока очень малы и ими пренебрегают. Потерю напора в этом случае можно относить только за счет *местных сопротивлений*.

Задача об истечении жидкости при переменном напоре обычно сводится к определению времени опорожнения или наполнения всего сосуда в зависимости от начального наполнения, формы и размеров сосуда и отверстия. Такие задачи решают при наполнении и опорожнении резервуаров, цистерн, водохранилищ, бассейнов, шлюзовых камер [1]. Необходимо иметь в виду, что в этих случаях вследствие непрерывного изменения напора, а, следовательно, и непрерывного изменения скоростей и давлений всегда наблюдается *неустановившееся* движение жидкости, поэтому при расчетах нельзя использовать обычное уравнение Бернулли.

При решении таких задач полное время истечения жидкости разделяют на бесконечно малые промежутки, в течение каждого напор считают постоянным, а движение жидкости установившимся.

Рассмотрим простейший пример истечения жидкости в атмосферу через донное отверстие площадью s из открытого вертикального

цилиндрического сосуда, одинакового по всей высоте поперечного сечения S (рисунок 1).

Элементарный объем жидкости dV , прошедшей через отверстие за бесконечно малый промежуток времени dt , рассчитывают по формуле:

$$dV = \mu s \cdot v \cdot dt = \mu s \cdot \sqrt{2gH} \cdot dt, \quad (1)$$

где H – глубина жидкости в сосуде в данный момент времени; μs – эффективное проходное (сливное) сечение отверстия.

Глубину H в течение времени dt считают постоянной. В действительности за это время уровень жидкости в сосуде опустится на величину dH и объем жидкости в нем изменится на $dV = -S \cdot dH$ (S – площадь жидкости для цилиндрического вертикального резервуара диаметром d , она равна $\pi \cdot d^2/4$). Знак «минус» взят потому, что с течением времени глубина H уменьшается и, следовательно, величина dH будет отрицательной.

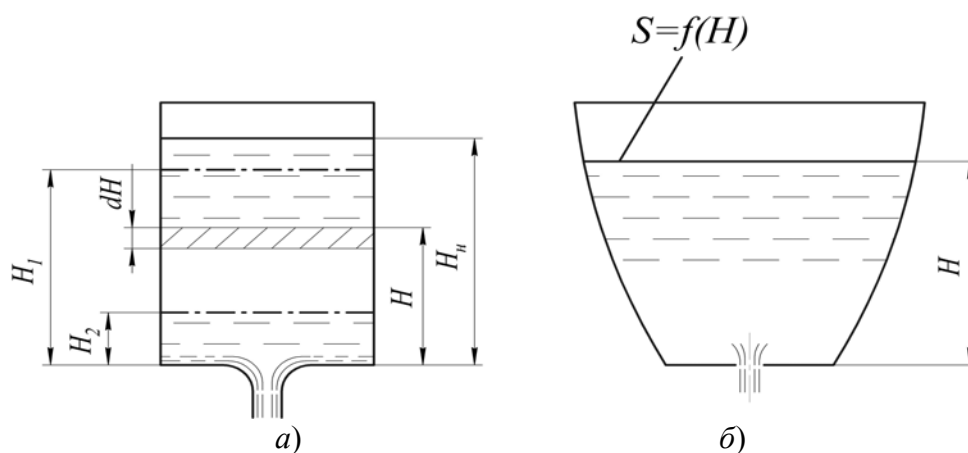


Рисунок 1. Истечение жидкости при переменном напоре:
а – ёмкость с постоянным сечением; б – ёмкость с переменным сечением

Вследствие неразрывности потока:

$$\mu s \sqrt{2gH} \cdot dt = -S \cdot dH.$$

Откуда

$$dt = -\frac{S \cdot dH}{\mu s \sqrt{2gH}}. \quad (2)$$

Полное время опорожнения сосуда определяют в результате интегрирования уравнения (2):

$$\int_0^t dt = - \int_{H_i}^0 \frac{S dH}{\mu s \sqrt{2gH}},$$

где H_i – глубина жидкости в сосуде до начала истечения.

Меняя пределы интегрирования в правой части (по свойству определенного интеграла: $\int_a^b f(x)dx = -\int_b^a f(x)dx$, [2]), принимая коэффициент расхода $\mu s = \text{const}$ и вынося постоянные за знак интеграла, получим:

$$t = \frac{S}{\mu s \sqrt{2g}} \int_0^{H_i} \frac{dH}{\sqrt{H}}.$$

Проинтегрируем полученное выражение:

$$t = \frac{S}{\mu s \sqrt{2g}} \int_0^{H_i} H^{-\frac{1}{2}} dH = \frac{S}{\mu s \sqrt{2g}} \cdot \frac{H^{-\frac{1}{2}+1}}{-\frac{1}{2}+1} = \frac{S}{\mu s \sqrt{2g}} \cdot \frac{H^{\frac{1}{2}}}{\frac{1}{2}} = \frac{2S\sqrt{H}}{\mu s \sqrt{2g}}.$$

Таким образом,

$$t = \frac{2S\sqrt{H_i}}{\mu s \sqrt{2g}}. \quad (3)$$

Формула (3) применима также к случаю истечения жидкости из отверстия в боковой стенке сосуда. При этом напор H_i (высоту столба жидкости) отсчитывают от центра отверстия.

В качестве примера задачи на опорожнение сосудов переменного по высоте сечения определим время опорожнения железнодорожной цистерны (рисунок 2), имеющей сливное отверстие A эффективным сечением μs .

Приняв указанное на рисунке 2 расположение координатных осей (Ax и Az), получим

$$dt = - \frac{S dz}{\mu s \sqrt{2g \cdot z}}. \quad (4)$$

В рассматриваемом случае площадь поперечного сечения сосуда S представляет горизонтальную площадь свободной поверхности жидкости, находящейся в цистерне, соответствующую некоторому уровню z :

$$S = 2 \cdot L \cdot x, \quad (5)$$

где L – постоянная длина цистерны; x – переменная величина, зависящая от значения z (уровня жидкости в цистерне).

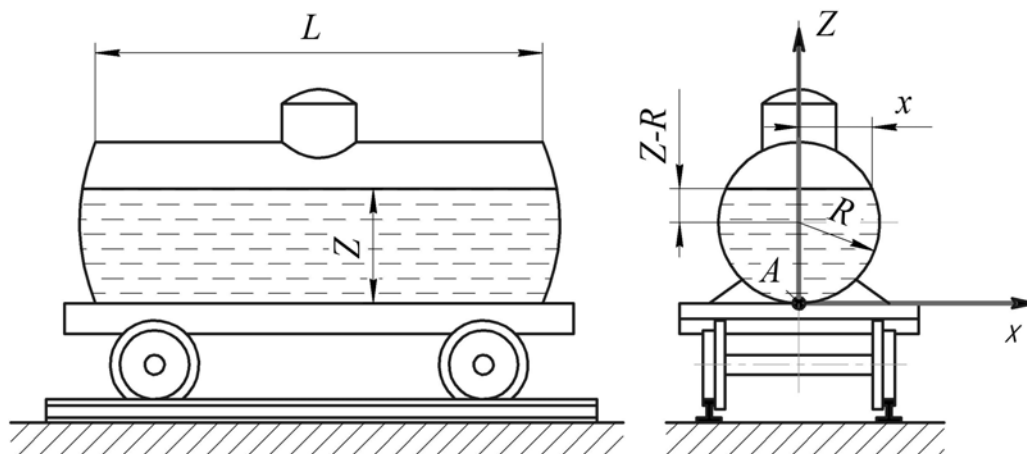


Рисунок 2. Общий вид железнодорожной цистерны с нефтепродуктом

Установим эту зависимость. Вертикальное поперечное сечение цистерны представляет собой окружность с центром, сдвинутым относительно начала координат по оси Az вверх на величину $z=R$. Ее уравнение: $x^2 + (z - R)^2 = R^2$. Отсюда $x = \sqrt{2 \cdot R \cdot z - z^2}$ и, следовательно,

$$S = 2L\sqrt{2R \cdot z - z^2}. \quad (6)$$

Подставив полученное значение S в уравнение (4), найдем

$$dt = - \frac{2L\sqrt{2R \cdot z - z^2} dz}{\mu s \sqrt{2g z}}.$$

Проинтегрируем полученное выражение:

$$t = - \int_0^z \frac{2L}{2R \mu s \sqrt{2g}} \frac{\sqrt{2R \cdot z - z^2} dz}{\sqrt{z}}.$$

Вынесем постоянные за знак интеграла и поменяем пределы интегрирования (по свойству определенного интеграла:

$$\int_a^b \tilde{N} \cdot f(x) dx = -\tilde{N} \cdot \int_b^a f(x) dx, [2])$$

$$t = \frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \int_0^{2R} \frac{\sqrt{(2R-z)z} dz}{\sqrt{z}} = \frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \int_0^{2R} \sqrt{2R-z} dz. \quad (7)$$

Сделав подстановку $2R - z = y$, $-dz = dy$ и изменив пределы интегрирования: $z = 2R \Rightarrow y = 0$; $z = 0 \Rightarrow y = 2R$, получим

$$\begin{aligned} t &= \frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \int_{2R}^0 \sqrt{y} (-dy) = -\frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \int_{2R}^0 \sqrt{y} dy = -\frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \cdot \frac{y^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}} \Big|_{2R}^0 = \\ &= -\frac{2L}{\mu s \sqrt{2g}} \cdot \frac{2}{3} \cdot (0 - 2R \cdot \sqrt{2R}) = \frac{8L \cdot R \cdot \sqrt{R}}{3\mu s \sqrt{g}} = \frac{8L \cdot R^2}{3\mu s \sqrt{g} \cdot \sqrt{R}}. \end{aligned}$$

Таким образом, мы получили

$$t = \frac{8L \cdot R^2}{3\mu s \sqrt{g} \cdot \sqrt{R}} \approx 0,85 \frac{L \cdot R^2}{\mu s \cdot \sqrt{R}}. \quad (8)$$

Для железнодорожной цистерны модели 15-890 длиной $L=10,3$ м, радиусом $R=1,2$ м эффективным проходным (сливным) сечением отверстия $\mu s=0,003$ м² (внешний цилиндрический насадок) и объёмом бензина 60 м³ время слива в t , согласно уравнению (8), составит 4850 с, или 1,35 ч [3].

Библиографический список

1. Чугаев Р.Р. Гидравлика: учебник для вузов / Р.Р. Чугаев. – Л.: Энергия, 1975. – 600 с.
2. Письменный Д.Т. Конспект лекций по высшей математике: полный курс / Д.Т. Письменный. – М.: Айрис-пресс, 2007. – 608 с.
3. Шалай В.В. Проектирование и эксплуатация нефтебаз и АЗС: учебное пособие / В.В. Шалай, Ю.П. Макушев. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 296 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ОТКРЫТОЙ ЩЕЛИ КОЛЬЦЕВОГО УПРУГОГО КЛАПАНА

А.Ю. Примычкин, м.н.с.

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН

Новосибирск

Значительный интерес при проектировании пневмоударных машин представляют системы воздухораспределения с упругим клапаном. Они имеют ряд преимуществ по сравнению с другими системами воздухораспределения: компактность, простота конструкции, способность при небольшом перемещении управлять большими проходными сечениями.

Упругие клапаны в виде кольца круглого или прямоугольного сечения из эластомера (резина, полиуретан и т.п.) впервые предложены в качестве элемента системы воздухораспределения в ИГД СО АН СССР В.А. Гауном в 1977 г. для погружных пневмоударников [1].

В таких конструкциях клапанная щель 4 (рисунок 1) образована между наружной поверхностью клапана 2 и внутренней поверхностью цилиндра 1. Её перекрытие обеспечивается растяжением кольца при создании перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$. В зависимости от того, подвижна или неподвижна оправка 3, клапан в закрытом состоянии работает, соответственно, как подвижное или неподвижное уплотнение.

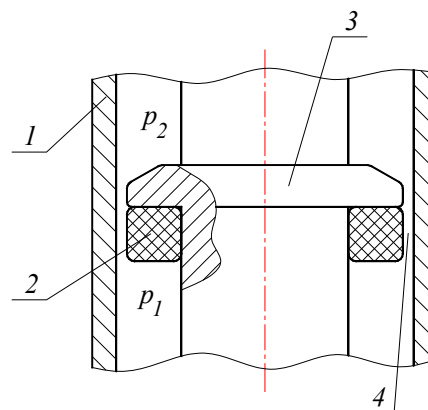


Рисунок 1. Упругий клапан

Кольцо упругого клапана обеспечивает герметизацию исключительно за счет сил давления, растягивающих кольцо, а упругие силы, стремятся сжать его и при определенных условиях обеспечивают разгерметизацию зазора. Нормальная работа упругого клапана в пневмоударной машине возможна при обеспечении соответствующего баланса этих сил во всех фазах рабочего цикла машины. Для обоснованного назначения конструктивных параметров кольцевого упругого клапана необходимо иметь его расчетную модель, как составную часть математической модели пневмоударного привода. Специфика заключается в том, что при срабатывании такого клапана его центр масс остаётся неподвижным, тогда как механическая система пневмоударного привода описывается уравнениями механики твёрдого

тела, оперирующей перемещениями центров масс. Необходима расчётная схема, представляющая упругий клапан в виде материальной точки.

С учетом допущений, что в сечении действуют только растягивающие напряжения и форма сечения не изменяется, получено уравнение, описывающее работу кольцевого упругого клапана, представленного одномассовой механической системой, включающей упругую связь, трение и поршневой пневмопривод [2]:

$$\tilde{m} \frac{d^2 x}{dt^2} = \tilde{S}_1 p_1 - \tilde{S}_2 p^* - \tilde{k} x - \tilde{F}_0 \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} - n \tilde{\mu} \frac{dx}{dt}. \quad (1)$$

$$\tilde{m} = r_o s_o \rho, \quad \tilde{S}_1 = br(1-Z), \quad \tilde{S}_2 = br(1+Z)$$

$$\tilde{k} = Es/r, \quad \tilde{F}_0 = (p_1 - p_2) r h f, \quad \tilde{\mu} = \sqrt{\tilde{k} \tilde{m}}, \quad 0 \leq n \leq 2,$$

Здесь фигурируют параметры эквивалентной модели упругого клапана: $\tilde{m}$ - приведенная масса клапана; $\tilde{S}_1$ и $\tilde{S}_2$ приведенные площади, работающие соответственно на растяжение и сжатие кольца; p_1 и p^* давления перед клапаном и над клапаном, соответственно; $\tilde{k}$ - приведенная жесткость клапана; $\tilde{F}_0$ - приведенная сила трения кольца об упорный бурт, $\tilde{\mu}$ - приведенный коэффициент вязкого трения; r , b , h , s - средний радиус, ширина, высота, площадь поперечного сечения кольца соответственно, Z - безразмерный параметр $Z = h/2r$; ρ , E - плотность и модуль упругости материала кольца, соответственно, f - коэффициент трения резины о сталь.

На основании уравнения (1) получены расчетные формулы, позволяющие определить размеры клапана при заданных давлениях срабатывания клапана и наоборот - давление срабатывания при заданных размерах:

$$p_{1\Delta} = \frac{2E\varepsilon_{\Delta}Z_{\Delta} + p_{\Delta}^*(1+Z_{\Delta})}{1-Z_{\Delta}}, \quad (2)$$

$$p_{1i} = \frac{2E\varepsilon_i Z_i + p_i^*(1+Z_i)}{1-Z_i} \quad (3)$$

где p_{1n} и $p_{1\Delta}$ - давление срабатывания клапана на открытии и на закрытие соответственно, p_2 и p^* - давление за клапаном и над клапаном, соответственно, E - модуль упругости материала клапана, ε_n и ε_{Δ} - предварительный натяг и максимальная деформация клапана, соответственно, Z - безразмерный параметр.

В уравнениях (2) и (3) неизвестным остается параметр p^* (давление над клапаном). Обычно приближенно считают, что $p^* = (p_1 + p_2)/2$ [3]. В

литературе информация о действительном распределении давления в кольцевой щели не обнаружена. В связи с этим были проведены эксперименты по определению распределения давления в клапанной щели.

Экспериментальная установка (рисунок 2) состоит из корпуса 1, штока 4 с закрепленным на нем поршнем 2 гайки 3 и крышки 5. Зазор δ между поршнем и корпусом имитирует щель упругого клапана.

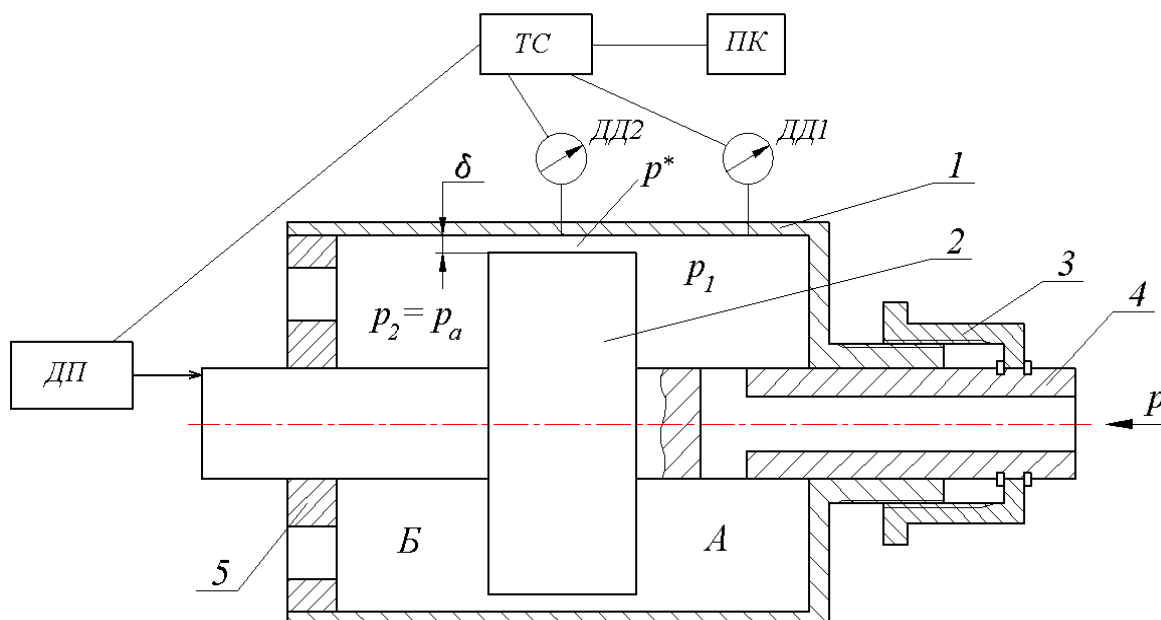


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки

Сжатый воздух из магистрали, через канал внутри штока 4 подается в камеру А, камера Б сообщена с атмосферой посредством отверстий в крышке 5. Давление p_1 в камере А контролируется датчиком ДД1. За счет разности давлений воздух из камеры А поступает в камеру Б через кольцевой зазор. Датчик ДД2 фиксирует величину давления в определенной точке щели. При вращении гайки 3 шток (а соответственно и поршень) перемещаются относительно датчика ДД2. Положение штока отслеживается датчиком ДП. Сигналы со всех датчиков обрабатываются тензостанцией ТС и передаются в цифровом виде на компьютер ПК. Таким образом, перемещая поршень, получаем картину распределения давления вдоль всей щели.

Эксперименты проводились при различных значениях δ . Пример экспериментальной диаграммы показан на рисунке 3.

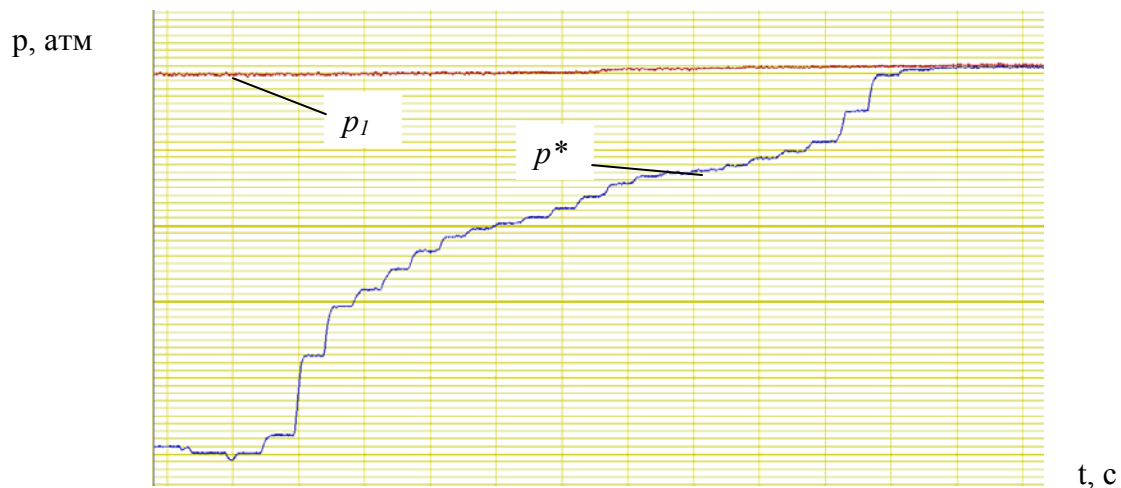


Рисунок 3. Экспериментальная диаграмма распределения давления вдоль щели

Результаты экспериментов представлены графиками на рисунке 4. Видно, что кривая распределения давления по ходу движения установившегося потока воздуха в клапанной щели имеет три четко выраженных участка: два коротких на входе и выходе с резким падением давления и средний участок с пологим, практически линейным снижением.

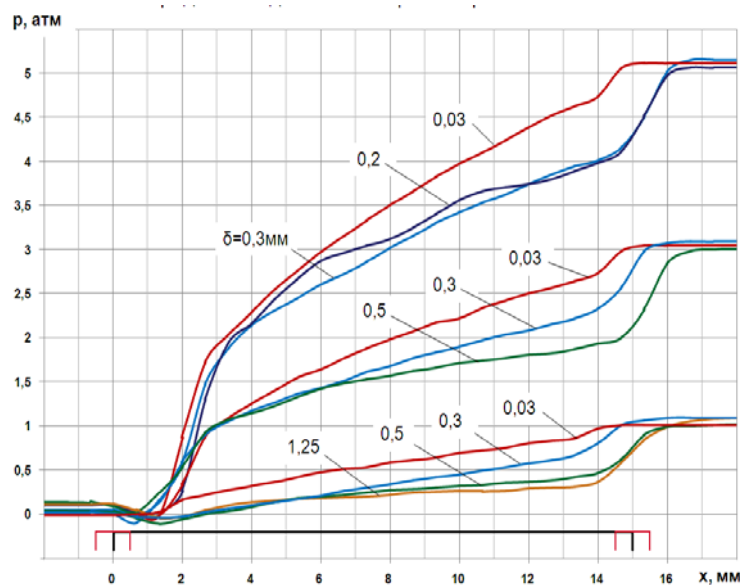


Рисунок 4. Распределение давления в щели открытого клапана

Длина входного и выходного участков составляет 1 – 1,5 мм и 2 – 2,5 мм соответственно, т.е. 10 % и 15 % от общей протяженности щели, и на их долю приходится до 60% от общего перепада Δp на клапане. Степень падения давления на выходном участке заканчивается небольшой просадкой в область отрицательного давления. С уменьшением Δp эта степень уменьшается и при $p_1 \leq 0,1$ МПа, практически исчезает. Характер изменения давления на выходном участке от зазора δ практически не зависит.

Зазор заметно влияет на величину ступени входного участка. С ростом δ (соответственно с ростом скорости потока) падение давления на входе увеличивается. Это существенно сказывается на величине среднего давления над клапаном, что иллюстрирует график на рисунке 5.

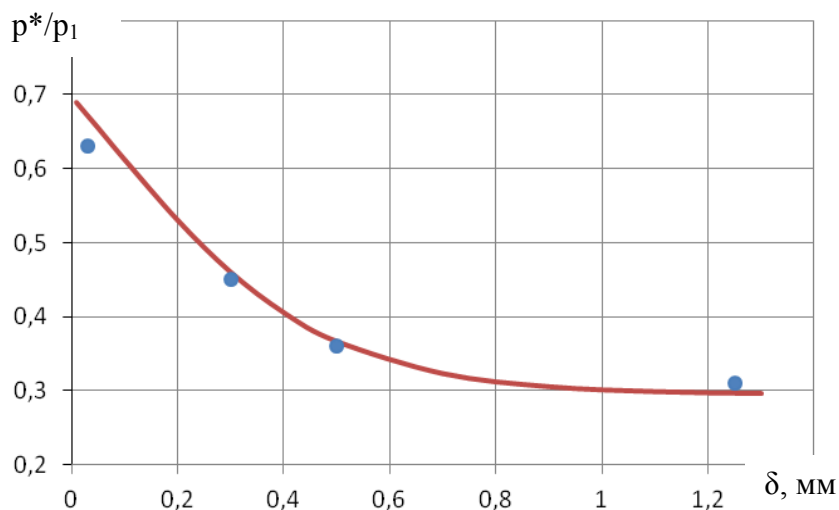


Рисунок 5. График изменения $p^*/\Delta p_1$

График построен по результатам эксперимента, соответствующего $\Delta p = p_1 = 0,1$ МПа. Такой перепад, в данном случае, представляет наибольший практический интерес, поскольку он является реально предельным для срабатывания клапана на закрытие. Началу закрытия соответствует наибольший зазор $\delta = 1,25$ мм и, как следует из графика, наименьшее значение среднего давления $p^* = 0,31p_1$. Однако, по ходу процесса закрытия клапана зазор δ будет уменьшаться, а значение p^* будет возрастать. Это означает, что в динамической системе возникает отрицательная обратная связь, замедляющая развитие процесса. Согласно (1) активная сила F_p , обеспечивающая открытие клапана, имеет вид:

$$F_p = S_1 p_1 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{p^*}{p_1} \right). \quad (4)$$

Видно, что увеличение отношения p^*/p_1 уменьшает активную силу и препятствует открытию. Это важная особенность, которая имеет существенное значение для правильного расчета динамики кольцевого упругого клапана.

Полученные результаты позволяют точнее представить особенности работы упругого клапана и продвинуться в построении адекватной расчетной модели пневмоударной машины с кольцевым упругим клапаном.

Библиографический список

1. А.с. № 848615. Пневматический ударный механизм. В. А. Гаун. — Оpubл. в БИ, 1981, № 27.
2. Петреев А.М., Воронцов Д.С., Примычкин А.Ю. Кольцевой упругий клапан в пневмоударных машинах // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2010. — №4. — с. 58 – 67.
3. Суднишников Б.В., Есин Н.Н. Воздухораспределительные устройства пневматических машин ударного действия. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1965.

УДК 533.601.16

ПРИМЕНЕНИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СИСТЕМ И ПРОЦЕССОВ

В.П. Расшупкин, канд. техн. наук, профессор Академии военных наук;
В.А. Шамаро, инженер; М.Н. Герасимов, инженер;
М.Г. Грустнев, соискатель

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Имитационное моделирование используется применительно к перспективному планированию. При этом решаются экономико-математические задачи комплексного планирования, связанные с прогнозированием, оптимизацией и принятием решений. Применение имитационного моделирования в данном случае позволяет;

- снизить себестоимость;
- обеспечить экономию всех видов ресурсов, и прежде всего топлива, за счёт рациональной эксплуатации дорожной техники;
- сократить потери и др.

Модели выступают в роли инструментов выработки рекомендаций по эффективному использованию технического потенциала, ресурсов отрасли и сбалансированности планов с учётом особенностей регионального развития транспорта [1].

К недостаткам существующих имитационных моделей следует отнести:

- проблемы с валидацией (проверкой адекватности) моделей;
- отсутствие в имитационных моделях оценки повреждаемости элементов технических систем;
- сложность организации и высокая стоимость имитационных экспериментов;
- весьма высокие, часто трудно выполнимые требования к информационному обеспечению модели: чем подробнее и точнее модель, тем труднее получить для неё необходимую информацию.

Диагностика состояния двигателей дорожных машин в эксплуатации

Имитационное моделирование эксплуатации дорожных машин позволяет оптимизировать диагностику их технического состояния.

Варьируемыми переменными при оптимизации системы диагностирования является:

- номенклатура измеряемых параметров;
- упреждающий допуск;
- предельное значение параметра;
- периодичность диагностирования;
- средства диагностирования, характеризующиеся величиной капитальных вложений, необходимых для их внедрения, и стоимостью одной операции диагностирования.

Разработанная имитационная модель процесса эксплуатации ДСМ позволяет исследовать влияние характеристик системы диагностирования на параметры реализуемого процесса эксплуатации и, в конечном счёте, оптимизировать систему диагностирования при любом характере динамики определяющих параметров в зависимости от показателей системы эксплуатации.

Рассматриваемая модель использовалась для оптимизации процесса диагностирования по накоплению продуктов изнашивания с учётом закономерностей изменения концентрации железа в масле, полученных в результате подконтрольной эксплуатации двигателей. При этом учитывалось, что из-за трудностей замены двигателей экономические потери, связанные с отказом двигателем в эксплуатации существенно превышают потери при отказе в экстремальных условиях. Внедрение оптимальной периодичности позволяет в 1,5 – 2 раза сократить расходы на эксплуатацию парка двигателей [2].

Данный подход позволяет перенести эксперимент из физического пространства в модельное. Организация исследовательской системы по отработке конструкций агрегатов и технологий их автоматизированных испытаний проводится на основе системного анализа конструкций агрегатов, выявления наиболее часто используемых элементов конструкций; реализации их в виде компонентов среды программирования.

Испытания проводятся в два этапа:

- контроль по предельным параметрам непосредственно после сборки;
- контроль в эксплуатационном диапазоне на испытательном стенде.

Рассматриваемая методика исследования агрегатов позволяет проследить влияние конструктивных особенностей агрегата и внешних условий на способность выполнять возложенные на него функции. По

результатам модельных исследований проводится идентификация технического состояния и прогнозирование неисправности по выходным сигналам, что позволяет отслеживать эволюцию практически всех параметров агрегата на вычислительной модели, и по результатам модельных исследований осуществлять отладку автоматизированного технологического процесса испытаний.

Анализ данных, полученных в результате исследования на основе имитационного моделирования, позволяет выявить слабое звено в системе испытаний. Недостатком имитационной модели в данном случае является ограничение по числу регистрируемых параметров, используемых для идентификации технического состояния объекта.

Сейчас установлено, что эквивалентные циклические испытания позволяют выявить конструктивные дефекты гораздо быстрее, чем традиционный подход (Mode Test).

Расчёты показывают, что если эффективность эквивалентных испытаний, характеризуемая частотой проявления отказов, будет удвоена, надёжность может возрасти на 30 %.

Суммарный эффект от уменьшения срока устранения отказов и повышения напряжённости испытаний выражается в росте наработки на отказ изменения продолжительности испытаний и небольшом увеличении затрат. Всё это позволит непосредственно уменьшить показатель на раннем этапе эксплуатации и увеличить срок службы критических узлов.

Библиографический список

1. Петрова Л.Г., Чудина О.В. Методы повышения конструктивной прочности сталей и сплавов.
2. Приходько В.М., Петрова Л.Г., Чудина О.В. Металлофизические основы разработки упрочняющих технологий. – М., Машиностроение, 2003.- 384с.

УДК 69.002.5

КЛАССИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ УПЛОТНЕНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННОЙ СМЕСИ ДОРОЖНЫМИ КАТКАМИ

А.А. Рощина, аспирантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Для получения наиболее плотной упаковки частиц асфальтобетонной смеси и увеличения сцепления между частицами смесь подвергается уплотнению. Процесс уплотнения существенно влияет на эксплуатационную прочность отдельных строительных элементов и сооружения в целом.

Различают следующие основные методы уплотнения по принципу действия уплотняющих машин [1]: укатка, трамбование, вибрационные воздействия. Все способы уплотнения обеспечиваются с помощью рабочих органов катков [6].

Катки классифицируют по давлению, способу перемещения, числу расположения и конструкции вальцов.

В ГОСТ 21994—82 дается общая классификация катков [8]:

По принципу действия катки делятся на статические и вибрационные. *По виду рабочего органа* различают катки с гладкими вальцами и пневмоколесные. *По способу передвижения катки* делятся на полуприцепные и самоходные. *По числу осей* катки делятся на одноосные, двухосные и трехосные. *По количеству вальцов* различают одновальцовые, двухвальцовые и трехвальцовые катки. *По массе и конструктивному исполнению* дорожные самоходные катки с гладкими вальцами изготовляют следующих типов и исполнений [6]: легкие вибрационные; средние вибрационные и статические; тяжелые статические.

Пневмоколесные полуприцепные катки согласно ГОСТ 16481—70 разделяют на следующие типы [7]: легкие (15 т), средние (30 т), тяжелые (45 т). *Пневмоколесные самоходные катки* делят на средние (16 т) и тяжелые (30 т). Различают и другие типы катков в зависимости от видов уплотняемых материалов и целей уплотнения [8].

Рассмотрим особенности взаимодействия рабочего органа дорожного катка и асфальтобетонной смеси.

Расчетная схема, изображенная на рисунке 1, применима, когда каток с жестким вальцом передвигается по нежестким поверхностям.

Расчетная схема для пневматика как безмоментной оболочки наиболее полно учитывает закон деформирования пневматического колеса (рисунок 2). Контактные напряжения по поверхности пневматика:

$$q' = c_2 \varepsilon + p_s. \quad (1)$$

Свойства опорной поверхности описываются выражением [4]:

$$q = ch^\mu, \quad (2)$$

где μ – показатель степени, зависящий от физико-механических свойств смеси и условий загрузки.

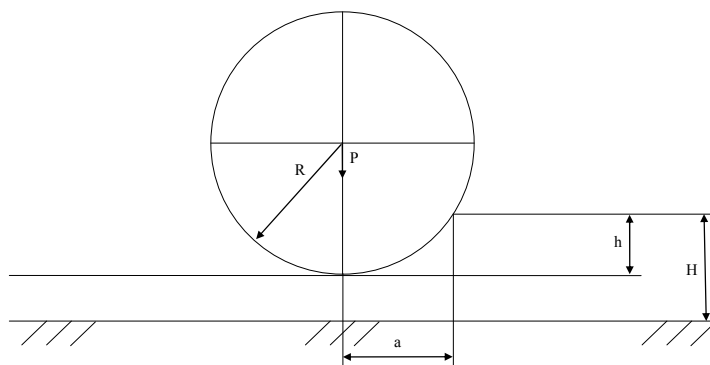


Рисунок 1. Схема взаимодействия жесткого колеса и смеси, p – давление жесткого колеса на смесь; R – радиус жесткого колеса; a – область взаимодействия жесткого колеса и смеси; смесь $q = ch^v$ [2], где q – удельное давление штампа на смесь; c – коэффициент осадки смеси; H – начальная толщина слоя; h – глубина осадки

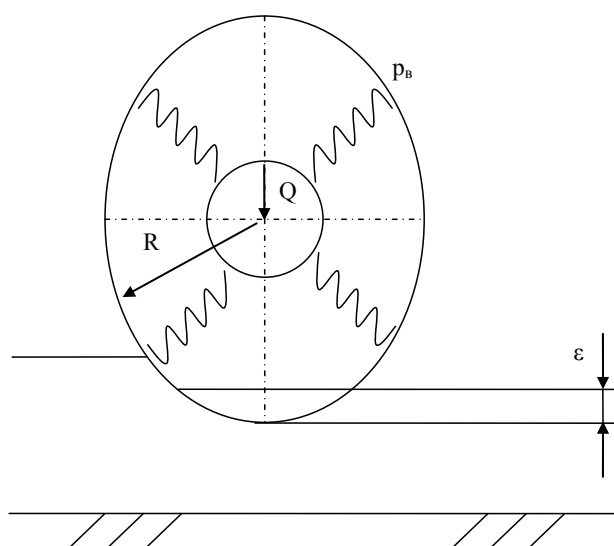


Рисунок 2. Схема взаимодействия пневматика как безмоментной оболочки и смеси, смесь $q = ch^v$, колесо $p_g + c_2 \varepsilon$ [4], где p_g – давление воздуха в шине; c_2 – коэффициент жесткости шины; ε – деформация шины; Q – напряжение пневматика

Расчетная схема пневматик как упругий тор (рисунок 3) применима для случая, когда уплотнение уже завершено и уплотняемая поверхность стала упругой по отношению к данному колесу. Зависимость для подсчета деформаций тора вычисляется посредством выражения [2]:

$$h_T = 0,387 \frac{J}{V_1} \sqrt[3]{\frac{P^2}{E_{np}^2} k} - \frac{3}{2} \cdot \frac{(1-\mu^2)}{\pi E_0} \cdot \frac{P}{a} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{dt}{\sqrt{1-\varepsilon^2 \cos^2 t}}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент Пуассона ($\approx 0,3$); P – нагрузка на тор; E_{np} – приведенный модуль упругости, характеризующий свойства системы смесь – тор; O – эллиптический интеграл; V_1 – коэффициент, учитывающий кривизну тора; E_0 – модуль упругости уплотняемой поверхности; $k = \frac{a}{b}$, ε – отношение между осями эллипса и эксцентриситета эллипса; t – угол поворота.

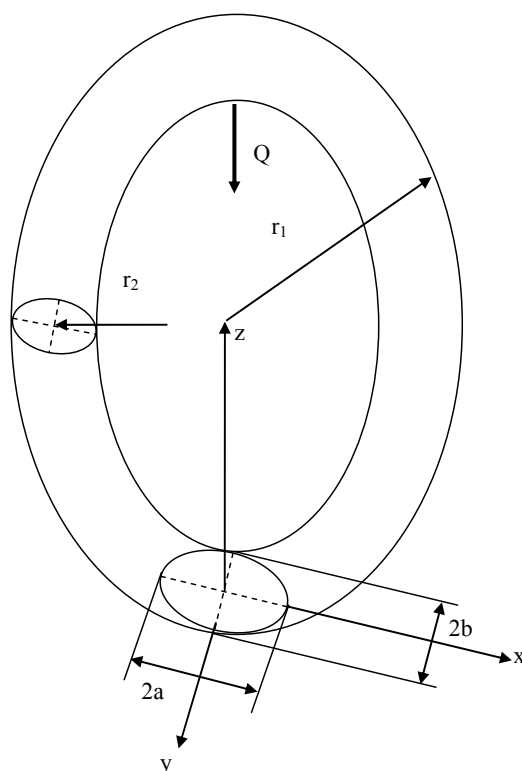


Рисунок 3. Схема взаимодействия пневматика как упругого тора и смеси,

колесо $p = E_m \varepsilon$, смесь $q = E_0 h$ [2],

где E_0 – модуль упругости уплотняемой поверхности,

E_m – модуль упругости пневматика, r_1 – радиус

пневматика, r_2 – внутренний радиус пневматика,

a, b – радиусы эллиптического отпечатка

Расчетная схема пневматик как эластичная оболочка (рисунок 4) решена для случая нелинейного закона деформирования пневматического колеса [5].

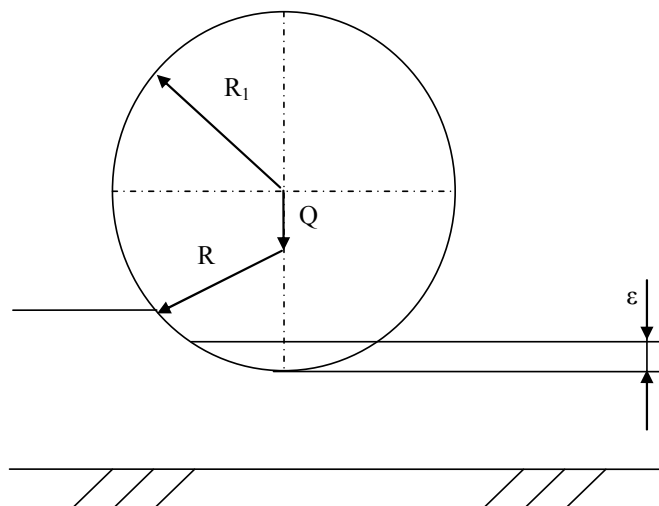


Рисунок 4. Схема взаимодействия пневматика как эластичной оболочки и смеси,
 R_1 – радиус пневматика, R – радиус пневматика в напряженном состоянии,
 колесо $p = c_2 \varepsilon^v$, смесь $q = ch^v$ [5]

Схема на рисунке 5 была разработана для расчета удельных давлений пневматика на смесь и определения формы и площади отпечатка также для колес с высоким значением p_ε [3].

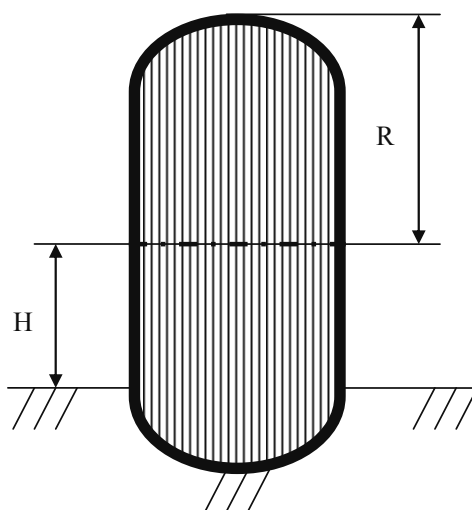


Рисунок 6. Схема взаимодействия смеси с большим числом колес малой толщины,
 колесо: $p = c_2 \varepsilon$; $p = \alpha p_\varepsilon$; смесь $q = ch^v$ [3]

Таким образом, рассмотрены следующие схемы взаимодействия:

- 1) жесткого колеса большого диаметра и смеси.

- 2) пневматического колеса как безмоментной оболочки и смеси.
- 3) пневматического колеса как упругого тора и смеси.
- 4) пневматического колеса как эластичной оболочки и смеси.
- 5) пневматического колеса как тела, состоящего из большого числа колец малой толщины, и смеси.

Приведенная классификация расчетных схем уплотнения асфальтобетонной смеси дорожными катками позволяет выбрать необходимую расчетную схему при заданных параметрах контактирующих тел. В настоящее время актуальным является совершенствование процесса уплотнения смеси с целью обеспечения качества дорожного покрытия, повышения производительности укатки, снижения энергоемкости рабочего процесса.

Библиографический список

1. Баловнев В.И., Ермилов А.Б., Новиков А.Н. и др. Дорожно-строительные машины и комплексы. – М.: Машиностроение, 1988. – 384 с.
2. Батраков О.Т., Сиденко В.М. Организация дорожно-строительных работ. – М.: Транспорт, 1966. – 336 с.
3. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – Киев: Изд-во «Вища школа», 1978. – 168 с.
4. Бируля А.К. Проектирование автомобильных дорог: В 2 ч. - Изд-е 4-е доп. и перераб. – М.: Автотрансиздат, 1961. – Ч. 1. – 499 с.
5. Бируля А.К., Говорущенко Н.Я., Ермакович Д.В. Эксплуатационные качества автомобильных дорог. – М.: Автотрансиздат, 1961. – 136 с.
6. Вавилов А.В., Леонович И.И., Максименко А.Н. Дорожно-строительные машины: учебник. – Минск: «Технопринт», 2000. - 515 с.
7. ГОСТ 16481-70. Катки пневмоколесные полуприцепные. – М.: Б.и., 1971. – 4 с.
8. ГОСТ 21994-82. Катки дорожные. Термины и определения. – М.: Б.и., 1984. – 3 с.

УДК 629.084

К ВОПРОСУ О ПРИКЛАДНОМ ПРИМЕНЕНИИ ТЕОРИИ ВИБРАЦИОННОГО УПЛОТНЕНИЯ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

С.В. Савельев, канд. техн. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Процесс вибрационного уплотнения достаточно сложен, и изучению этого вопроса посвящено достаточно много научных трудов. В соответствии с теорией уплотнения грунтов, предложенной А. К. Бирулей, этот материал представляет собой различные по размеру частицы, пространство между которыми занимает вода и воздух, т.е. является трехфазной средой, состоящей из твердой, жидкой и газообразной фаз [1]. Физику взаимного перемещения частиц обрабатываемой среды при

вибрационном уплотнении исследуют такие авторы, как Д. Д. Баркан, И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе, А. А. Борщевский и др. [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Эффективность процесса виброуплотнения, в соответствии с теоретическими исследованиями вышеуказанных авторов, обусловлено тем, что при вибрировании происходит значительное уменьшение сопротивления среды деформированию и обеспечивается наиболее плотная упаковка частиц при меньших энергозатратах.

Свойства материала при вибрировании изменяются, в том числе могут происходить и тиксотропное изменение структуры различных материалов и грунтов в частности. Это объясняется разрушением структуры связанной воды и переходом ее в свободную воду. При этом уменьшается величина сил взаимодействия между твёрдыми частицами и агрегатами, происходит их смещение. Следовательно, при вибрационном уплотнении грунта начинаются относительные проскальзывания частиц относительно друг друга, и сила их тяжести способна заставить эти частицы двигаться вниз, т.е. процесс уплотнения будет проходить достаточно эффективно даже при относительно малых силовых воздействиях, чем и объясняется повышенная эффективность вибрационной уплотняющей техники.

На основании вышесказанного, получается, что одним из доминирующих факторов, влияющих на процесс вибрационного уплотнения грунта, являются инерционные силы, действующие на его частицы. Эти силы являются причиной возникновения относительного проскальзывания частиц относительно друг друга и в совокупности с силой тяжести уплотнителя, действующей на частицы, обеспечивают их уплотнение. А это значит, что эффективное виброуплотнение грунта будет происходить тогда, когда при минимальных затратах энергии грунтовым частицам будут передаваться максимальные ускорения, которые как известно пропорциональны амплитуде колебаний [5, 6, 9]. Однако максимальное значение амплитуд, в любом случае, должно быть ограничено основным условием уплотнения материалов (1), т.е. значения динамического воздействия на среду ни в коем случае не должны превышать предел прочности обрабатываемого материала [7].

$$\sigma_m \langle \sigma_k \leq [\sigma_{np}] \quad (1)$$

где σ_k - предел текучести уплотняемого материала, МПа; σ_k – контактные давления, МПа; σ_{np} – предел прочности уплотняемого материала, МПа.

Таким образом, используя теоретические выкладки и опираясь на критерии эффективности работы уплотняющей техники можно дать рекомендации по интенсификации процесса уплотнения грунтовой среды. Рассматривая систему «машина - материал» необходимо учитывать не

только режимы работы машины, но и реологические свойства материала на различных этапах процесса уплотнения. Прикладным решением данной задачи является получение максимальных значений параметров колебаний в каждый момент уплотнения. Как было описано выше, основными параметрами могут приниматься амплитуды колебаний и виброускорения в обрабатываемом материале. Для определения этих значений использовался прибор «Экофизика» (рисунок 1), который способен измерять параметры вибрации одновременно по четырём каналам.



Рисунок 1. Многоканальный измеритель параметров вибрации «Экофизика»

С целью выявления и анализа параметров процесса вибрационного уплотнения суглинистого грунта II категории в грунтовом канале кафедры «ТНКИ» ФГБОУ «СибАДИ» был проведен ряд экспериментальных исследований. Проводилась укатка слоя грунта толщиной 0,5 м вибрационным катком ДУ-107 массой 1,5 т. Регулировалась частота колебаний вибровозбудителя на различных этапах уплотнения. Определялись не только значения виброускорений, но и при помощи трёхосевого датчика вибрации (рисунок 2) направление распространения вибрации от поверхности по толщине обрабатываемого слоя грунта.



Рисунок 2. Испытания в грунтовом канале

В результате испытаний были получены графические зависимости (рисунок 3, 4, 5) позволяющие, назначить наиболее эффективные режимы обработки материала, т.е. интенсифицировать процесс его уплотнения.

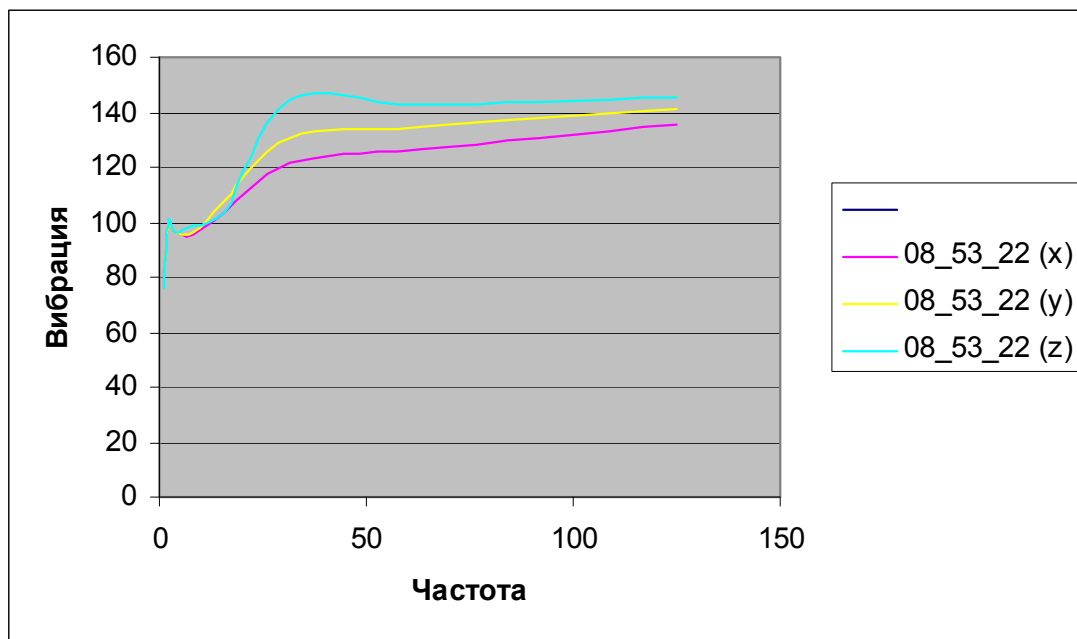


Рисунок 3. Значения параметров вибрации на первом этапе укатки

Для рассматриваемых ситуаций на построенных графических зависимостях можно выделить диапазон при котором наблюдается максимальные значения виброускорений, которые как сказано выше пропорциональны максимальным значения амплитуд колебаний в обрабатываемой среде и являются критерием эффективности протекания процесса уплотнения. При таких условиях обработки среды её частицам передаются максимальные относительные скорости, максимально снижаются силы трения между ними, тем самым интенсифицируется процесс уплотнения.

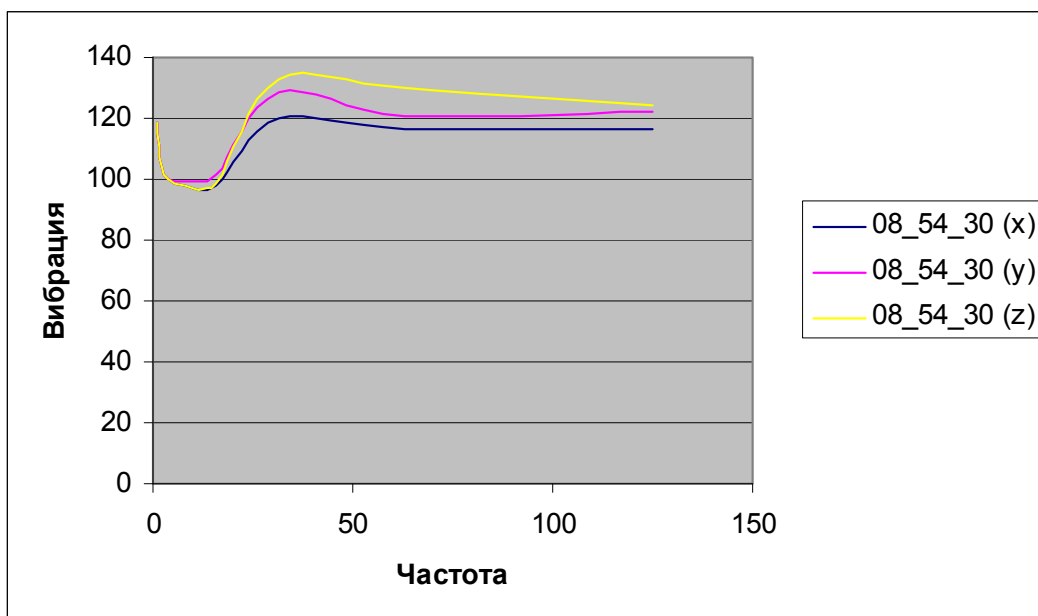


Рисунок 4. Значения параметров вибрации на промежуточном этапе укатки

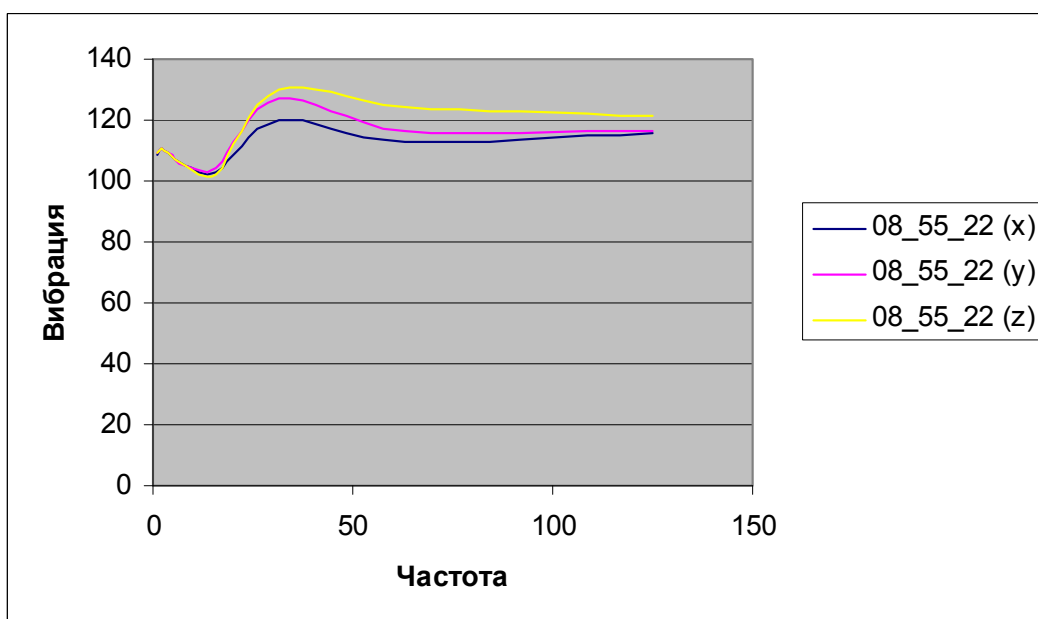


Рисунок 5. Значения параметров вибрации в конце укатки

Анализируя полученные зависимости, становится ясно, что в наибольшей степени вибрация распространяется в вертикальной плоскости (вдоль оси z), при этом рациональный частотный диапазон, при котором частицы обрабатываемого суглинка получают максимальные виброускорения, лежит в пределах 40 Гц. В соответствии теоретическими основами вибрационного уплотнения дорожно-строительных материалов, появляется возможность обоснованно выбирать энергоэффективные режимы обработки различных дорожно-строительных материалов.

Опираясь на вышесказанное, необходимо отметить, что при проектировании высокоэффективных вибрационных уплотняющих машин, возникает необходимость учета влияния объема грунтовых частиц на динамику машины и наоборот. Приведенные закономерности вибрационного уплотнения грунта говорят о том, что для решения этой задачи необходимо рассматривать уплотняющую машину и уплотняемый грунт как единую динамическую систему, при этом грунт можно представить как сложную упруго-вязкую среду, свойства которой будут изменяться на протяжении всего процесса уплотнения. С учётом определённых допущений, на установившемся гармоническом режиме колебаний, возможно решение задачи по поддержанию работы колебательной системы «виброуплотнитель — грунт» в рациональном, с точки зрения максимально интенсивной его деформации, в течении всего процесса уплотнения. И именно поэтому современные вибрационные машины должны использовать весь потенциал адаптации своих параметров на поддержание таких режимов обработки уплотняемых материалов. Что практически не реализуется в современной уплотняющей технике. Основным способом адаптации параметров вибрационных машин, является дискретное изменение частоты колебаний вибровозбудителя (как правило, не более двух режимов). Иногда применяется дискретное изменение момента дебаланса вибровозбудителя, что не позволяет полностью адаптировать работу катка на околорезонансный режим в течении всего процесса уплотнения. Тем не менее, можно отметить, что если рабочий орган уплотнителя будет обладать собственными реологическими характеристиками, то соотнося их с изменяющейся реологией уплотняемого материала, появится дополнительную возможность адаптации параметров уплотнителя. Именно это направление представляется достаточно перспективным для создания высокоэффективных уплотняющих машин, способных работать в энергоэффективных режимах на всех этапах процесса уплотнения.

Библиографический список

1. *Бируля В. И.* Взаимодействие компонентов трёхфазного грунта при его уплотнении/ *В. И. Бируля*// Тр./ Харьк. автомоб.-дорож. ин-т. – 1950. - Вып. 10. С. 16-19.
2. *Баркан Д. Д.* Экспериментальные исследования вибровязкости грунта/ *Д. Д. Баркан*// ЖТФ. –1948 – т. 8, Вып. 5,– С.701 – 706.
3. *Бабков В. Ф.* Основы грунтоведения и механики грунтов/ *В. Ф.Бабков, В. М. Безрук.* - М.: Высш. шк.,1976. – 328 с.: ил.
4. *Батраков О. Т.* Оценка вязких свойств грунтов при вдавливании штампа/*О. Т. Батраков* //Тр./ Харьк. автомоб.-дорож. ин-т.-1963. - Вып. 28. –С. 49-53.
5. *Форсблад Л.* Вибрационное уплотнение грунтов и оснований/ *Л. Форсблад*; пер. с англ. *И. В. Гагариной.* - М.: Транспорт, 1987. –188с.

6. *Борщевский А. А.* Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий: Учеб. для вузов/ *А. А. Борщевский, А. С. Ильин*, – М.: Высш. шк., 1987. – 368 с.: ил.
7. *Пермяков В. Б.* Совершенствование теории, методов расчёта и конструкций машин для уплотнения асфальтобетонных смесей: Дисс. доктора техн. наук/ *В. Б. Пермяков*; Сибирский автомоб.-дорож. ин-т. – Омск, 1990. – 485 с.
8. *Блехман И. И.* Вибрационное перемещение/ *И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе*, – М.: Наука, 1964. – 410 с.
9. *Савельев С. В.* Уплотнение грунтов катками с адаптивными рабочими органами: монография. – Омск: СибАДИ, 2010. – 122 с.

УДК 629.084

ПРИМЕНЕНИЕ ВИБРОШИННОГО КАТКА С РЕГУЛИРУЕМЫМ КОНТАКТНЫМ ДАВЛЕНИЕМ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ УПРУГО-ВЯЗКИХ СРЕД

С.В. Савельев, канд. техн. наук, доцент; А.Г. Лашко, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Катки на пневматических шинах отличаются от других катков значительной площадью контакта с уплотняемой средой и их эффективно использовать при уплотнении упруго-вязких сред (глинистых грунтов), поскольку они обеспечивают самое продолжительное время силового воздействия, в течение которого успевают завершиться все виды остаточных деформаций. Однако, они практически исключают возможность применения на них вибрации, поскольку шина имеет малую жесткость (высокую деформативность) и является хорошим гасителем вибрационных силовых воздействий [1, 2, 3, 4]. Идея изменения реологических свойств пневматика (увеличение жесткости РО для эффективной передачи вибрационного воздействия) опробована на натурной модели. Валец с изменяемой жесткостью за счет применения съемных бандажей, регулирующих пятно контакта. Динамическое воздействие пневмошин с эффектом вибрации позволяет увеличить глубину проработки уплотняемого материала [5]. Образец исследовался на предмет передачи ударного импульса уплотняемой среде. Фиксировались значения виброускорений непосредственно под ним, в толщине грунта 0,2 м (Рисунок 1). С ростом давления в шине и увеличением числа бандажей (изменение жесткости РО – таблица 1) значения виброускорения в грунте увеличиваются и распространение колебаний происходит на большую толщину по сравнению с пневматиком без бандажей (рисунок 2). Что подтверждает рациональность установки бандажей и вибровозбудителя для снижения сил трения и сцепления между частицами грунта.



Рисунок 1. Регистрация виброускорения в грунте

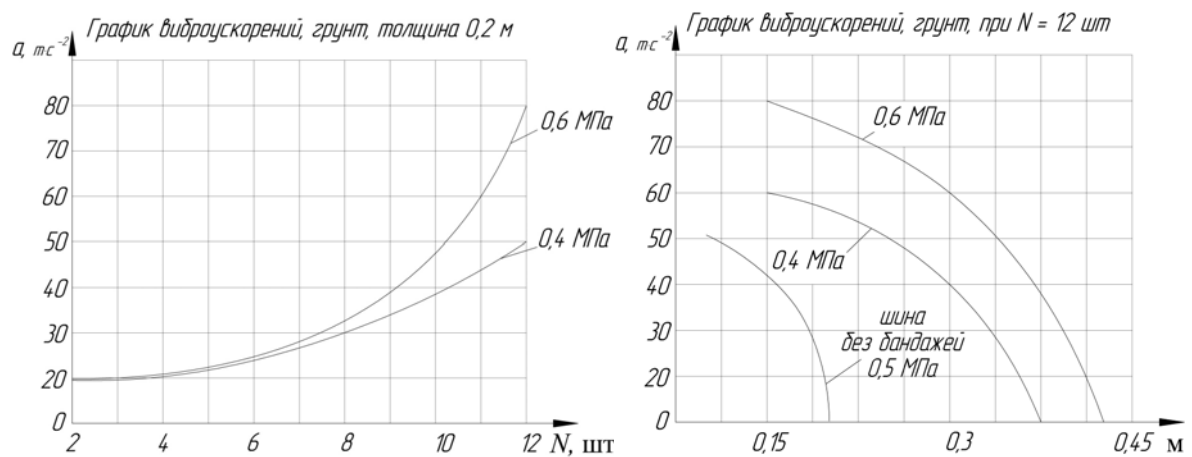


Рисунок 2. Графики изменения виброускорений в толщине слоя грунта в зависимости от числа установленных бандажей и внутреннего давления в шине

Для определения параметров работы катка важно знать площадь контакта F_k по контуру отпечатка шины на опорной поверхности и величину контактного давления σ_k . Был использован метод статических испытаний шин, результаты занесены в таблицу 2.

Таблица 1

Приведенные коэффициенты жесткости (кН/м) для пневмошины

Внутреннее давление P_w , МПа	без бандажей	с установленными бандажами
0,2	250...410	338...600
0,4	500...690	510...3340
0,6	750...1200	773...5400

Таблица 2

Величины площади контакта экспериментального рабочего органа с поверхностью материала $F_k, м^2$ и контактного давления σ_k МПа, при нагрузке на площадь контакта $Q = 6$ кН

Количество установленных бандажей $N, шт$	Внутреннее давление в шине $P_w, МПа$			
	0,4		0,6	
	$F_k, м^2$	$\sigma_k, МПа$	$F_k, м^2$	$\sigma_k, МПа$
6	0,0690	0,09	0,0570	0,11
8	0,0510	0,12	0,0377	0,16
10	0,0400	0,15	0,0264	0,23
12	0,0293	0,20	0,0177	0,34

Рисунок 2 свидетельствует о том, что при наличии бандажей передаваемые вынужденные колебания от вибровозбудителя к уплотняемой среде передаются в разы эффективней, при этом остается возможность изменять пятно контакта (что невозможно на зарубежных моделях, т.к. в них используется максимальное давление в шине и пятно контакта строго фиксировано). В нашем случае, даже при максимальном давлении в пневматике, пятно контакта может изменяться за счёт формы бандажей и их технологическом размещении по отношению к профилю шины.

Отличительная особенность виброшинного катка с бандажами – это возможность работы на всех этапах уплотнения грунта, в отличие от большинства стандартных пневмошинных катков (один типоразмер катка применяется только на некоторых этапах), сокращение числа проходов по одному следу, что повышает его производительность.

Рассмотрев труды ХАДИ, СоюзДорНИИ и [2,6,7,8,9], а также некоторые исследования на базе «СибАДИ» (рисунок 3), учтя результаты математического моделирования «виброшина – грунт», были рассчитаны: время достижения максимальной толщины уплотняемого материала, рабочая скорость катка, оптимальное количество проходов и производительность машины (таблица 3; рисунки 4,5) в зависимости от модуля упругости грунта E_y .

Величину глубины активной зоны h можно определить [4]:

$$h = 1,0 \frac{W}{W_0} \left(1 - e^{-2,5 \frac{\sigma_{max}}{\sigma_p}} \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{max}}} \right), \quad (1)$$

где $\frac{W}{W_0}$ - отношение, учитывающее возможные отклонения влажности материала от оптимальной; $\sigma_{\max}$ - максимальные контактные давления, Па; σ_p - предел прочности грунта, Па; Q - нагрузка на площадь контакта, Н.



Рисунок 3. Фотографии экспериментальных исследований по определению эффективной толщины уплотняемого слоя

В свою очередь величина максимального контактного давления $\sigma_{\max}$ определяется:

$$\sigma_{\max} = \frac{4Q}{\pi ab}, \quad (2)$$

где a, b – малая и большая оси эллипса отпечатка соответственно

Таблица 3

Выбор оптимальных рабочих скоростей катка V_k и числа необходимых проходов n по одному следу (масса катка 8 т)

K_y	V_k , км/ч	n	h , см	N , шт	P_w , МПа	Режим работы катка
0,80 – 0,89	1,3	7	19,0	8	0,4	статический
0,89 – 0,90	2,0	1	18,4	8	0,5	статический

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7
0,90 - 0,92	2,0	4	16,4	8	0,6	вибрационный
0,92 – 0,94	2,0	6	14,7	10	0,6	вибрационный
0,94 – 1,00	3,0	7	14,0	12	0,6	вибрационный

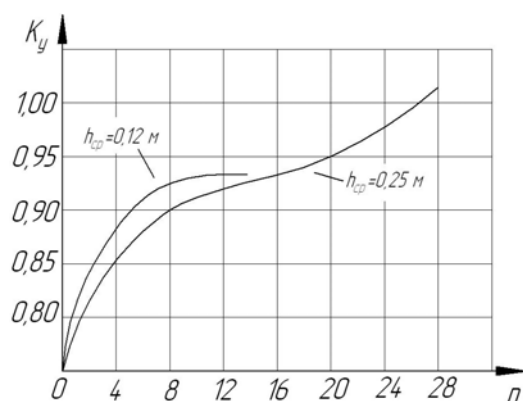


Рисунок 4. Зависимость числа проходов от коэффициента уплотнения при различных толщинах уплотняемого грунта (масса катка 8 т)

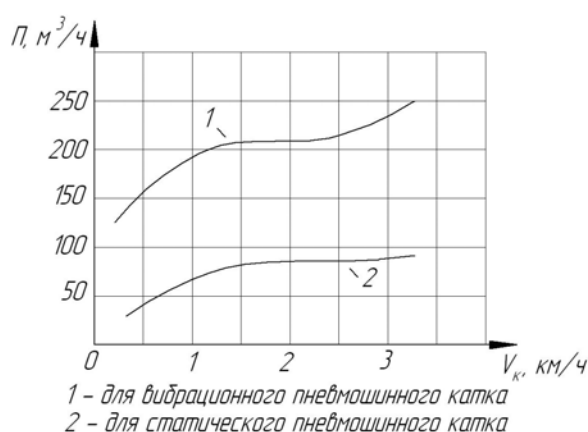


Рисунок 5. Производительность катков в зависимости от рабочей скорости

Следует отметить, что установка бандажей осуществляется на стандартные шины, выпускаемые серийно (в отличие от зарубежных аналогов), и потребуют лишь незначительные финансовые вложения в доработку существующего парка техники, при этом не усложняется его обслуживание и ремонт.

Разработанная конструкция виброшинного рабочего органа катка с возможностью регулирования величины контактных давлений на протяжении всего процесса уплотнения – от рыхлого состояния среды до плотного, позволяет иметь такой каток, который сочетает в себе одновременно возможности легкого, среднего и тяжелого катков и, тем самым, ускорить процесс уплотнения, резко снизить энергоемкость, металлоемкость и трудоемкость процесса уплотнения.

Библиографический список

1. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований/ Л. Форсблад; пер. с англ. И. В. Гагариной. - М.: Транспорт, 1987. –188с.
2. Савельев С. В. Уплотнение грунтов катками с адаптивными рабочими органами: монография. – Омск: СибАДИ, 2010. – 122 с.

3. *Пермяков В.Б.* Комплексная механизация строительства.: Учеб. для ВУЗов/ В.Б. Пермяков. – М.: Высш. шк., 2005. – 383 с.
4. *Хархута Н.Я.* Машины для уплотнения грунтов/ Н.Я. Хархута – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
5. *Патент на полезную модель «Валец дорожного катка»/ Савельев С. В., Лашко А.Г.// № 93090 МПК⁷ E01C 19/28* Сибирская гос. Автомобильно-дорожная академия (СибАДИ) (RU) заявка 2009146463/22 от 14.12.2009; опуб. 20.04.2010 Бюл. №11
6. *Бируля В. И.* Взаимодействие компонентов трёхфазного грунта при его уплотнении/ *В. И. Бируля*// *Тр./ Харьк. автомоб.-дорож. ин-т.* – 1950. - Вып. 10. С. 16-19.
7. *Бабков В. Ф.* Основы грунтоведения и механики грунтов/ *В. Ф.Бабков, В. М. Безрук.* - М.: Высш. шк.,1976. – 328 с.: ил.
8. *Батраков О. Т.* Оценка вязких свойств грунтов при вдавливании штампа/*О. Т. Батраков* //Тр./ Харьк. автомоб.-дорож. ин-т.-1963. - Вып. 28. –С. 49-53.
9. *Пермяков В. Б.* Совершенствование теории, методов расчёта и конструкций машин для уплотнения асфальтобетонных смесей: Дисс. доктора техн. наук/ *В. Б. Пермяков*; Сибирский автомоб.-дорож. ин-т. – Омск, 1990. – 485 с.

УДК 621.89:621.436

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ СРОКОВ ЗАМЕНЫ МОТОРНЫХ МАСЕЛ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОРОЖНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН.

А.П. Серков, аспирант; В.И. Иванов, канд. техн. наук, доцент
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Повышение показателей безотказности и долговечности дорожных и строительных машин (ДСМ) невозможно без выполнения исследований, позволяющих оценивать влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на износостойкость их агрегатов, узлов и деталей.

В практике современных исследований трибологических систем ДСМ, в том числе системы двигатель внутреннего сгорания (ДВС) - моторное масло, большое внимание уделяется вопросам обоснования выбора масел в условиях эксплуатации, а также рациональных сроков их замены.

На предприятиях и в организациях дорожной отрасли целесообразно использовать методы исследований четвертой группы (рисунок 1) по диагностическим показателям, в том числе диагностическим параметрам работающего моторного масла.

В целях повышения достоверности оценки показателей качества работающего моторного масла в условиях эксплуатации с использованием хроматограмм масляного пятна [1,2] предложен способ получения диагностической информации, который основан на цифровой обработке капельных проб и моторного масла [3].

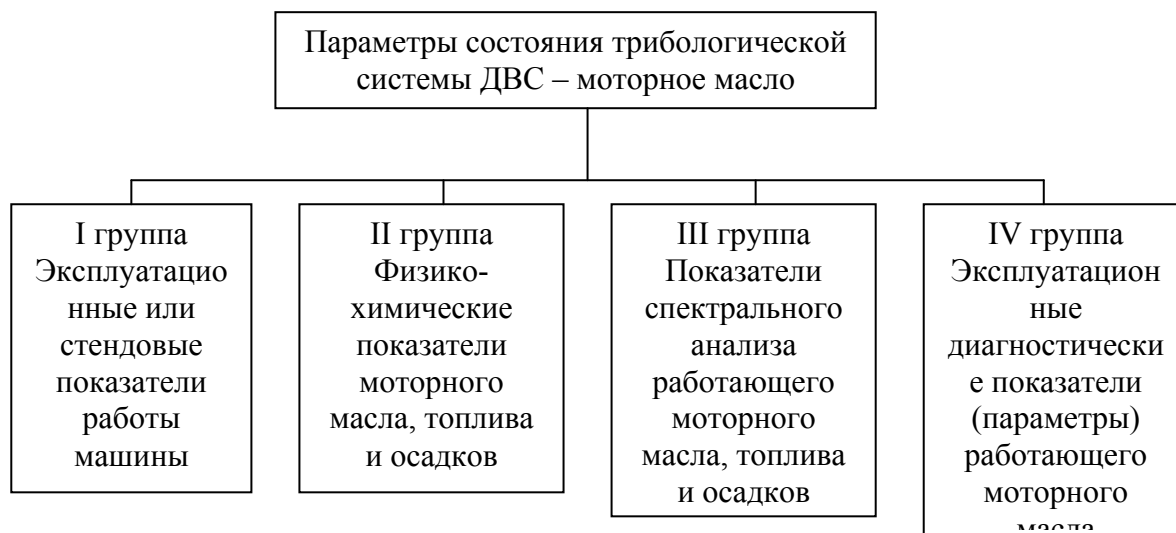


Рисунок 1. Основные группы диагностических параметров трибологической системы ДВС - моторное масло

Способ позволяет преобразовать хроматограмму масляного пятна в ее цифровое негативное изображение, обработать полученное цифровое негативное изображение в среде «MathCAD». Массив пикселей (с различной яркостью и контрастностью) в итоге представляется в виде графика плотности их распределения в цифровом отпечатке (рисунок 2)

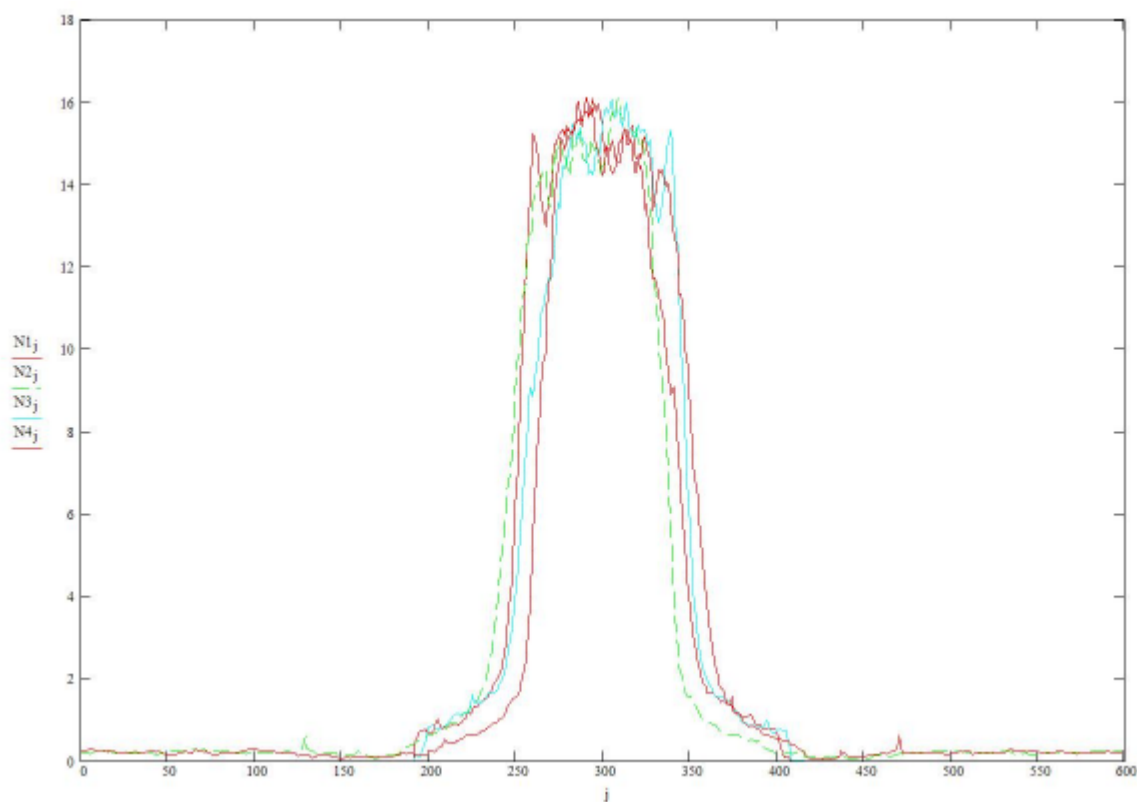


Рисунок 2. Фрагмент обработки цифрового отпечатка в среде «MathCAD»

Полученный график плотности распределения пикселей цифрового изображения хроматограммы несет достоверную и достаточно полную информацию о содержании механических примесей и диспергирующих свойствах (ДС) моторного масла, в том числе наличии в нем растворимых продуктов окисления.

График плотности распределения пикселей цифрового отпечатка хроматограммы целесообразно оценивать диагностическими параметрами:

- U_h – диагностический параметр, характеризующий изменения высоты плотности распределения двумерного массива, $U_h = h_i / h_n$, где h_i и h_n – измеренные и номинальные значения высоты графика плотности распределения пикселей цифрового отпечатка хроматограммы работающего моторного масла, мм;
- U_y – диагностический параметр, характеризующий изменения площади ядра хроматограммы, $U_y = S_{yi} / S_{yn}$, где S_{yi} и S_{yn} – измеренные и номинальные значения площади под кривой графика плотности распределения пикселей цифрового отпечатка хроматограммы работающего моторного масла, характеризующие ядро масляного отпечатка, мм²;
- U_o – диагностический параметр, характеризующий изменения общей площади хроматограммы, $U_o = S_{oi} / S_{on}$, где S_{oi} и S_{on} – измеренные и номинальные значения общей площади масляного отпечатка под кривой графика плотности распределения пикселей цифрового отпечатка хроматограммы работающего моторного масла, мм².

При этом требуемая достоверность измерений параметров графиков плотностей распределения пикселей может обеспечиваться в среде «Компас-3D».

В период с 01.04.10 г. по 18.04.11 г. предложенный способ оценки состояния работающего моторного масла реализован в эксплуатационных исследованиях на предприятии ГУП «ДРСУ-3». Основные результаты эксплуатационных исследований показателей качества работающего моторного масла М8-ДМ представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты испытания моторного масла М8-ДМ предложенным методом

Наработка, мото.-ч	70	125	150	177	202	306	433	650	845
Машина	Беларус 82.1 CM	Бюргер	УМ-70	ТО-18Б	ТО-18Б	ДЗ-98В	ТО-18Б	МТЗ-82	ТО-18Б
Даты отбора проб	01.04.10	24.12.10	14.04.10	01.04.10	14.04.10	01.04.10	18.04.11	14.04.10	04.07.11

Продолжение таблицы 1

Диагностические параметры работающего моторного масла	U _h	Значения параметров по результатам пяти испытаний каждой пробы	1	1,092	1	1,155	1,062	1,15	1,12	1,244	1,16	1,275
			2	1	1,053	1,02	1,041	1,058	1	1,148	1,1	1,167
			3	1,139	1,057	1	1,132	1,131	1,175	1,294	1,26	1,327
			4	1,138	1,014	1	1,074	1,079	1,095	1,254	1,19	1,274
			5	1	1,044	1	1,044	1,054	1,072	1,14	1,13	1,159
			Среднее	1,074	1,034	1,035	1,0706	1,094	1,092	1,216	1,17	1,24
	U _o		1	1,101	1	1,084	1,132	1,08	1,134	1,337	1,08	1,418
			2	1	1,096	1,103	1,113	1,105	1	1,25	1,14	1,22
			3	1,153	1	1,053	1,24	1,15	1,223	1,365	1,24	1,427
			4	1,232	1	1,05	1,137	1,127	1,01	1,346	1,12	1,383
			5	1	1,06	1,026	1,022	1,037	1	1,192	1,08	1,219
			Среднее	1,097	1,031	1,063	1,1288	1,1	1,073	1,298	1,13	1,333
	U _я		1	1	1,315	1,096	1	1,282	1,174	1,643	1,25	1,737
			2	1	1,359	1,471	1,503	1,52	1	1,63	1,49	1,731
			3	1	1,195	1	1,147	1,184	1,181	1,493	1,37	1,641
			4	1	1,382	1	1,303	1,299	1,204	1,448	1,53	1,675
			5	1	1,32	1	1,023	1,061	1,067	1,415	1,29	1,589
			Среднее	1	1,314	1,113	1,1952	1,269	1,125	1,526	1,39	1,675

Сравнительная оценка известного и предлагаемого способов оценки показателей качества работающего моторного масла по результатам выполненных исследований представлены в таблице 2 и на рисунке 3.

Таблица 2

Диспергирующая способность моторного масла М8-ДМ

Наработка, мото.-ч	Результаты определения ДС в пяти испытаниях					Среднее значение
	1	2	3	4	5	
70	0,783	0,795	0,797	0,667	0,812	0,771
125	0,793	0,681	0,75	0,76	0,832	0,763
150	0,787	0,778	0,776	0,772	0,772	0,777
177	0,777	0,725	0,677	0,633	0,707	0,704
202	0,762	0,63	0,698	0,727	0,724	0,708
306	0,505	0,611	0,604	0,434	0,452	0,521
433	0,51	0,49	0,442	0,422	0,517	0,476
650	0,185	0,229	0,197	0,253	0,254	0,224
845	0,43	0,404	0,380	0,373	0,367	0,391

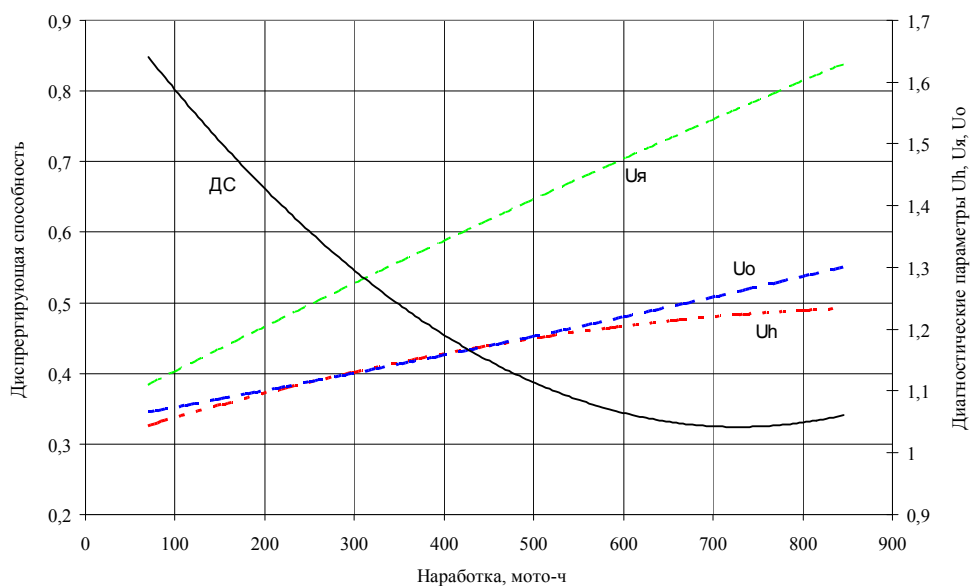


Рисунок 3. Изменения параметров ДС, U_h , U_o , $U_{\text{я}}$

Как видно из рисунка 3 браковочные значения ДС (0,3-0,35) моторного масла М8-ДМ характеризуются значительным диапазоном его наработки 550-750 мото.-ч, что не позволяет осуществлять достоверную оценку величины его остаточного ресурса. При этом также невозможно прогнозировать и рациональные сроки его замены.

На рисунке 4 представлен разброс случайных значений параметров ДС и U_h для малых выборок с числом измерений параметров равном пяти относительно их средних значений в функции наработки работающего моторного масла М8-ДМ.

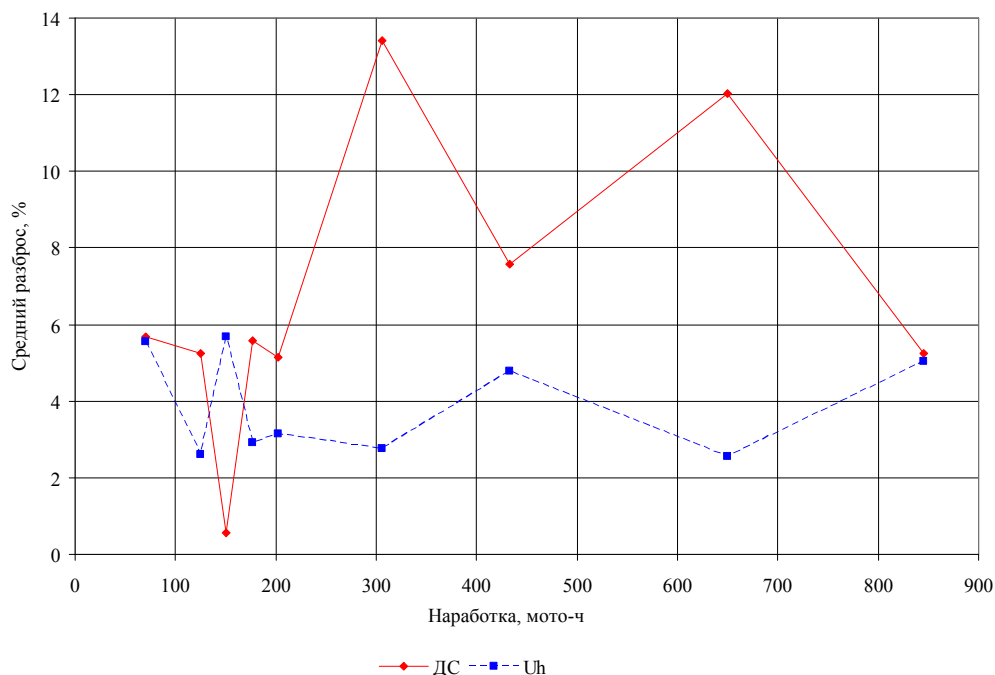


Рисунок 4. Разброс от средних значений ДС и диагностических параметров U_h , U_o , $U_{\text{я}}$, в процентах

Таким образом выполненные исследования подтверждают целесообразность реализации предложенного способа оценки показателей качества работавшего моторного масла для обоснования рациональных сроков замены работающих моторных масел в трибологической системе двигатель – моторное масло для транспортных и строительно-дорожных машин.

Библиографический список

1. Пономаренко, В. С. Эксплуатационные материалы: лабораторный практикум / В. С. Пономаренко, С. В. Корнеев, А. Л. Иванов. – Омск : изд-во СибАДИ, 2010. – 80 с.
2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации Лама-7. Лаборатория экспресс-анализа качества и состояния моторных масел и рабочих жидкостей гидросистем. – Москва 2003 г. 21 с.
3. Иванов В. И., Серков А. П. Обеспечение долговечности двигателей дорожно-строительных машин путем выбора и назначения рациональных сроков замены моторных масел [Текст] В. И. Иванов, А. П. Серков / Омский научный вестник. Серия: приборы, машины и технологии. – 2011. № 2(100). – С. 157 – 162.

УДК 622.831

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕДАЧИ ЭНЕРГИИ ОТ УДАРНОГО ПРИВОДА ТРУБЕ ЧЕРЕЗ АДАПТЕР

А.С. Смоленцев, м.н.с.

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН
Новосибирск

В особо ответственных случаях бестраншейная технология прокладки подземных коммуникаций, основанная на забивке стальных труб (кожухов), является безальтернативной. Это обусловлено тем, что при проходке скважин под железнодорожными путями и транспортными магистралями необходимо исключить просадку и вспучивание полотна. Все иные способы бестраншейной прокладки в принципе не могут гарантировать выполнение этого требования.

В реальных устройствах между пневмоударной машиной и трубой располагают промежуточные элементы (адаптеры) различных типов (рисунок 1). Разнообразие конструкций обусловлено стремлением охватить широкую номенклатуру труб по диаметру и толщине стенки, а также повысить способность системы “машина – адаптер – труба”, стягиваемой талрепами, сохранять соосность в условиях виброударного нагружения.

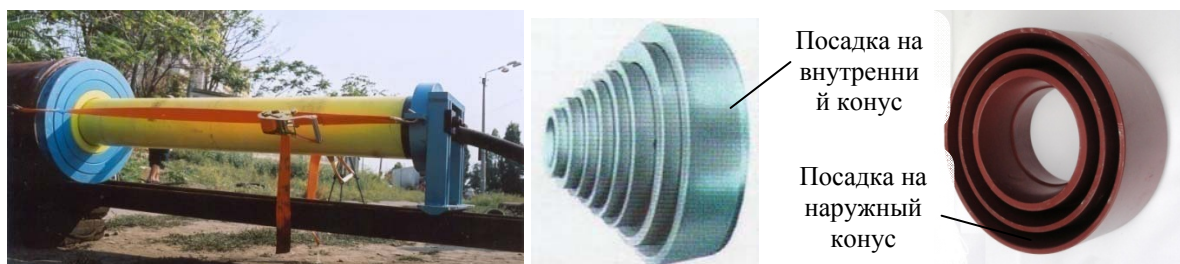


Рисунок 1. Забивка трубы машиной ударного действия и применяемые адаптеры

Наибольшее распространение получили адаптеры, которые сопрягаются с трубой по конусной поверхности. Такое сопряжение может оказывать заметное влияние на передачу удара. Вопрос передачи энергии при ударном воздействии важен, поскольку скорость погружения трубы в грунт определяется не только частотой и энергией ударов ударного привода, но и тем, насколько полно эта энергия передается трубе.

Исследования влияния параметров адаптера на качество передачи энергии удара проводились как посредством компьютерного моделирования, так и на физической модели.

Расчётная схема исследуемой системы представлена на рисунке 2. Вариант “а” отражает особенности конструкции существующих пневмопробойников и пневмомолотов. Здесь корпус, поджатый талрепами к адаптеру, составляет единое целое с наковальней, и удар ударника приходится непосредственно на корпус. Вариант “б” соответствует устройствам, где корпус в передаче ударного воздействия не участвует. Удар воспринимается подвижной наковальней, которая отделена от корпуса и жестко связана с адаптером.

Для математической интерпретации динамических процессов используется многомассовая дискретная модель. Как обычно, ударные тела разбиты по длине на участки. Основу математического описания составляет система обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейности обусловлены возможностью размыкания контакта в парах ударник–наковальня, корпус–амортизатор, адаптер–труба, нелинейной жесткостью ударного торца ударника, наличием нелинейной вынуждающей силы $R(t)$, а также сухого трения в звене сопряжения адаптера с трубой (на схеме это сила F_x) и трубы с грунтом.

Для сравнительной оценки передачи энергии на трубу достаточно знать не искаженную отраженными волнами силу $Q(t)$, действующую при ударе на торец трубы. В этом случае можно ограничиться простейшей моделью трубы в виде вязкого демпфера с коэффициентом демпфирования, равным ударной жесткости $\sigma_{mp} = E \cdot S / a$.

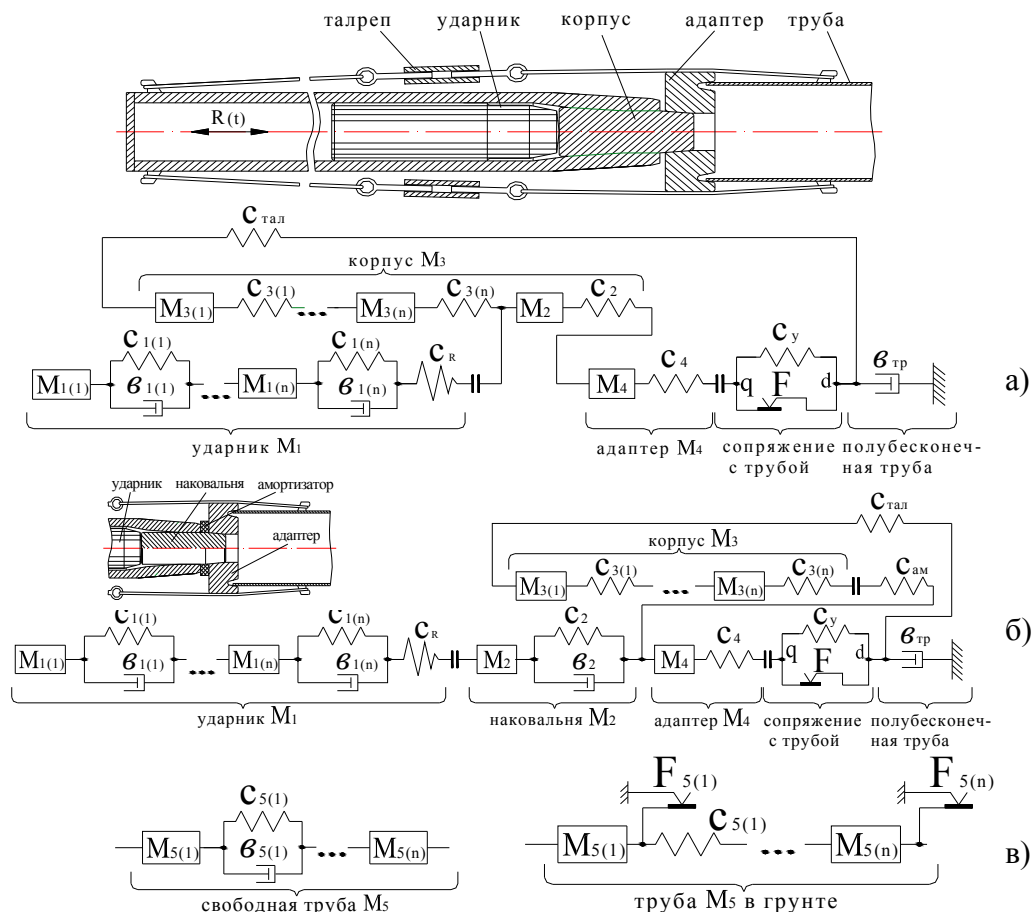


Рисунок 2. Расчётная схема исследуемой системы

Типовой адаптер (рисунок 3) рассмотрен как кольцевая пластина, равномерно нагруженная по внутреннему периметру и опёртая по контуру.

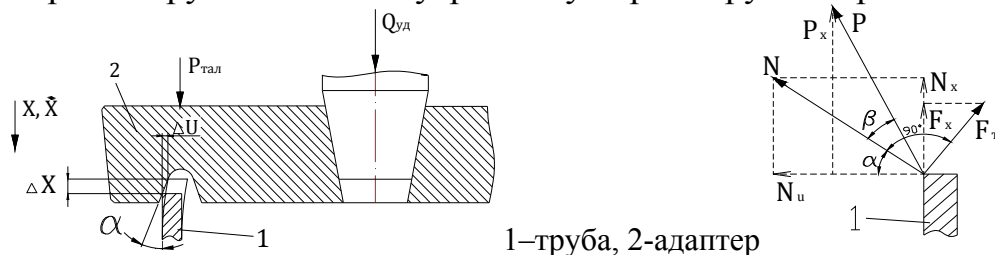


Рисунок 3. Расчетная схема сопряжения адаптера с трубой и схема действующих сил

Такого типа адаптеры были разработаны в ИГД СО РАН для первых пневмомолотов СО-134 и СО-166. В них сопряжение с трубой осуществляется по конусной поверхности с углом $\alpha = 8^\circ$.

На стыке адаптера с трубой возникают следующие силы: N – реакция упруго обжатой трубы; F – сила трения в контакте; сила P – их результирующая, определяющая осевую реакцию P_x .

При ударе на торец трубы 1 надвигается конус адаптера 2. По мере его продвижения возрастает радиальная деформация ΔU стенки трубы.

Связь между осевым перемещением адаптера относительно кромки трубы и радиальной деформацией трубы ΔU определяется зависимостью:

$$\Delta U = \Delta X \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (1)$$

Используя (1) и соотношения между компонентами сил, действующих в сопряжении (рисунок 3), а также известное [2] выражение для упругой деформации трубы под действием распределенной радиальной нагрузки на кромке у торца получаем выражение для величины осевой силы, действующей в сопряжении адаптера с трубой:

$$P_x = \Delta X \cdot c_U \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{sign} \Delta \dot{X}) ; \quad c_U = 2,25 \cdot \frac{E \cdot h}{1 - \nu^2} \cdot \sqrt{\frac{h}{R}} . \quad (2)$$

Здесь μ – коэффициент трения, R и h соответственно радиус и толщина стенки трубы, ν – коэффициент Пуассона.

Из (2) видно, что осевая сила P_x складывается из чисто упругой составляющей N_x и силы трения F_x , величина которой тоже пропорциональна ΔX .

Следует заметить, что в данном случае стандартная функция sign в точке $\Delta \dot{X} = 0$ дополнена алгоритмом, реализующим эффект слипания, т.е. возможность совместного движения адаптера и трубы.

Основные результаты моделирования и проверочных стендовых экспериментов связаны с оценкой степени влияния присоединенного корпуса и угла конусности адаптера α на эффективность передачи энергии удара. Подробно экспериментальный стенд и методика проведения экспериментов рассмотрены в работе [1].

Установлено, что наличие присоединенного корпуса приводит к затягиванию ударного импульса, снижению амплитудного значения силы, а также снижению передаваемой на трубу энергии на 25 %. Это означает, что передача удара в системе по схеме “б” является предпочтительней.

Исследование влияния угла конусности адаптера проводилось при $\alpha = 8^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ и 90° – торцевой вариант. Влияние угла α оценивалось по изменению отношения $\tilde{A}_\alpha = A_\alpha / A_{90}$, т.е. энергии A_α , переданной трубе при данном α , к энергии A_{90} . Оценивалось также изменение относительной величины максимальной силы в импульсе $\tilde{Q}_\alpha = Q_\alpha / Q_{90}$. Результаты представлены на графиках рисунка 4.

Точки соответствуют средним значениям $\tilde{A}_\alpha$, подсчитанным с доверительной вероятностью 95 % при относительном доверительном интервале не хуже 4,5 %. Число опытов для каждой точки составляло от 7 до 11.

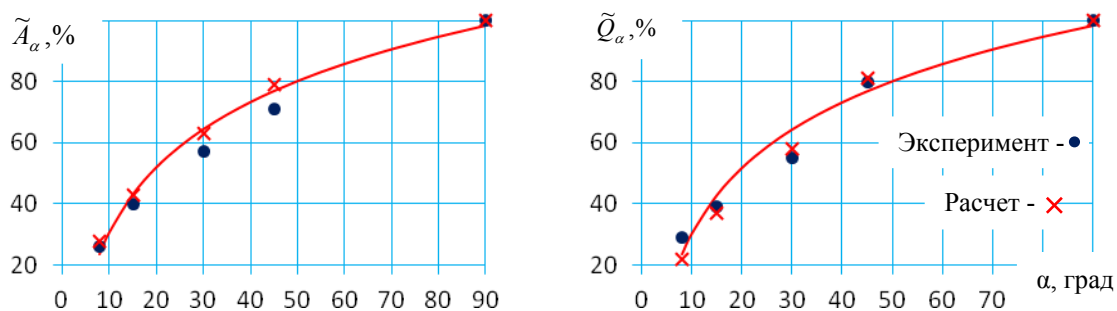


Рисунок 4. Расчетные и экспериментальные зависимости переданной энергии и максимальной силы от угла α

Из графиков видно, что с уменьшением угла конусности адаптера эффективность передачи энергии на трубу существенно ухудшается. Видно также, что расчётные и экспериментальные точки, а соответственно и кривая изменения максимального значения силы $\tilde{Q}_\alpha$, достаточно близко повторяют изменение энергии $\tilde{A}_\alpha$, т.е. связь между этими параметрами близка к пропорциональной. Результаты моделирования приемлемо согласуются с экспериментальными данными. Наибольшее расхождение по энергии (18 %) получено в зоне не используемых на практике $\alpha=30...45^\circ$.

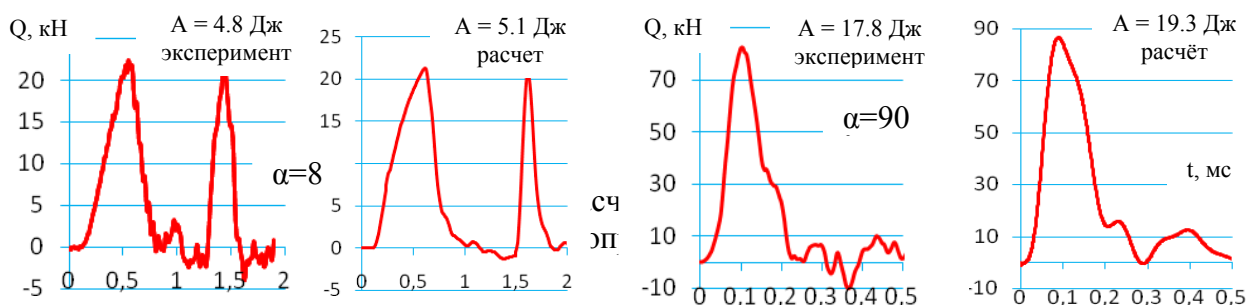


Рисунок 5. Экспериментальные и расчетные осциллограммы ударных импульсов при конусном и торцевом сопряжениях адаптера с трубой

Достаточно хорошее соответствие реальной картине наблюдается в форме ударных импульсов, что иллюстрируют осциллограммы на рисунке 5.

В конечном итоге, применительно для данной технологии погружения стальных труб, интерес представляет скорость забивки. Для этого на экспериментальном стенде проводилось ударное погружение трубы в грунт пневмударником с адаптерами $\alpha = 8^\circ$ и $\alpha = 90^\circ$. При моделировании для оценки продвижения трубы в грунте, использована многомассовая модель трубы по схеме "в" рисунка 2 (вариант "труба в грунте"). Кривые аппроксимируют результаты расчетов на модели. Видно, насколько относительное преимущество торцевого варианта возрастает с увеличением сопротивления грунта (рисунок 6).

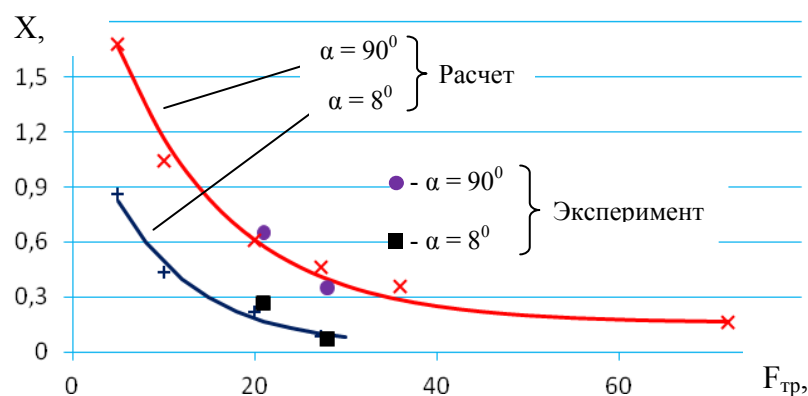


Рисунок 6. Зависимость перемещения трубы в грунте за 1 удар от силы трения при торцевом (90°) и конусном (8°) сопряжениях адаптера с трубой

Основные выводы, которые можно сделать в рамках приведенных стендовых экспериментов и моделирования, сводятся к следующему:

- с увеличением угла конусности адаптера α переданная на трубу энергия возрастает практически в той же мере, в какой растет амплитуда ударного импульса на трубе;
- конусные адаптеры с углом $\alpha=8^\circ \dots 10^\circ$ передают на трубу не более 35% энергии, которую в тех же условиях способен передать адаптер торцевого типа.
- отделение наковальни от корпуса, т.е. исключение корпуса из цепочки ударных тел, передающих удар на трубу, позволяет улучшить передачу энергии не менее чем на 25 %.

Библиографический список

1. Смоленцев А.С. Стенд для экспериментального исследования передачи энергии в системе "ударник – адаптер – труба" // Труды научной конференции с участием иностранных ученых "Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды". Новосибирск, 2010. – Т.3 – с. 114-119.
2. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки. Гостехиздат, 1948.

УДК 69.002.5

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМОЛОТОВ ДЛЯ СВАЕБОЙНЫХ РАБОТ

Е.В. Ступаченко, аспирантка

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Рационально запроектированная и правильно подобранная для решения конкретных задач строительства (например, погружения и извлечения свайных элементов) сваебойная техника позволяет повысить эффективность погружения свай; снизить трудоемкость работ по

обеспечению сохранности зданий, расположенных в зоне влияния работ при минимальном расходе ресурсов и максимально возможном использовании свойств массива грунта.

Для погружения свай используют различную сваебойную технику (копры, вибропогружатели, и т.п.) вибрационного, ударного, вдавливающего действия. Устройства для погружения свай разнообразны по конструкции и принципу работы: ударного действия (механические, паровоздушные, дизельные, гидравлические, вибрационные молоты); вибрационного действия (вибропогружатели).

В данной статье приведен обзор современных конструкций гидромолотов для сваебойных работ.

Гидромолоты являются сменным сваебойным оборудованием, предназначенным для навески на различные типы самоходных копровых установок (копров). Развитие производства гидравлических экскаваторов и гидрофицированных копров привело к созданию работающих в комплекте с ними гидравлических молотов двойного и простого действия, имеющих на стройплощадке энергетическую автономность.

Наиболее перспективными гидравлическими молотами двойного действия являются такие, в конструкции которых не применяются механические обратные связи ударной части с распределительным устройством, а также другие виды энергоносителей.

Как уже говорилось, для повышения эффективности сваебойных работ создается высокопроизводительная техника, повышение производительности достигается путем модернизации существующих молотов и созданием новых конструкций, существенно отличающиеся от традиционных. Для повышения частоты ударов и эффективности гидромолотов простого действия целесообразно применять импульсный подброс ударной части, для более полной передачи кинетической энергии ударной части погружаемой свае между сваей и ударной частью в процессе удара целесообразно применять амортизаторы с регулируемой в зависимости от грунтовых условий жесткостью.

Модернизация гидромолотов в основном заключается в увеличении энергии удара за счет усовершенствования процесса сгорания и увеличения высоты подскока ударной части, повышения долговечности и надежности основных деталей молота за счет более эффективной смазки и принятия более рациональных соотношений сфер соударяющихся деталей — поршня и шабота, а также за счет улучшения условий эксплуатации и техники безопасности.

Создание новых моделей гидромолотов в первую очередь выдвигает задачу повышения единичной мощности гидромолота. Повышение единичной мощности гидромолота достигается двумя путями: увеличением частоты ударов и повышением энергии удара.

Сваебойные гидромолоты STARKE (Китай), модельный ряд серии ННР, сводится, в основном, к увеличению энергии удара, зависящей от увеличения массы ударной части (цифры в названии модели) и соответственно увеличению мощности двигателя, потока рабочей жидкости, емкости баков и габаритов. В таблице 1 приведены технические характеристики гидромолотов Starke [1].

Таблица 1

Технические характеристики гидромолотов Starke

Технические характеристики	ННР-5	ННР-20
Энергия удара, kNm	60	300
Максимальный ход ударной части, мм	1200	1500
Частота ударов, min/max в минуту	36/90	36/90
Масса ударной части, кг	5 000	20 000
Мощность двигателя, кВт	132	390
Рабочее давление, МПа	24	24
Поток рабочей жидкости, л/мин	200	760
Емкость бака для рабочей жидкости, л	780	2000
Емкость дизельного бака, л	300	600
Гидравлическая система, кол-во цилиндров	1	2
Вес гидромолота, кг	10 450	29 600
Размеры молота (длина/шир/выс), мм	1138/880/6540	1333/1510/6300
Вес гидростанции, кг	4000	8500
Габариты гидростанции (длина/шир/выс), м	2.5/1.3/1.9	3.9/1.8/2.5

Сваебойные гидромолоты JUNTAN (Финляндия). Молоты JUNTAN ННК А и S серии это новое поколение сваебойных гидравлических молотов. Ход поршня молотов А-серии может составлять до 1 200 мм, а S-серии – до 1 500 мм. Производительность молотов JUNTAN до 20 % больше, чем у традиционных молотов свободного падения той же массы ударной части. Молот подходит для погружения всех типов свай: железобетонных, деревянных, стальных труб, шпунта Ларссена. Конструкция корпуса молота и наголовника для свай специально разработана для уменьшения уровня шума и вибрации при погружении свай. Вся энергия удара сконцентрирована в центре свай. Конструкция молота позволяет использовать гидравлические биомасла. Гидравлический свайный молот JUNTAN легко соединяется с различными гидравлическими системами. Управление молотами может осуществляться гидравлической системой сваебойной установки или отдельной силовой гидравлической станцией. Молот может устанавливаться на любую направляющую, а так же, может быть свободно подвешенным на крановой установке.

Молоты серии S специально разработаны для погружения преимущественно металлического профиля и труб. Удлиненный ход поршня позволяет увеличить максимальную силу удара до 25 % по сравнению с молотом А-серии с той же массой ударной части. В таблице 2 приведены технические характеристики гидромолотов JUNTAN [2].

Таблица 2

Технические характеристики гидромолотов JUNTAN

	Гидравлические молоты JUNTAN		
Основные характеристики	ННК-5А	ННК-3А	ННК-12S/14S
Энергия на 1 удар, kNm	60	3-36	177/206
Сила давления на сваю, kN			
Частота ударов, уд./мин.	40-100	40-100	40-100
Вес ударной части, кг	5000	3000	12000/14000
Вес молота, кг	8700	5000	23320/26000
Длина, мм	6230	5065	13480
Диаметр, мм		720	2380

Сваебойные гидромолоты BRITISH STEEL PILING (Англия). Гидравлические молоты BSP имеют стандартный исполнительный механизм, диапазон веса копра: 5, 7, 9 тонн или 11 тонн. Новое поколение гидравлических молотов серии CX упрощает соединение гидравлического цилиндра и ударной части молота. Главным элементом этой группы является новый высокоэффективный гидравлический цилиндр, который увеличивает ускорение при движении цельной ударной части вниз, увеличивая число ударов в минуту, и обеспечивая увеличение производительности. Это позволяет использовать сваи большей длины, которые используются при забивке с помощью направляющих стрел. Управление обеспечивает получение максимума энергии при скорости удара, которая применяется для бетонных и стальных свай.

Сваебойные гидромолоты ООО "Строймашкомплект" (Россия) - МСГШ2-3000-101 (СП-7Г БАУСМА) по принципу действия является молотом двойного действия, и предназначен для забивания в грунт свай, шпунтов и металлических труб общей массой от до 3,8 т. Может применяться при температуре окружающей среды от +40° до -40°С. Значительным преимуществом данного молота по сравнению с другими гидравлическими молотами является унификация деталей с серийными дизельными молотами и как следствие- более низкая стоимость.

Принцип гидромолота двойного действия состоит в том что, гидродвигатель не только поднимает, но и разгоняет ударную массу вниз с ускорением 1,31g, что обеспечивает высокую частоту и минимальные потери энергии цикла. Это преимущество особенно становится заметно, когда молот работает при максимальном сопротивлении забиваемой сваи.

Большая ударная масса позволяет работать с низкой предупредительной скоростью, из-за чего сейсмозодействие и шум производимые молотом, не превышают разрешенных значений.

Гидромолот СП-7Г значительно короче импортных аналогов, что позволяет забивать более длинные сваи на одинаковых по высоте копровых установках. Конструкция молота и его агрегатов позволяет эксплуатировать его всевозможным климатическим условиям при температуре от -40 до +40 градусов на копровых установках гусеничных, таких как СП-49Д, СП-49 ЧЕТРА 14, колесных сваебойных машинах: УГМК-8, УГМК-12 [1].

Отличительной особенностью гидромолота СП-7Г является наличие системы запуска с нижнего положения, электрической системы управления энергией удара молота, системы автоматического контроля и управления процессом погружения, регистрации параметров погружаемых свай. В таблице 3 приведены технические характеристики.

Таблица 3

Техническая характеристика МСПШ2-3000-101 (СП-7Г БАУСМА)

Масса ударной части, кг	3000
Общая масса молота с наголовником, кг	5500
Наибольшая энергия удара молота, кДж	36
Масса забиваемых свай, т	3.7
Частота ударов, 1/мин	60-100
Максимальный ход ударной части, мм	1000
Расход рабочей жидкости, л/мин	200
Рабочее давление, МПа	20
Габаритные размеры, мм	
- длина	960
- ширина	1100
- высота (с наголовником)	4400

Сваебойные гидромолоты "РОПАТ" (Россия). Сваебойные гидромолоты «РОПАТ» разработаны в Новосибирске. Максимальное использование массовой составляющей в кинетической энергии удара позволяет передавать забиваемой свае больший импульс, благодаря чему свая, не разрушаясь, преодолевает сопротивление самых тяжелых и даже мерзлых грунтов. Работа молота не зависит от величины сопротивления грунта, поэтому молот стабильно работает на самых слабых грунтах.

Частота ударов может достигать 70 ударов в минуту, а на минимальной – 250. Эти гидромолоты оснащены гидродвигателями двойного действия. Гидродвигатель не только поднимает, но и разгоняет ударную массу вниз с ускорением 1,31g.

Молоты «РОПАТ» комплектуются миниатюрным электронным блоком, способным в реальном времени определять предельное

сопротивление забиваемой сваи с погрешностью не более 3% относительно статического измерения. В таблице 4 приведены технические характеристики гидромолотов «РОПАТ» [3].

Таблица 4

Техническая характеристика гидромолотов «РОПАТ»

Наименование параметра	МГ 3ш	МГ 5ш	МГ 8ш
Теоретическая энергия удара, кДж (максимальная/минимальная)	33/3	55/6	82/8
Частота ударов, мин			
-при максимальной энергии удара	47-65	47-65	47-65
-при минимальной энергии удара	170	170	170
Способ регулирования энергии удара	Оператором с ПДУ, бесступенчатое		
Теоретическая масса ударной части, кг	3100	5400	8100
Полная масса молота, кг	5700	8700	13000
Эквивалентный уровень шума, дБа	93-95		
Рабочее давление, МПа	25.0		
Максимальная требуемая подача насоса, л/с	2.4	3.15	5.0
Напряжение в сети СУ, В	22 - 30		

Таким образом, основное направление развития сваебойной техники — создание высокопроизводительных машин для повышения эффективности сваебойных работ.

На сегодняшний день, несмотря на многообразие сваебойной техники, по-прежнему существует необходимость создания новых высокопроизводительных машин, обеспечивающих эффективную и надежную работу при различных специфических условиях.

Библиографический список

1. *СтройТех - гид по строительной и спецтехнике* Электронный ресурс.- Электронные данные - [Б.м.] - Режим доступа: <http://www.stroyteh.ru/>
2. JUNTAN Электронный ресурс.- Электронные данные - [Б.м.] - Режим доступа: <http://www.junttan.fi/>
3. *Компания «Строительная Техника Сибири»* Электронный ресурс.- Электронные данные - [Б.м.] - Режим доступа: <http://www.hammers.ru/>

Научный руководитель: д-р техн. наук, проф. Ю.Е. Пономаренко

ПОГРУЖНЫЕ ПНЕВМОУДАРНИКИ ПП 110 ЭН ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ УСЛОВИЙ ОТРАБОТКИ МЕСТОРОЖДЕНИЙ²

**В.В. Тимонин, канд. техн. наук, научный сотрудник
Учреждение Российской академии наук Институт горного дела
им. Н.А. Чинакала Сибирского отделения РАН
Новосибирск**

Буровые станки НКР–100МП и погружной пневмоударник П 105 ПМ применяются на рудниках при бурении пучка нисходящих взрывных скважин. Конструктивная схема пневмоударника П 105 ПМ была предложена ИГД СО РАН более 40 лет назад и этот пневмоударник серийно выпускался под маркой М48, а затем был модернизирован Старооскольским механическим заводом и стал выпускаться под маркой П 105 ПМ. Модернизация заключалась в основном в увеличении габаритного хода бойка и заменой лезвийного долота на штыревой породоразрушающий инструмент.

Однако для эффективной работы погружного пневмоударника доминирующим параметром является энергия единичного удара, которую задают в значениях необходимых и достаточных из соображений эксплуатационной надежности машины и инструмента, стремясь к минимальной энергоемкости разрушения буримой породы [1]. Энергия удара является составной частью ударной мощности.

Институтом горного дела СО РАН был разработан погружной пневмоударник ПП 110 ЭН с буровыми долотами для бурения скважин диаметром 110 мм в подземных условиях, с увеличенной энергией единичного удара при неизменном давлении сжатого воздуха, для замещения серийно выпускаемых погружных машин отечественного производства.

Погружной пневмоударник ПП 110-ЭН представлен на рисунке 1. Особенностью схемы пневмоударника является комбинированное воздухораспределение, включающее ступенчатый клапан с выхлопной полостью. В пневмоударнике реализован новый цикл работы, обеспечивающий изменение структуры мощности за счет увеличения энергии удара. Он снабжен шламозащитным устройством и адаптирован к повышенному содержанию воды в энергоносителе. Особенностью буровых коронок является шлице-шпоночное соединение хвостовика с пневмоударником. Коронки армированы твердосплавными штыревыми

² Работа выполнена при поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 гг.»

вставками диаметром 12 и 14 мм с параболической формой породоразрушающей поверхности. Все используемые технические решения защищены патентами РФ, патентообладатель – Институт горного дела СО РАН [2, 3].

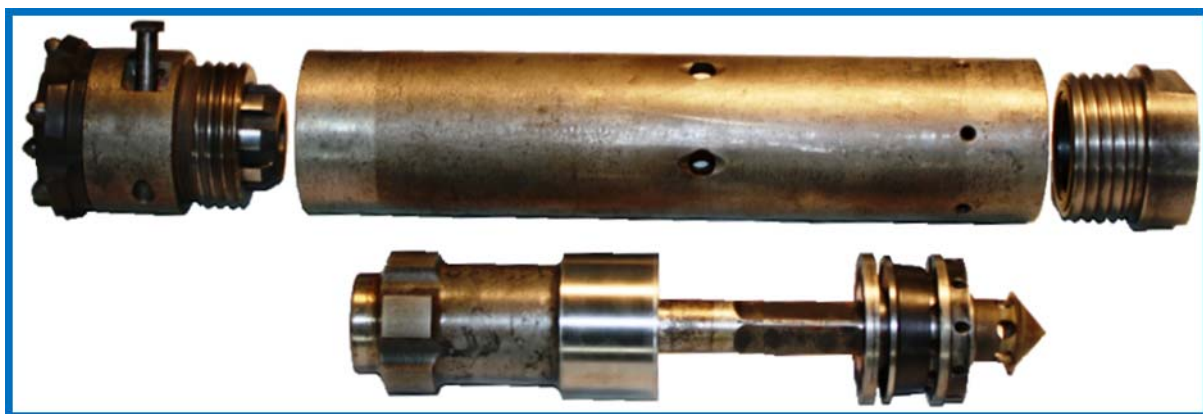


Рисунок 1. Погружной пневмоударник ПП 110-ЭН

Стендовые испытания нового погружного пневмоударника ПП 110 ЭН в условиях Института горного дела показали его превосходство в качестве рабочего цикла машины и её технических характеристиках. Осциллограммы давлений в рабочих камерах пневмоударника приведены на рисунке 2. Технические характеристики пневмоударника ПП 110 ЭН сведены в таблицу 1.

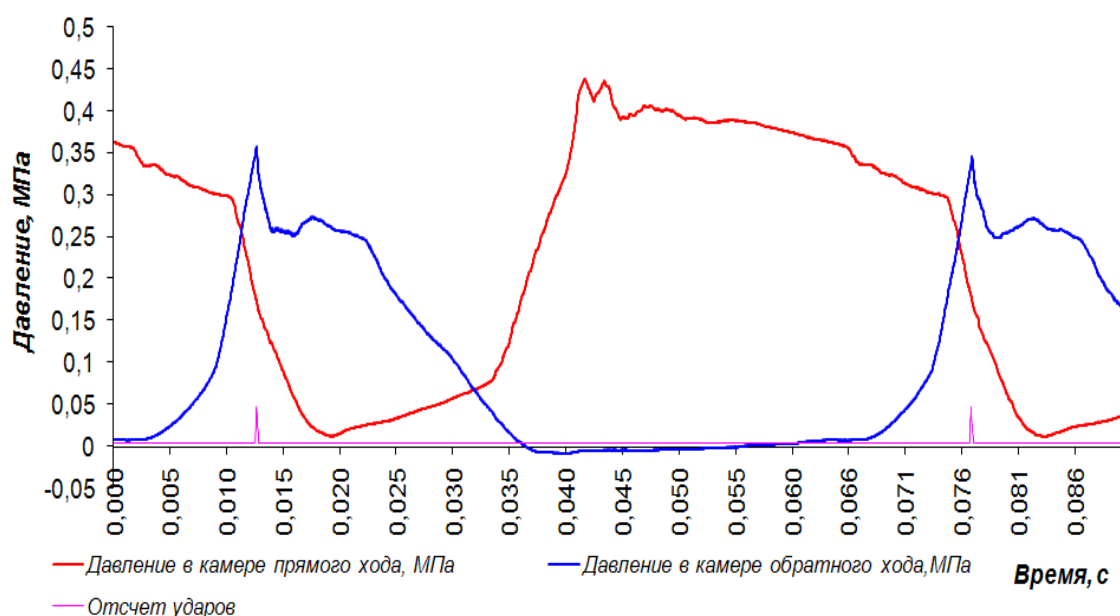


Рисунок 2. Осциллограммы давлений в рабочих камерах пневмоударника ПП 110 ЭН

Экспериментальный образец нового погружного пневмоударника ПП 110 ЭН был представлен на испытания на шахты ОАО «ЕВРАЗ».

Таблица 1

Технические характеристики нового пневмоударника ПП 110 ЭН

Параметры характеристик		ПП110-3,5
1.	Номинальное давление сжатого воздуха, МПа	0,5
2.	Энергия удара, Дж	185
3.	Частота ударов, Гц	19
4.	Мощность, кВт	3,5
5.	Расход воздуха, м ³ /мин	6,6
6.	Наружный диаметр корпуса, мм	96
7.	Длина пневмоударника без долота, мм	560
8.	Масса без бурового долота, кг	18
9.	Соединение бурового долота с корпусом	Шпоночно-шлицевое
10.	Оснащение бурового долота	Штыревое, прессованное
11.	Система очистки забоя скважины	Постоянная продувка из магистрали через центральный канал в буровом долоте
12.	Ориентировочный ресурс пневмоударника, п.м.	600

Новая машина легко управляема в широком диапазоне рабочих давлений энергоносителя, безотказно запускается в работу на всех интервалах бурения, устойчиво работает на воздушно-водяной смеси, обеспечивающей нормативное пыле подавление в буровой выработке, имеет эффективную очистку забоя скважины, судя по выносу укрупненной фракции бурового шлама из скважины (рисунок 3). Это является практическим результатом работы [4, 5] по рациональному сочетанию энергетических характеристик ударной машины и геометрических параметров бурового инструмента (диаметра инденторов, их количества и расположения), который реализован в данной конструкции бурового снаряда. Этому свидетельствует снижение энергоемкости разрушения буримой породы, и как следствие, повышение скорости бурения.

Скорость бурения скважин верхнего полувеера составила 100...160 мм/мин, в аналогичных условиях скорость бурения серийного пневмоударника ПП110 ША составляет 80...100 мм/мин.

Вниз осуществлялось бурение технологических скважин глубиной 75 метров без подъема и без замены коронки, с расчетным выходом в выработку нижнего горизонта. Скорость бурения опытным

пневмоударником превысила скорость бурения серийным пневмоударником более чем в полтора раза.



Рисунок 3. Гранулометрический состав выбуренного шлама при бурении скважины пневмоударником ПП110 ЭН

Ресурс пневмоударника составил 600 метров.

Подводя итог, необходимо заметить, что машина оставила у работников шахт положительные впечатления, ими отмечалось следующее:

- пневмоударник легко управляем в диапазоне рабочих давлений,
- обладает безотказным запуском,
- малочувствителен к содержанию воды в воздухе, что обеспечивает нормативное пылеподавление в горной выработке,
- имеет хорошую шламозащиту.

Основываясь на положительные результаты испытаний, был разработан типоразмерный ряд энергонасыщенных погружных пневмоударников представленный образцами: ПП110ЭН, ПП130ЭН и ПП165ЭН с возможностью расширения скважины до 250 мм. Технические характеристики пневмоударников представлены в таблице 2.

Таблица 2

Технические параметры типоразмерного ряда пневмоударников

№	Параметры	Пневмоударники		
		ПП110ЭН	ПП130ЭН	ПП165ЭН
1.	Номинальное давление сжатого воздуха, МПа	0,5	0,5	0,5
2.	Энергия единичного удара ударника, Дж	185	280	400
3.	Частота ударов ударника, Гц	19	18	16
4.	Ударная мощность, кВт	3,5	5	6,3

Библиографический список

1. Липин А.А. Перспективные пневмударники для бурения скважин // ФТПРПИ. – 2005, №2.
2. А.А. Липин, А.В. Белоусов, Н.Н. Заболоцкая. «Погружной пневмударник», патент РФ №2252996, БИ №15 от 27.05.05.
3. Липин А.А., Белоусов А.В. «Погружной пневмударник (варианты)», патент РФ №2290488, БИ №36, от 27.12.2006г.
4. Тимонин В.В. К оценке энергоемкости бурения скважин машинами ударного действия / Материалы четвертой международной конференции // Проблемы механики современных машин, том II, Улан-Удэ, 2009. - с. 272-275.
5. Тимонин В.В. Оценка процесса разрушения горных пород при динамическом вдавливании группы инденторов с точки зрения нелинейной геомеханики // Труды научной конференции с участием иностранных ученых // Геодинамика и напряженное состояние недр Земли. Новосибирск, 2008. - с. 470–474.

УДК 621.87 : 621.865.8 : 51.74

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

Ю.Б. Тихонов, канд. техн. наук, доцент
Сибирская автомобильно-дорожная академия

В настоящее время, при выполнении различных строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ широко используются грузоподъемные краны с телескопической стрелой.

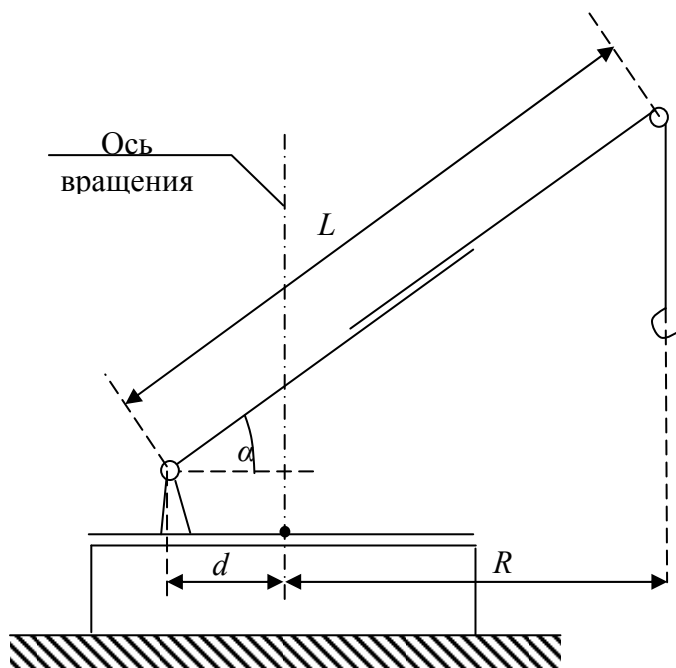


Рисунок 1. Грузоподъемный кран на опорах

Для такого крана, как видно из рисунка 1, вылет R зависит от угла наклона стрелы α и ее длины L

$$R=L\cdot\cos\alpha-d, \quad (1)$$

где d – постоянный конструктивный параметр крана.

Таким образом, для управления вылетом могут использоваться две крановые операции: подъем-опускание стрелы (изменение угла наклона стрелы α) и выдвижение-втягивание телескопа (изменение длины стрелы L). Для выполнения каждой из этих операций предусмотрено отдельное управление из кабины крановщика [1].

Предлагаемая система управления для изменения вылета предусматривает совмещенное управление подъемом-опусканием стрелы и выдвижением-втягиванием телескопа.

В состав системы входят (рисунок 2): прибор безопасности ПБ, аппарат управления АУ, датчики угла наклона стрелы ДУГ, длины стрелы ДД, микроконтроллера МК, силовые ключи-регуляторы тока КТ электроуправляемые пропорциональные гидрораспределители подъема стрелы ЭГРс, выдвижения телескопа ЭГРт. Микроконтроллер, выполняющий функции системы регулирования скорости изменения вылета, содержит в своем составе схему коррекции СхК, сравнивающее устройство СУ, вычислитель В, формирователь сигналов управления Ф.

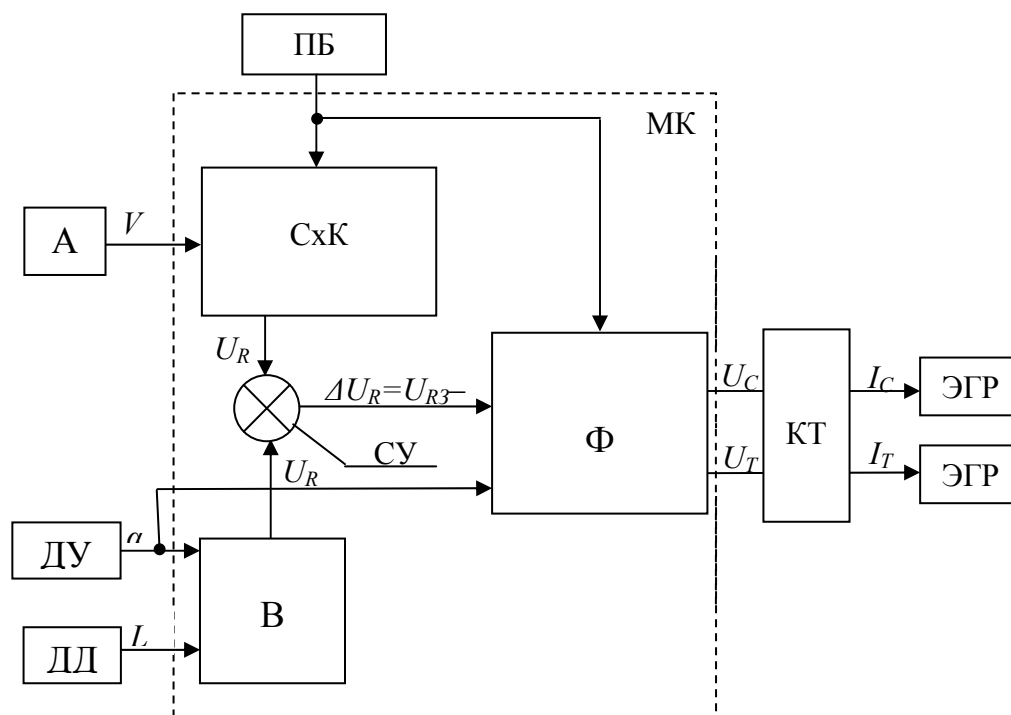


Рисунок 2. Функциональная схема системы автоматизированного управления вылетом

Сигнал V_R управления скоростью изменения вылета задается аппаратом управления АУ (рисунок 2) и поступает в микроконтроллер МК. Одновременно в микроконтроллер поступает информация от датчиков угла наклона стрелы и длины стрелы и от микропроцессорного прибора безопасности о параметрах ограничения крановых операций, возможности их совмещения, [2].

В микроконтроллере схемой коррекции СхК корректируется значение сигнала V_R с учетом информации от прибора безопасности. Скорректированный сигнал V_{R3} поступает на прямой вход сравнивающего устройства СУ. Вычислитель по информации от датчиков ДУГ и ДД вычисляет значение сигнала, соответствующего фактической скорости изменения вылета $V_{R\Phi}$

$$V_{R\Phi} = \cos \alpha \cdot \frac{dL}{dt} - L \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2)$$

Этот сигнал поступает на инверсный вход сравнивающего устройства СУ.

На вход формирователя сигнала управления Φ поступает информация от сравнивающего устройства ΔV_R и от прибора безопасности о параметрах ограничения крановых операций.

Выходные сигналы управления наклоном стрелы U_C , телескопом U_T от формирователя Φ поступают на силовые ключи-регуляторы тока, которые выдают соответствующие пропорциональные токовые сигналы I_C , I_T , управляющие гидрораспределителями подъема-опускания стрелы ЭГРс, выдвижения-втягивания телескопа ЭГРт соответственно.

Применение вместо двух управляющих воздействий (подъем-опускание стрелы, выдвижение-втягивание телескопа) одного (изменение вылета) позволяет сделать более удобной работу крановщика.

Библиографический список

1. Кран стреловой КС-54711Б на специальном шасси. Руководство по эксплуатации. КС-54711Б.00.000 РЭ
2. В.А. Коровин. Комплексная система защиты и управления стрелового грузоподъемного крана / Коровин В.А., Кретов М.Н., Токарев Д.В., Гераскин С.А., Коровин К.В., Давыдков А.В., Казанцев А.Ф. – Всероссийский информационно-рекламный журнал «Все краны», № 02/02, 2006, С. 8-11.

ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ю.А. Федотенко, канд. техн. наук, доцент; А.С. Анисович, студентка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Введение

Основными потребителями щебня в России в настоящее время является дорожное строительство. При строительстве дорог и производстве железобетонных изделий требуется щебень с частицами кубовидной формы, так как форма частиц обеспечивает максимальную «упаковку», а, следовательно, плотность дорожного полотна и бетонных изделий.

Постановка задачи

Щебень образуется при разрушении кусков горной породы под действием удара или более сложному виду деформации раздавливанием, истиранием, раскалыванием.

Говоря о потенциальных возможностях производства кубовидного щебня при проведении анализа технической литературы [1-4] можно сделать вывод: 1) форма каменного материала влияет на процент выхода щебня кубовидной формы; 2) наблюдается у конусных дробилок работающих под завалом увеличения процента выхода кубовидного щебня; 3) на данный период времени нет рекомендаций по конструктивному исполнению дробилок производящих кубовидный щебень.

В СибАДИ, на кафедре «Техника для строительства и сервиса нефтегазовых комплексов и инфраструктуры» (ТНКИ), были проведены лабораторные исследования по влиянию разных форм рифлений футеровок на разрушение каменного материала:

Разрушение кубообразного щебня дробильной плитой и плоскостью

При разрушении кубовидного материала дробящей плитой с рифлением и плоскостью (рисунок 1а) происходит образование трещины. Трещины начинают образовываться по всем поверхностям контакта рифлений дробящей плиты с каменным материалом, и дальнейшее их распространение идет под некоторым углом к оси приложения нагрузки (рисунок 1б), со стороны плоскости начало образований трещин не происходит. После того, как, куб был разрушен, производился анализ получившегося продукта. При разрушении куба дробящей плитой и

плоскостью получается в основном лещадный материал и шелуха, а материала кубовидной формы получается около 20 % (рисунок 1в).

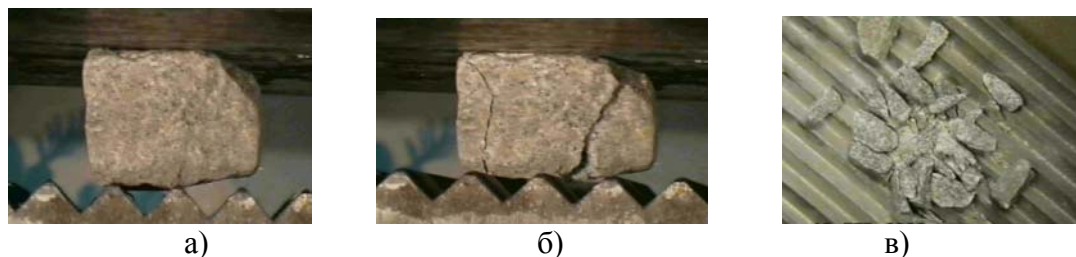


Рисунок 1. Разрушение куба плитой с рифлениями и плоскостью:
а – начало разрушения куба; б – образование трещин; в – результат разрушения

Разрушение кубовидного материала дробильной плитой с параллельно расположенными рифлениями

При разрушении кубовидного материала на дробильных плитах с параллельно расположенными рифлениями образование трещины начинается от вершины рифления по всей поверхности контакта. Распространение трещины происходит вертикально по оси приложенной нагрузки к параллельно расположенной вершине другой дробящей плиты (рисунок 2а). В результате разрушения кубовидного материала при параллельном расположении плит получилась в основном шелуха и лещадный материал, зерен кубовидной формы образовалось около 15 % (рисунок 2б).

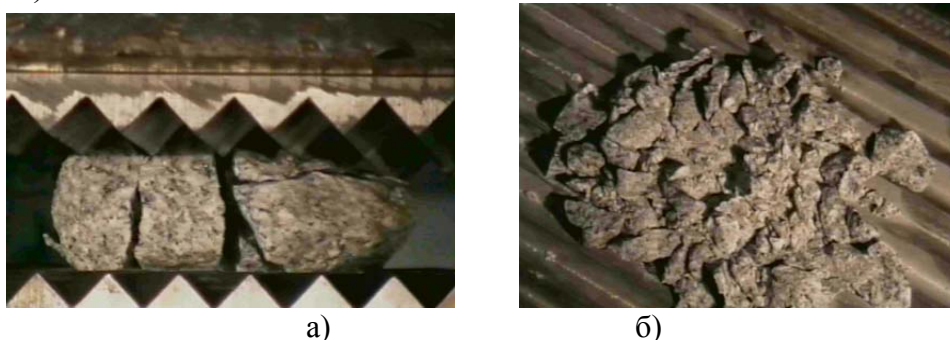


Рисунок 2. Разрушение кубообразного материала дробящими плитами с параллельно расположенными рифлениями:
а – образование трещин; б – результат разрушения

Разрушение кубовидного материала дробящими плитами с перпендикулярно расположенными рифлениями

При разрушении кубовидного материала на дробильных плитах с перпендикулярно расположенными рифлениями образование трещин происходит приблизительно во взаимно перпендикулярных плоскостях. Трещины образуются от вершин рифлений дробящих плит (рисунок 3 а, б) по всей поверхности контакта. Распространение трещины идет под углом к оси приложения нагрузки, стремящемуся к вертикали (90°) (рисунок 3 а,

б). В результате разрушения кубовидного материала уменьшился объем лещадного материала и шелухи, а объем зерен кубовидной формы возрос до 85 % (рисунок 3 в).

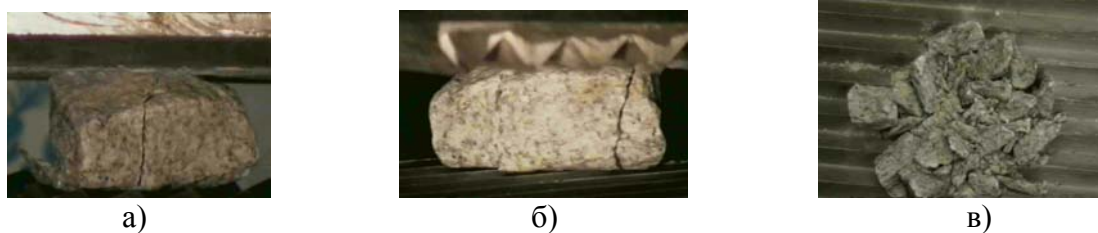


Рисунок 3. Разрушение кубообразного материала дробящими плитами с перпендикулярно расположенными рифлениями
а – образование трещин со стороны нижней плиты;
б – образование трещин со стороны верхней плиты;
в – результат разрушения

Дробильная плита с рифлением и плита

При разрушении лещадного материала на дробящих плитах с рифлениями и плоскостью происходит образование трещин от вершины рифления по всей поверхности контакта (рисунок 4а). Дальнейшее распространение происходит под углом наклоненном к оси приложенной нагрузки. Со стороны плоскости образование трещин не происходит. В результате разрушения лещадного материала получили зерна кубовидной формы, что примерно составляет 85-95 %, а лещадного материала по сравнению с зернами кубовидной формы получилось 10-15 % (рисунок 4б).



Рисунок 4. Разрушение лещадного материала дробящей плитой и плоскостью:
а – разрушение лещадки; б – результат разрушения

Перпендикулярное расположение рифленых плит

При разрушении лещадного материала на дробящих плитах с перпендикулярно расположенными рифлениями образование трещины происходит так же, как разрушение куба при таком же расположении дробящих плит, т.е. во взаимно перпендикулярных плоскостях (рисунок 6а).

При разрушении получили до 50 % лещадного продукта, а так же, произошло переизмельчение материала, т.е. получилось много шелухи и до 40 % кубовидных зерен (рисунок 5 б).

Проанализировав и сравнив все проведенные эксперименты и их результаты, были сделаны выводы:

1) Направления рифлений влияют на характер образования и распространения трещин.

2) Третья и четвёртая группы щебня получаются – при раздавливании кубообразного щебня дробящими плитами с рифлениями, установленными на подвижной и неподвижной щеках расположенными параллельно; при дроблении лещадки дробящими плитами с рифлениями, установленными на подвижной и неподвижной щеках расположенными перпендикулярно.

3) Первая и вторая группы щебня получаются – при раздавливании кубообразного щебня дробящими плитами с рифлениями, установленными на подвижной и неподвижной щеках расположенными перпендикулярно; при дроблении лещадки дробящими плитами с поперечными рифлениями, установленными на подвижной щеке и плитами без рифлений на не подвижной щеке.



а)



б)

Рисунок 5. Разрушение лещадного материала дробящими плитами с перпендикулярно расположенными рифлениями: а – разрушение лещадки; б – результат разрушения

Решение задачи

В ходе исследовательской и конструкторской проработки поставленных вопросов коллективом сотрудников кафедры «ТНКИ» были предложен патент на полезную модель «Щековой дробилки» № 65400, исходя из последних разработок конструкции является патент «Конусной дробилки» № 91298.

Одним из вариантов технологической схемы с использованием рассмотренных технических решений предлагается схема (рисунок 6).

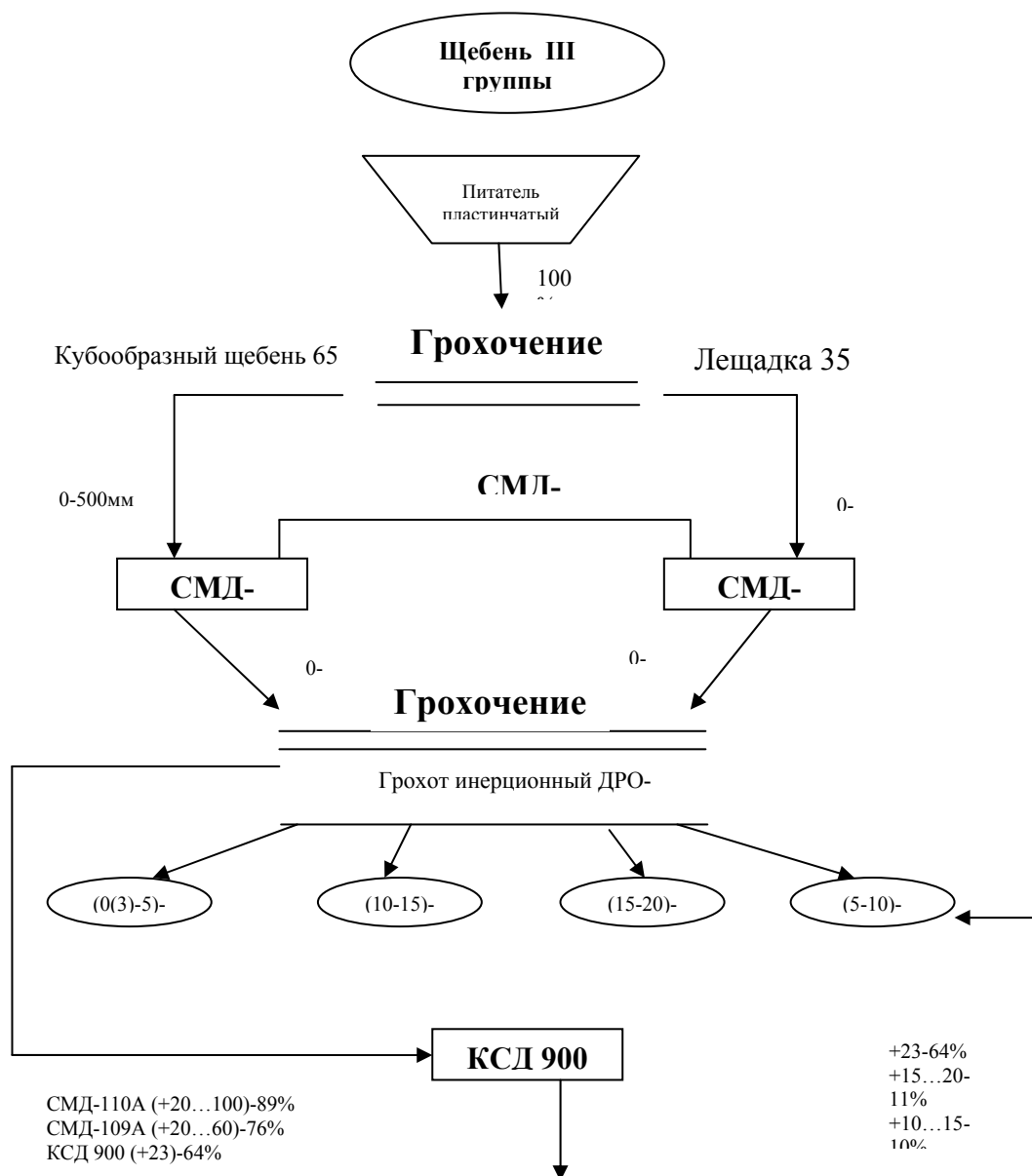


Рисунок 6. Технологическая схема производства кубовидного щебня

Выводы

Использование рассмотренной технологии с использованием усовершенствованных конструкций щековых и конусной дробилок позволит в зависимости от формы поступающего каменного материала (куб или лещадка) использовать различное сочетание футеровок. При дроблении лещадного материала использовать сочетание футеровок плоскость на подвижной щеке и поперечные рифления на подвижно щеке, а кубовидный материал дробить, используя сочетание футеровок: вертикальные рифления на неподвижной щеке и поперечны рифления на подвижной щеке. Использование уникальных конструкций конусной и

щековых дробилок, в комплексе позволит получить до 85-90 % кубообразного щебня.

Библиографический список

1. Л.А.Вайсберг, А.Д.Шуляков Технологические возможности конусных инерционных дробилок при производстве кубовидного щебня //Строительные материалы.2000. №1. С.8-9.
2. Б.А. Кумаицев, А.А. Дудко ВНИИ стройдормат, Рациональная конструкция дробящих плит щековых дробилок со сложным движением щеки // www.drobmask.ru
3. Конусная дробилка, Патент на полезную модель №91298, Бюл.№22 от 26.10.2009
4. Щековая дробилка, Патент на полезную модель №65400,Бюл.№22 от 10.08.2007

УДК 62 - 686

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ В ЗИМНИЙ ПЕРИОД ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА

А.В. Яркин, канд. техн. наук, доцент; И.А. Пустовалов, аспирант;
А.С. Петров, аспирант
Тюменский государственный нефтегазовый университет
Тюмень

Большой парк строительной техники работает на территориях Западной Сибири. В северном исполнении выпускаются (до 5 %) от общего количества, и эта техника в недостаточной степени комплектуется зимними сортами моторного масла, топлива (до 50 %), охлаждающей жидкостью.

Проблема предпусковой тепловой подготовки ДВС и привода машины занимает особое место среди основных проблем, снижающих эффективность эксплуатации строительных машин. Проблема усложняется удаленностью объектов строительства от баз механизации, населенных пунктов и линий электропередач. Данная особенность затрудняет или полностью исключает возможность применения средств предпусковой подготовки и традиционных способов подогрева [1].

Надежный пуск ДВС сопряжен с большими трудностями при эксплуатации в условиях низких температур, характерных для Западной Сибири.

Однако решение этой задачи абсолютно необходимо, потому что без надежно работающей мобильной техники невозможно возводить и эксплуатировать строительные объекты разного назначения.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что работы по повышению эффективности строительных машин, эксплуатируемых при низких температурах воздуха, являются актуальными.

На сегодняшний день существует большое количество способов подготовки строительной машины к работе: от практики работы ДВС в течении межсменной стоянки, до использования различного рода отопителей.

Изменение температурного режима осложняет применение данных методов, поэтому, целесообразно сочетать средства хранения, выработки и регенерации тепловой энергии, следовательно существует необходимость в создании новых устройств, способных обеспечить запуск ДВС [2].

Одним из перспективных решений данной проблемы является применение тепловых аккумуляторов на основе теплоаккумулирующих материалов с фазовым переходом для утилизации тепла ДВС строительной машины.

Тепловые аккумуляторы имеют ряд преимуществ, заключающиеся в простоте зарядки теплового аккумулятора и высоком К.П.Д., позволяющим хранить утилизированное тепло ДВС достаточно долго. Благодаря этим преимуществам возможно увеличить эффективность использования строительных машин, снизить затраты на предпусковую подготовку ДВС, уменьшить время на подготовку машины к эксплуатации, а также снизить износ ДВС машины.

Проведенный анализ теплоаккумулирующих материалов позволяет сделать вывод, что наиболее подходящим условиям эксплуатации является ацетат натрия.

Предлагаемый метод основывается на особенности раствора ацетата натрия выделение тепловой энергии в процессе изменения агрегатного состояния, т.е. при переходе из жидкого состояния в твердое выделяется определенное количество теплоты, которое можно использовать.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили подобрать новый химический состав, который полностью соответствовал требованиям теплоаккумулирующего материала.

Особенность предлагаемого теплоаккумулирующего материала заключается в выделение тепла в результате его охлаждения до температуры -5°C . Благодаря выделенному количеству теплоты температуры моторного масла в двигателе не опускается ниже -10°C в течение 8 часовой стоянки машины при температуре окружающего воздуха -35°C .

Теоретическое обоснование предлагаемого метода поддержания пусковой температуры ДВС в межсменный период строилось на классической теории теплопередачи.

Для подтверждения выдвинутой гипотезы проведены предварительный эксперимент в лабораторных условиях, с использованием камеры холода, а затем и натурный эксперимент с

установкой секционного теплоаккумулятора на двигателе ЯМЗ-238 строительной машины – экскаватора ЭО-5126.

Проведенные эксперименты позволили сделать вывод о целесообразности и эффективности предлагаемого способа поддержания пусковой температуры двигателя внутреннего сгорания строительной машины.

Тепловой аккумулятор имеет ряд преимуществ:

- Отсутствие дополнительных источников энергии для функционирования теплового аккумулятора;
- Исключается внедрение в конструкцию машины;
- Простота установки теплового аккумулятора на машину;
- Срок использования теплового аккумулятора равен сроку эксплуатации самой машины;
- Возможность установки теплового аккумулятора, как на легковую, так и на тяжелую технику.

Библиографический список

1. Свод правил по проектированию и строительству СП 12-104-2002 – «Механизация строительства. Эксплуатация строительных машин в зимний период» (одобрен постановлением Госстроя РФ от 27 февраля 2003 г. N 25).
2. *Вашуркин, И.О.* Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой [Текст] / И.О. Вашуркин– Тюмень, ТюмГНГУ, 2001.–145 с.

**СЕКЦИЯ
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

УДК 621.833.1

**ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ
ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

А.В. Бородин, д-р техн. наук, профессор;

Д.В. Тарута, канд. техн. наук, доцент;

Т.В. Вельгодская, канд. техн. наук, доцент

Омский государственный университет путей сообщения

На тяговом подвижном составе отечественных железных дорог широкое распространение получил тяговый привод с опорно-осевым подвешиванием тягового электродвигателя. В тоже время в опорно-осевом приводе локомотива одним из «узких» мест является моторно-осевой подшипник (МОП) скольжения [1, 2]. Моторно-осевой подшипник подвержен воздействию сложной системы нагрузок:

- от веса тягового двигателя;
- от окружной и радиальной сил в зацеплении передачи при трогании и движении локомотива;
- от инерционных сил, вызываемых вертикальными колебаниями тягового двигателя относительно оси колесной пары, вертикальным перемещением тягового двигателя и поворотом двигателя, проходящей через центр тяжести;
- от окружной и радиальной динамических сил, действующих на зубья передачи;
- от инерционных сил, вызываемых горизонтальными перемещениями тягового двигателя вдоль оси колесной пары.

Работоспособность МОП определяется динамическими воздействиями, которые можно условно разделить на два вида: ударные нагрузки, зависящие от вертикального ускорения оси колесной пары возникающего при прохождении стыковых впадин рельсовой колеи и ударные нагрузки зависящие от степени износа зубчатой передачи тягового редуктора локомотива.

Результаты расчетов нагрузок действующих на МОП (имеющие высокую корреляцию с опытными данными [3, 4]) показали, что на низких скоростях (до 40 км/ч) основной является нагрузка от изношенной зубчатой передачи, а при скоростях движения свыше 60 км/ч доминирующим становится влияние динамических сил связанных с вертикальным ускорением колесной пары при прохождении стыков (рисунок 1).

Тем самым становится очевидным, что уменьшение ударных воздействий на моторно-осевой подшипниковый узел тягового электродвигателя и на весь колесно-моторный блок локомотива в целом неразрывно связано со снижением износа зубчатых колес тягового редуктора и динамических нагрузок при проходе колесом встречной ступеньки – стыковой впадины. Предлагаются конструктивные методы решения этих задач.

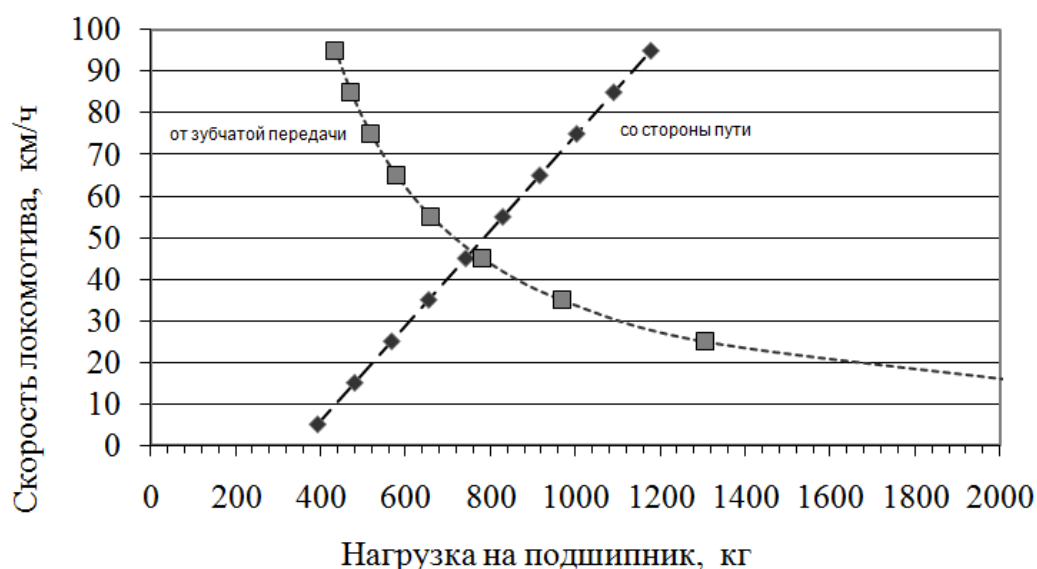


Рисунок 1. Характер нагрузок, действующих на МОП

Авторами исследовано новое техническое решение – усовершенствованная конструкция стыковой накладки (рисунок 2), которое направлено на снижение динамических нагрузок в рельсовых стыках железнодорожного пути (см. патент на изобретение № 2098535 «Стыковая накладка к железнодорожным рельсам», А.В. Бородин, 1998 г.).

Стыковая накладка содержит головки и шейку с отверстиями для болтовых соединений. В верхней головке накладки размещен стержень с опорными поверхностями для гребня колеса. Стержень установлен на криволинейной поверхности пят, которые размещены в углублениях уступа в верхней головке накладки. Положение стержня в уступе накладки фиксируется прижимными шайбами болтовых соединений. При прохождении стыковой впадины консольная часть рельса изгибается и гребень колеса входит в контакт с опорными поверхностями стержня. За счет этого создается возможность более равномерного распределения давления от колеса в месте стыка рельсов. Введение в устройство накладки к рельсам гибкого стержня для опоры гребня способствует снижению ударных воздействий колес на рельсы, повышению эксплуатационной надежности железнодорожного пути при высоких скоростях движения подвижного состава.

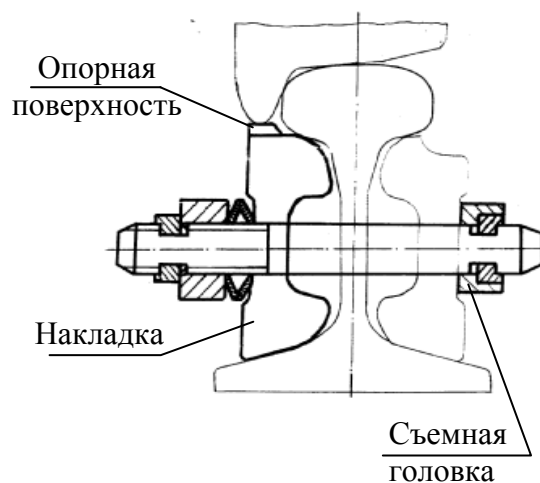


Рисунок 2. Усовершенствованная конструкция стыковой накладки

Снижения интенсивности изнашивания рабочих поверхностей зубьев можно добиться применением комплекса специально разработанных конструктивных решений зубчатых колес тягового редуктора и герметизирующих устройств (рисунок 3) (см. патент на изобретение № 2183774 «Зубчатая передача», А.В. Бородин, 2001 г., патент на изобретение № 206803 «Уплотнение вала», А.В. Бородин, 2000 г).

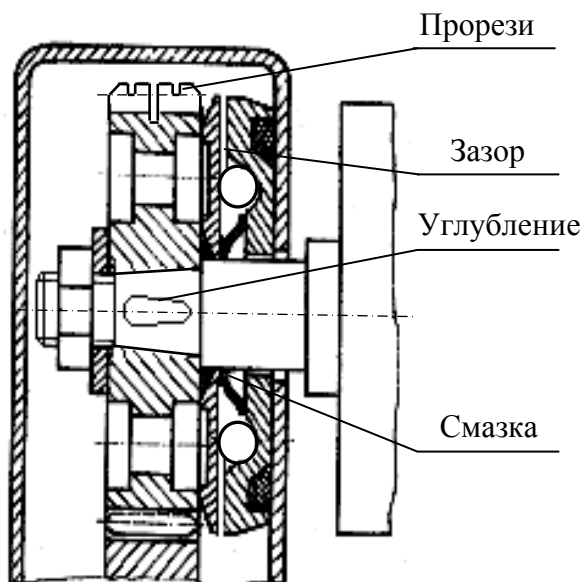


Рисунок 3. Герметизирующее устройство тягового редуктора тепловоза

Предлагается устройство редуктора, содержащее зубчатую передачу, состоящую из двух контактирующих венцов с прорезями в одном из них, которое выполняют с кольцевой выточкой в одном из венцов, делящей венец на две равные по ширине части, глубина выточки

превышает высоту зубьев, в выточке размещают зубчатый диск с полостью в каждом зубе для смазочного материала. Симметрично выточке на венце выполняют прорезы малой ширины с глубиной, не превышающей высоты зубьев венца. Зубчатая передача работает следующим образом. При входе зуба венца в зацепление с соответствующим зубом второго колеса происходит удар. Динамическая нагрузка в зацеплении воспринимается частями зубчатого венца, разделенными прорезями и кольцевой выточкой. Меньшая жесткость зубчатого венца обеспечивает снижение динамических составляющих нагрузки, равномерное распределение ее по всей длине контактных линий при зацеплении венцов колес. Такое выполнение венца зубчатого колеса обеспечивает образование граничной пленки на рабочих поверхностях зубьев, которые обладают высоким сопротивлением продавливанию и низким сопротивлением среза.

Герметизирующее устройство вала содержит подвижное и неподвижное кольца с торцовыми уплотнительными поверхностями, статические уплотнения колец и пружинное устройство, которое выполняют в виде прокладки, например, как тарельчатая пружина, с упругодеформируемыми кромками из антифрикционного материала, контактирующими с торцовыми поверхностями колец, между кольцами размещают тела качения, которые фиксируют величину зазора и образуют осевой лабиринт между торцовыми поверхностями колец при их сближении за наружным диаметром прокладки. Осевой лабиринт можно получить путем размещения шайбы из антифрикционного материала между торцовыми поверхностями колец за наружным диаметром прокладки. Устройство обеспечивает тройное запираение среды. Осевой лабиринт работает стабильно при радиальных биениях элементов конструкции, на величину зазора мало влияют тепловые деформации, динамические прогибы и осевые смещения деталей. Второе запираение среды обеспечивает пластический смазочный материал в полосе за прокладкой, который вжимается в осевой лабиринт центробежными силами при вращении кольца. Вышеуказанные два запираения среды снижают возможность попадания продуктов изнашивания (твердых частиц) деталей механической передачи на торцовые уплотнительные поверхности колец, что обеспечивает более длительную работу контактного осевого уплотнения вала с минимальными утечками жидкостного смазочного материала.

Испытания показали, что предложенные технические решения позволяют снизить интенсивность изнашивания зубьев несущего нагрузку колеса и тем самым снизить ударную нагрузку на моторно-осевые подшипники локомотива.

Библиографический список

1. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для ВУЗов ж.д. транспорта / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. Под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992, 440 с.
2. Щербаков В. Г., Каликин М. М. Особенности и эффективность конструкции моторно-осевых опор тяговых двигателей на подшипниках качения // В сб.: Электровозостроение – Вестник ВЭЛНИИ, Новочеркасск, 1988 – С. 57 – 64.
3. Авраменко В. С. Условия работы и нагруженность подшипников качения в опорном узле тягового электродвигателя тепловоза // В сб.: Прочность и динамика узлов тепловозов и путевых машин – Труды ВНИТИ, Коломна, 1991 – С. 95 – 102.
4. Машнев М. М., Билинчук Н. Л., Рябов А. И., Эстлинг А. А. Влияние искажения профиля зубьев тяговых передач на вибронагруженность колесно-моторных блоков тепловозов // В сб.: Конструкционно-технологическое обеспечение надежности подвижного состава – Труды ЛИИЖТ, Л., 1985 – С. 32 – 41.

УДК 629.4.027.117

О СНИЖЕНИИ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В БУКСАХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

А.В. Бородин, д-р техн. наук, профессор; М.И. Ковалев, аспирант
Омский государственный университет путей сообщения

Основные энергозатраты цилиндрического роликоподшипника грузового вагона можно обозначить силами трения, возникающими в процессе взаимодействия ролика с поверхностями качения колец и скольжения торцов роликов о борта колец при действии на буксу рамных сил.

Энергозатраты первой составляющей возникают при проскальзывании роликов относительно беговых дорожек при нарушении качения в результате сдвигов и перекосов колец подшипника под нагрузкой. Перекос колец возникает при упругой деформации шейки оси от воздействия радиальных составляющих сил, действующих на колесную пару вагона. Величина упругого прогиба оси определяется с одной стороны величиной и характером действующей нагрузки, с другой – формой, геометрическими размерами и свойствами материала. Таким образом, актуально рассмотреть вопрос влияния планируемого увеличения осевой грузоподъемности вагонов до 27-30 тс [1] на работоспособность буксовых подшипников при использовании типовых осей.

Типы осей для грузовых вагонов регламентируются ГОСТ 22780-93 [2], который предусматривает два основных типа РУ1 и РУ1Ш. Данные два типа осей различаются конструкцией торцового крепления внутренних колец роликовых подшипников на шейке: РУ1 – с нарезной частью для навинчивания корончатой гайки; РУ1Ш – при помощи

приставной шайбы, для чего на торцах делают отверстия с нарезкой для болтов крепления.

Для исследования изгибной жесткости оси колесной пары грузового вагона от статической нагрузки (в состоянии покоя) был выполнен конечно-элементный расчет прогибов и углов поворота сечений оси с помощью программного комплекса APM WinMachine. Методика расчета учитывает геометрические размеры и механические свойства материала исследуемой оси.

Расчет производился для оси типа РУ1Ш колесной пары грузового вагона при нагрузках на ось 23,5; 25; 27; 30 тс. Схема нагружения оси представлена на рисунке 1.

Распределение величины прогиба и угла поворота сечения вдоль оси при осевой нагрузке 23,5 тс представлено на рисунке 2 ($\vartheta_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{п}}$ – величины прогиба и угла поворота сечения, соответствующие расположению среднего сечения переднего подшипника, $\vartheta_{\text{з}}$, $\varphi_{\text{з}}$ – соответственно для заднего).

Рекомендуемое значение допустимого угла поворота сечения оси для цилиндрических роликоподшипников с короткими роликами без бомбины до 4 угл. мин, с бомбиной до 10 угл. мин; в конических без бомбины до 2 угл. мин, с бомбинированными роликами до 6 угл. мин [3].

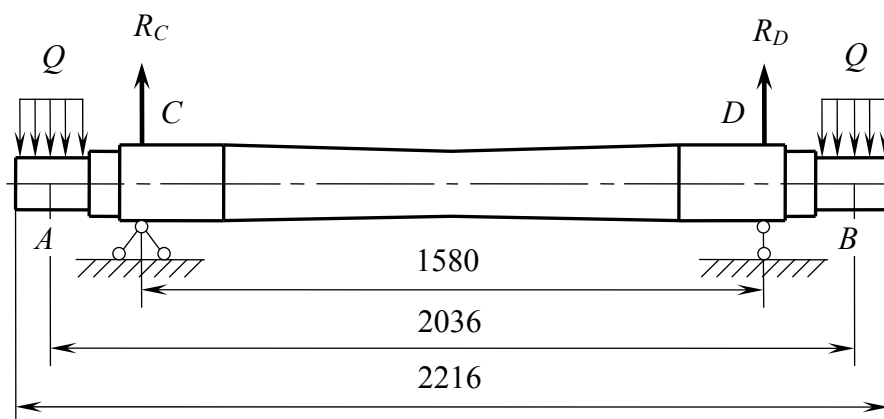


Рисунок 1. Расчетная схема нагружения оси колесной пары грузового вагона

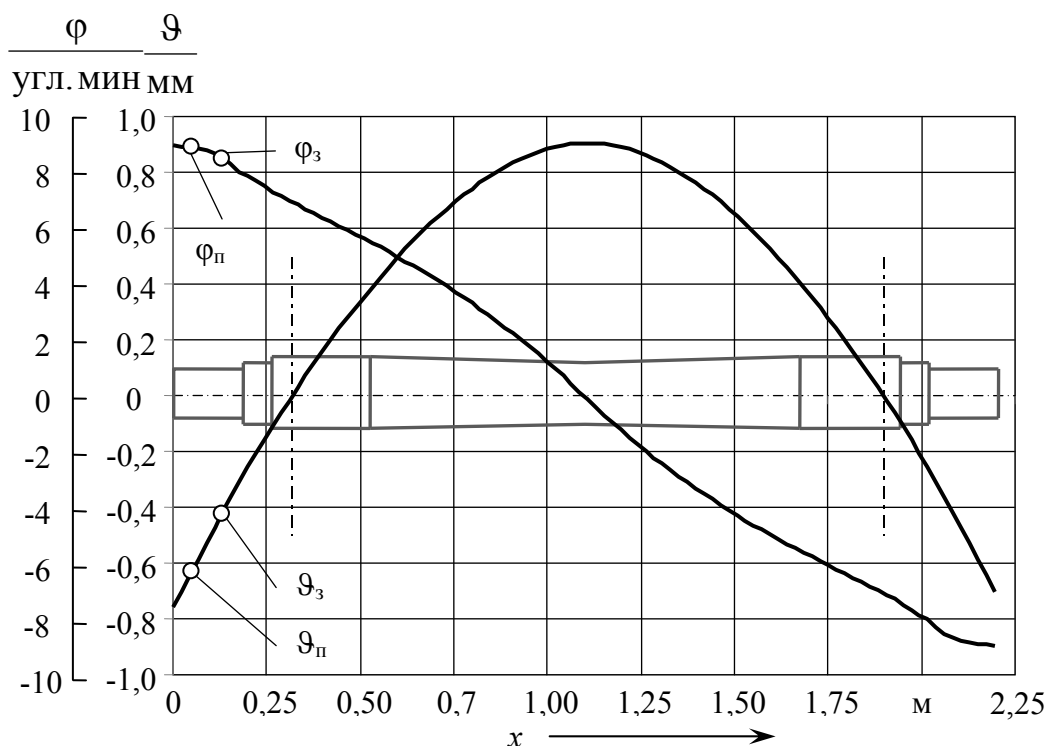


Рисунок 2. График зависимости прогиба $\vartheta(x)$ и угла поворота сечения оси $\varphi(x)$ при воздействии статической нагрузки от веса брутто вагона

На рисунке 3 представлены значения деформации оси соответствующие заднему подшипнику при осевых нагрузках вагона 23,5; 25; 27; 30 тс.

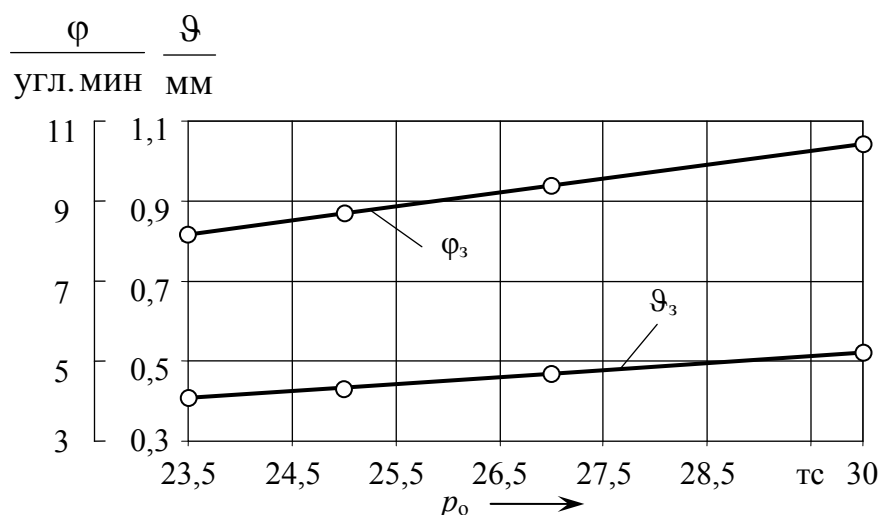


Рисунок 3. График зависимости прогиба ϑ и угла поворота сечения оси φ от осевой нагрузки p_o

Уже на этапе моделирования напряженно-деформированного состояния оси от воздействия статической силы, сравнивая расчетные значения прогиба и угла поворота сечения с допускаемыми, можно заключить, что

использование осей типа РУ1 и РУ1Ш для грузовых вагонов с повышенной осевой нагрузкой (25 тс и более) не может гарантировать безопасной работы подшипников буксы. Это объясняется тем, что возникающая деформация, рассчитанная для случая статического нагружения шейки оси колесной пары, при осевых нагрузках вагона 25 и 27 тс приближена к допустимому значению, а при нагрузке 30 тс превышает его.

Энергетические затраты в месте контакта «торец ролика – борт кольца» являются самой значительной долей энергопотерь в подшипнике буксы. Они возникают при воздействии на колесную пару рамной (аксиальной) нагрузки, при прохождении вагоном горизонтальной неровности пути или движении по кривой. Данная нагрузка, воспринимается рабочими поверхностями торцов роликов и бортов колец в несвойственном для подшипника качения режиме трения скольжения пары «торец ролика – борт кольца». Применяемая смазка не создает достаточно прочной масляной пленки на трущихся поверхностях, что вызывает появление износов, рисок и задиров на торцах роликов и упорных поверхностях бортов.

Даже при небольшом угле перекоса колец, возникающем при упругом прогибе оси, количество тел качения участвующих в передаче аксиальной нагрузки уменьшается, при этом значительно возрастает давление в месте контакта, что может привести к заклиниванию подшипника.

С целью устранения энергозатрат от трения скольжения в месте контакта «торец ролика – борт кольца», предлагается конструкция буксы со специальным осевым упором качения (рисунок 4) [4].

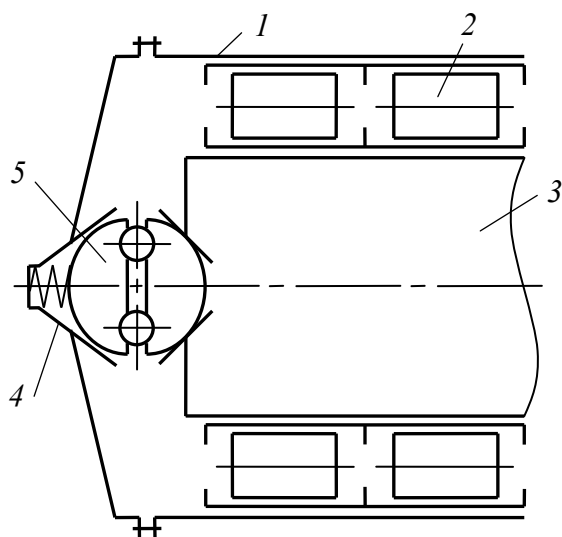


Рисунок 4. Схема буксы колесной пары грузового вагона с осевым упором качения:
1 — корпус; 2 — цилиндрический роликовый подшипник; 3 — ось; 4 — прижимной упор;
5 — составной сферический подпятник

Самоустанавливающаяся конструкция представленного осевого упора позволяет компенсировать смещения торца шейки оси колесной пары.

Поскольку передача аксиальной нагрузки происходит в режиме трения качения, то возникающий в осевом упоре момент трения существенно ниже момента трения скольжения, возникающего в контакте «торец ролика – борт кольца».

Исключение бортов колец из схемы передачи аксиальной нагрузки дает возможность установить вместо двух спаренных — один сдвоенный цилиндрический роликоподшипник [5]. Внутрен-

нее и наружное кольца выполнены в виде втулок без бортов из стали с твердостью 61...63 единицы по Роквеллу, шкала С. Слои материала колец от поверхностного рабочего слоя к посадочным поверхностям выполнены с меньшей твердостью на 10...15 HRC, на наружной поверхности внешнего кольца и внутренней поверхности внутреннего кольца симметрично средней плоскости колец выполнены конические поверхности.

Установка сдвоенного цилиндрического роликоподшипника позволяет повысить работоспособность подшипникового узла за счет повышения точности геометрии колец, т.к. изготовление колец без бортов необходимой точности можно обеспечить значительно легче, чем колец с бортами. За счет конструкции колец, сдвоенный подшипник позволяет уменьшить концентрации контактных давлений, возникающие при перекосе колец, и снизить разницу радиальной нагрузки между рядами тел качения.

Таким образом, предложенные в данной статье решения – осевой упор качения и сдвоенный подшипник упругими кольцами – позволяют снизить потери на трение в подшипниках букс грузовых вагонов за счет исключения аксиальной нагрузки на ролики подшипника, снижения напряжений при перекосе колец, повышения точности изготовления поверхностей качения безбортовых колец в двухрядном подшипнике.

Библиографический список

1. Гапанович В. А. Белая книга ОАО «РЖД»: Стратегические направления научно-технического развития компании [Текст] / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. – 2007. – №8. – С. 2–6.
2. ГОСТ 22780-93. Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Типы, параметры и размеры [Текст]. Введ. 1995-01-01. М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1995. 16 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
4. Пат. 106317 Российская Федерация, МПК F 16 C 17/04. Подшипник со сферическими упорными поверхностями [Текст] / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова, М. И. Ковалев; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. — № 2011106854/11; заявл. 22.02.11; опубл. 10.07.11, Бюл. № 19. — 5 с.: ил.
5. Пат. 105872 Российская Федерация, МПК В 61 F 15/12. Букса с цилиндрическим роликоподшипником [Текст] / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова, М. И. Ковалев; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. — № 2011100370/11; заявл. 11.01.11; опубл. 27.06.11, Бюл. № 18. — 5 с.: ил.

МЕТОДИКА АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЧАСТИЧНЫХ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

И.В. Бояркина, канд. техн. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Главной характеристикой двигателя внутреннего сгорания является расход топлива. В работе [1] приводятся сведения о часовом расходе топлива дизельных двигателей типоразмерного ряда одноковшовых фронтальных погрузчиков. Фронтальный погрузчик грузоподъемностью $Q=2$ т имеет максимальный часовой расход топлива $G_T=11,6$ кг/ч, погрузчик грузоподъемностью $Q=75$ т имеет $G_T=355,4$ кг/ч. Сведения о часовом расходе топлива, полученные по внешней скоростной характеристике двигателя, дают приблизительную информацию о реальном расходе топлива за час, смену, неделю, месяц, год.

Современные двигатели внутреннего сгорания снабжаются регуляторами прямого действия для предотвращения чрезмерного увеличения частоты вращения коленчатого вала при сбросе нагрузки [2].

На рисунке 1 представлена внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя номинальной мощности $N_e=407$ кВт в виде внешней кривой ABC крутящего момента двигателя $M_e(n)$ и внешней кривой $AEFL$ часового расхода топлива $G_T(n)$. В условиях эксплуатации машин работа двигателя на внешней скоростной характеристике маловероятна и составляет малую часть рабочего времени машины.

Для решения задачи анализа расхода топлива двигателями строительных машин разработана методика аналитического расчета частичных характеристик двигателей внутреннего сгорания для указанных характеристик. Внешняя кривая эффективного крутящего момента двигателя $M_e(n)$ состоит из регуляторной ветви AB и кривой BC , характеризующей свойства самого двигателя без регулятора. Внешняя характеристика $M_e(n)$ характеризуется следующими параметрами: точка n_x – максимальная частота вращения вала n_x [об/мин] или угловая скорость ω_x [рад/с] характеризует максимальную скорость вращения коленчатого вала двигателя, ограничиваемую центробежным регулятором. Эффективный крутящий момент в точке A $M_e=0$. Номинальный режим работы двигателя в точке B характеризуется номинальной частотой вращения n_H или ω_H и эффективным

крутящим моментом $M_{e.H}$. Точка $M_e = M_{e.max}$ характеризует максимальный крутящий момент $M_{e.max}$, развиваемый двигателем при частоте вращения $n_{M.max}$. Точка C характеристики двигателя определяет работу двигателя при минимальном моменте $M_{e.min}$ и минимальной частоте вращения коленчатого вала n_{min} .

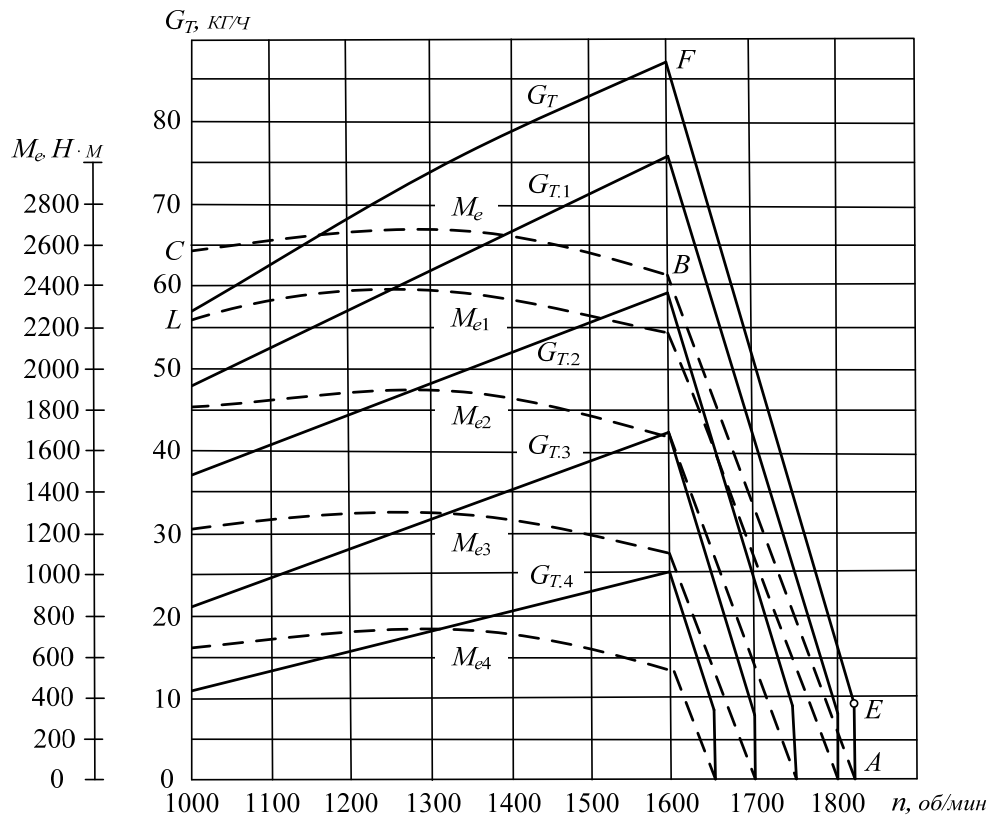


Рисунок 1

В таблице 1 приведена внешняя характеристика крутящего момента двигателя, заданная таблицей узловых точек [1].

Таблица 1

Внешняя скоростная характеристика $M_e(n)$ двигателя В2-550ТК-С5

M_e , Н·м	0	316,5	844	1371,5	1899	2426,5	2546,7	2618,1	2646,6	2626,56	2588,9	2545,4
n , об/мин	1830	1800	1750	1700	1650	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000

В таблице 1 регуляторный диапазон изменения частот вращения коленчатого вала между частотами n_X и n_H дополнен частотами $n=1800$; 1750 ; 1700 ; 1650 об/мин. Значения крутящих моментов $M_{e.i}$, соответствующие указанным частотам, можно вычислять по аналитической формуле:

$$M_e(n) = \frac{n_X - n}{n_X - n_H} M_{e.H}. \quad (1)$$

Значения номинальных эффективных крутящих моментов для частичных характеристик $M_{e.H.i}$ можно вычислять по аналитической зависимости:

$$M_{e.H.i} = M_{e.H} \frac{n_{X.i} - n_H}{n_X - n_H}, \quad (2)$$

где i – индекс в величинах $M_{e.H.i}$, $n_{X.i}$ имеет значения $i=1, 2, 3, 4$, совпадающие с номерами частичных характеристик $M_{e.1}, M_{e.2}, M_{e.3}, M_{e.4}$.

Первая частичная характеристика кривой крутящего момента $M_{e.1}(n)$ представлена в таблице 2.

Таблица 2

Первая частичная характеристика $M_{e.1}(n)$

$M_{e.1},$ Н·м	0	527,5	1055	1582,5	2110	2209	2288,2	2329,8	2310,1	2272,4	1199,3
n , об/мин	1800	1750	1700	1650	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000

Промежуточные значения частичной характеристики крутящих моментов $M_{e.1}(n)$, соответствующие частотам $n=1750; 1700; 1650$ об/мин можно вычислить по аналитическому уравнению:

$$M_{e.1}(n) = M_{e.H.1} \left(\frac{n_{X.1} - n}{n_{X.1} - n_H} \right), \quad (3)$$

где $n_{X.1}$ – частота вращения коленчатого вала на холостом ходу для первой частичной характеристики.

Значения эффективных крутящих моментов $M_{e.1}(n)$ в таблице 2, соответствующие частотам $n=1500; 1400; 1300; 1200; 1100; 1000$ об/мин получены путем параллельного опускания кривой BC внешней характеристики M_e , полученной экспериментальным путем на стенде. Аналогичным образом вычислены частичные характеристики эффективных крутящих моментов $M_{e.2}, M_{e.3}, M_{e.4}$ (см. рисунок 1).

Для вычисления частичных характеристик расхода топлива двигателем (см. рисунок 1) рассмотрим основные параметры кривой расхода топлива для внешней характеристики расхода топлива $G_T(n)$, представленной точками A, E, F, L . На регуляторной ветви внешней характеристики двигателя расход топлива характеризуется линиями AE и EF , на безрегуляторной ветви ниспадающим участком FL . Вертикальный отрезок AE внешней характеристики определяет расход топлива $G_{T.X}(n)$ на собственные внутренние холостые потребности двигателя, когда эффективный крутящий момент $M_e(n)=0$. Для внешней кривой расхода топлива имеем следующие основные параметры: расход топлива на холостом ходу $G_{T.X}=9$ кг/ч при $n=n_X=1830$ об/мин; рас-

ход топлива на номинальном режиме $G_{T.H} = G_{T.max} = 87,5$ кг/ч при частоте вращения вала двигателя $n = n_H = 1600$ об/мин.

В таблице 3 представлена внешняя характеристика часового расхода топлива двигателя В2-550ТК-С5 $G_T(n)$.

Таблица 3

Внешняя характеристика расхода топлива двигателя В2-550ТК-С5

G_T , кг/ч	9,0	19,24	36,3	53,4	70,44	87,5	82,75	78,0	73,25	68,5	63,75	59,0
n , об/мин	1830	1800	1750	1700	1650	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000

Часовой расход топлива в таблице 3 для частот вращения вала двигателя на регуляторной ветви внешней характеристики можно вычислить по аналитическому выражению:

$$G_T(n) = G_{T.H} - \frac{n - n_H}{n_X - n_H} (G_{T.H} - G_{T.X}). \quad (4)$$

В таблице 3 расход топлива на внешней ниспадающей безрегуляторной ветви характеристики дополнен значениями расходов топлива $G_T(n)$, вычисленными для частот вращения вала $n=1500; 1400; 1300; 1200; 1100; 1000$ об/мин по линейному аналитическому выражению:

$$G_T(n_i) = G_{T.H} - \frac{n_H - n_i}{n_H - n_{i.min}} (G_{T.H} - G_{T.i.min}), \quad (5)$$

где i – индекс, соответствующий номерам частичных характеристик, $i=1, 2, 3, 4$; $G_{T.i.min}$ – заданные численные значения расходов топлива для минимальных частот вращения вала двигателя для частичных характеристик.

Для двигателя В2-550ТК-С5 минимальные расходы топлива при минимальных частотах вращения вала имеют значения для внешней характеристики: $G_{T.min} = 59$ кг/ч; для частичных ниспадающих кривых характеристик: $G_{T.1.min} = 48$ кг/ч; $G_{T.2.min} = 38,5$ кг/ч; $G_{T.3.min} = 21,25$ кг/ч; $G_{T.4.min} = 11$ кг/ч. Внешняя характеристика $G_T(n)$ позволяет вычислить значения номинальных расходов топлива для частичных характеристик по аналитическому выражению:

$$G_{T.H.i} = G_{T.H} - \frac{n_X - n_{X.i}}{n_X - n_H} (G_{T.H} - G_{T.X}), \quad (6)$$

где i – индекс частичных характеристик, принимающий значения $i=1, 2, 3, 4$.

Номинальные частичные расходы топлива на рисунке 1, вычисленные по формуле (6) имеют значения: $G_{T.H.1} = 77,26$ кг/ч; $G_{T.H.2} = 60,2$ кг/ч; $G_{T.H.3} = 43,13$ кг/ч; $G_{T.H.4} = 26,07$ кг/ч.

В таблице 4 представлена первая частичная характеристика расхода топлива $G_{T.1}(n)$.

Таблица 4

Первая частичная характеристика расхода топлива двигателя $G_{T.1}(n)$

$G_{T.1},$ кг/ч	9,0	26,1	43,15	60,23	77,26	72,38	67,51	62,63	57,75	52,88	48,0
$n,$ об/мин	1800	1750	1700	1650	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000

Численные значения расходов топлива $G_{T.i}(n_i)$ для частот вращения $n=1750; 1700; 1650$ об/мин вычислены по аналитическому выражению

$$G_{T.i} = G_{T.X} + \frac{n_{X.i} - n}{n_{X.i} - n_H} (G_{T.H.i} - G_{T.X}), \quad (7)$$

где i – индекс номера частичной характеристики расхода топлива, $i=1, 2, 3, 4$.

Для частичных характеристик на ниспадающих ветвях характеристик значения расходов топлива в функции частоты вращения вала двигателя вычисляются по аналитической функции

$$G_{T.i}(n) = G_{T.H.i} - \frac{n_H - n}{n_H - n_{\min}} (G_{T.H.i} - G_{T.\min.i}). \quad (8)$$

На рисунке 1 сплошными линиями представлены внешняя и частичные характеристики расхода топлива дизельного двигателя. Пунктирными линиями представлены внешняя и частичные характеристики эффективного крутящего момента на валу двигателя.

Библиографический список

1. Бояркина И.В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография/И.В. Бояркина. – Омск: СибАДИ, 2011. – 336 с.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие для вузов/ В.И. Крутов. –М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.

УДК. 621.431

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОСТИ ГРУНТОВ ВНЕДРЕНИЕМ КОВША

И.В. Бояркина, канд. техн. наук, доцент; С.В. Озеров, аспирант
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Рассмотрим аналитический метод оценки характеристик прочности грунтов при разработке грунтового забоя ковшом фронтального погрузчика. Метод основан на аналитическом описании механических процессов,

сопровождающих внедрение плоской стенки ковша OA_1 в грунтовый забой поступательным движением вдоль оси Oy (рисунки 1, 2).

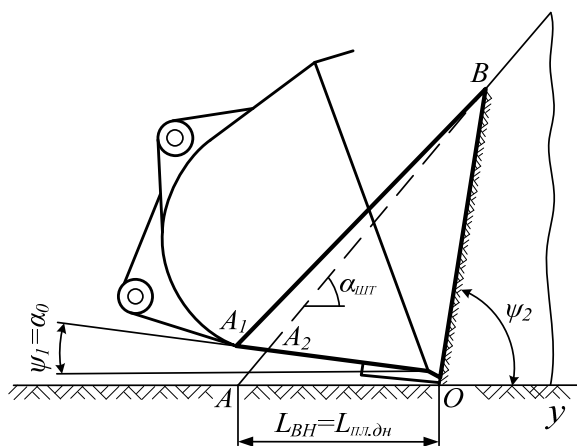


Рисунок 1

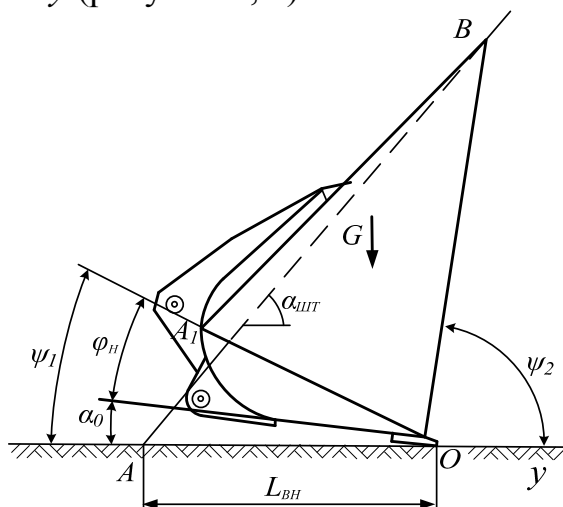


Рисунок 2

При надвигании плоской стенки ковша OA_1 на грунтовый забой в массив штабеля активизируется призма грунта сечением OAB , которая может быть вычислена аналитически. Обобщенными координатами этого процесса являются глубина внедрения ковша L_{BH} , начальный угол установки днища ковша ψ_1 и угол откоса штабеля $\alpha_{шт}$. В начальной стадии процесса внедрения ковша угол ψ_1 задают минимальным $\psi_1 = \alpha_o$, где α_o — конструктивный угол установки передней стенки ковша при опирании на опорную поверхность.

Массу разрыхляемого грунта при внедрении передней стенки ковша в грунтовый штабель можно определить при помощи формулы:

$$V_{пр} = 0,5 L_{BH}^2 B_o \frac{\sin \alpha_{шт} \sin \psi_2}{\sin(\psi_2 - \alpha_{шт})}.$$

На рисунке 3 представлена зависимость объема призмы грунта, разрыхляемой при внедрении ковша погрузчика в грунтовый штабель.

Горизонтальную силу внедрения ковша можно вычислить по формуле [1]:

$$W_1 = \frac{\mu_1 \cos \psi_1 + \sin \psi_1}{K_1 K_2 + K_3 K_4} (G(\sin \psi_2 + \mu_2 \cos \psi_2) + F_{сц}). \quad (1)$$

На этой основе путем численного интегрирования определяется работа внедрения передней стенки ковша в штабель:

$$A = \int_{OA_1B} W_1(L_{BH}) dL.$$

Рассмотренные параметры процесса внедрения ковша и масса разрыхляемого материала позволяют сформировать фундаментальный параметр, характеризующий трудность разработки грунтового массива. Таким параметром является удельная

энергоёмкость $A_{y\partial}$ (Дж/м³) процесса внедрения ковша в разрабатываемый забой, определяемая по формуле:

$$A_{y\partial} = \frac{A}{V_{\text{пр}}},$$

где A – энергия, затрачиваемая на внедрение ковша в штабель; $V_{\text{пр}}$ – объем разрыхляемой призмы грунта с основанием OAB .

На рисунке 4 представлены результаты расчетов, определяющих зависимость удельной энергии $A_{y\partial}$ от сцепления грунтов C .

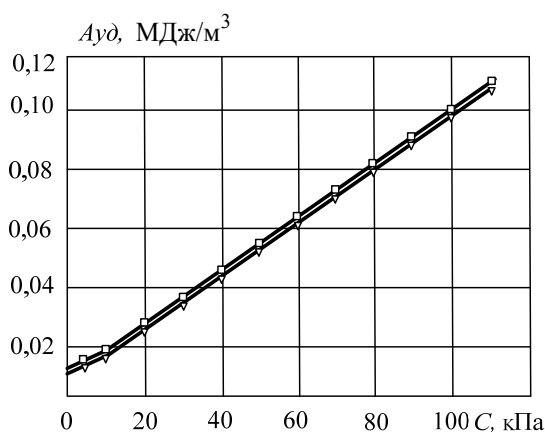


Рисунок 4

Для оценки тяговых возможностей погрузчика используют удельную силу на 1 м ширины ковша:

$$q_{y\partial} = \frac{P_{1\max}}{B_o},$$

где $P_{1\max}$ – максимальная сила, развиваемая погрузчиком из условия сцепления $\varphi_{\text{сц}}=0,6$; B_o – внутренняя ширина ковша.

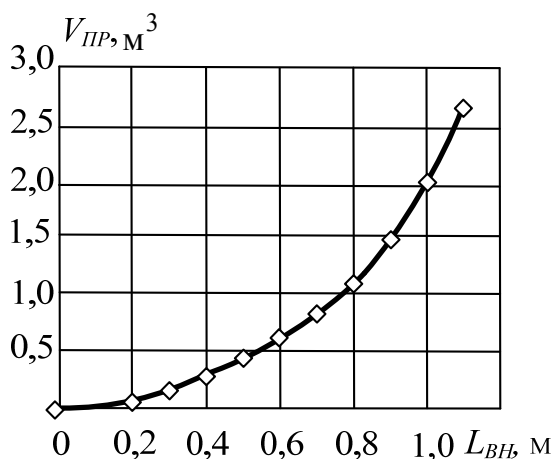


Рисунок 3

Сцепление грунтов C является важнейшей характеристикой прочности грунтов. Поэтому данная зависимость позволяет установить практически линейную связь удельной энергии с параметром C , характеризующим прочность грунта. Две близко лежащие линии соответствуют разным значениям величин заглубления ковша в штабель: $L_{BH}=0,7$ м и $L_{BH}=1,0$ м.

По существующим рекомендациям процесс внедрения ковша в грунтовой штабель обычно выполняют при минимальном угле ψ_1 , равном углу установки днища ковша $\psi_{1\min} = \alpha_o = 7^\circ$.

На рисунок 5, 6 для фронтальных погрузчиков ПК-2 и ПК-75 представлены результаты исследований влияния угла ψ_1 установки передней стенки ковша относительно опорной поверхности на горизонтальную силу внедрения ковша W_1 и энергию A процесса внедрения ковша в грунтовой штабель.

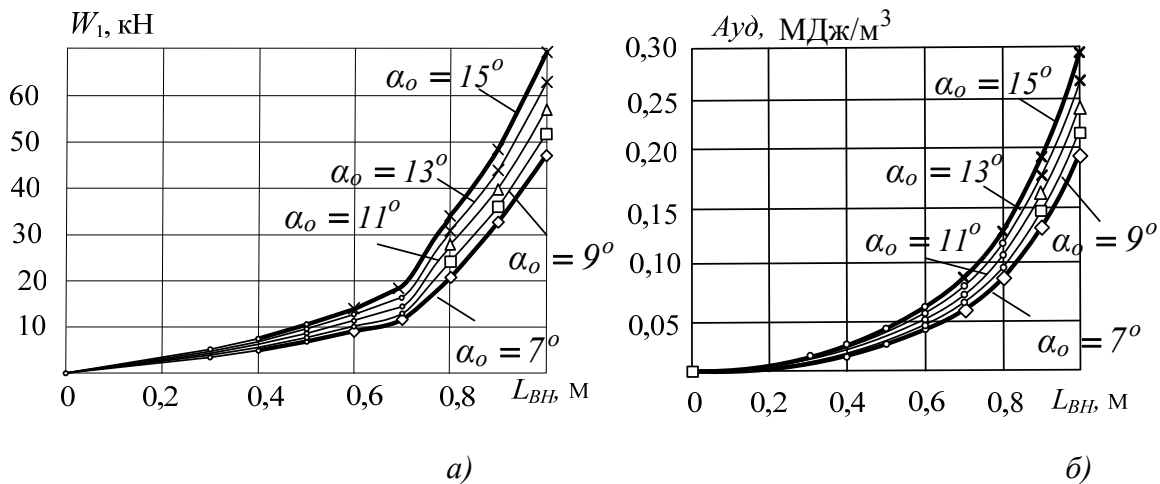


Рисунок 5

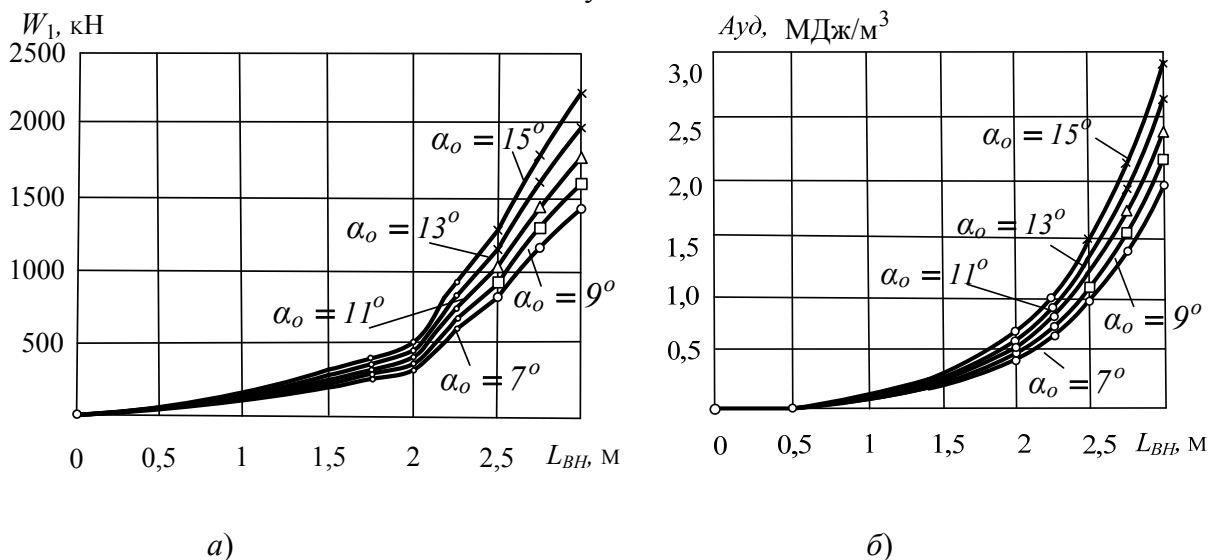


Рисунок 6

Исследования выполнены для пяти различных углов установки передней стенки ковша $\alpha_o = 7, 9, 11, 13, 15^\circ$. Для погрузчиков ПК-2 и ПК-75 приняты легкие грунтовые условия, которые характеризуются следующими параметрами: коэффициенты трения $\mu_1=0,31$; $\mu_2=0,401$; сцепление

$C=5000$ Па. Функции $W_1(L_{BH})$ горизонтальной силы внедрения ковша содержат два характерных участка.

Первый участок с меньшей интенсивностью возрастания силы сопротивления соответствует свободному скольжению призмы грунта в ковше по передней стенке ковша при $\psi_1 = \alpha_o = \text{const}$.

Второй участок кривой процесса внедрения передней стенки ковша в штабель соответствует началу деформации вырезаемой призмы криволинейным днищем ковша. В момент упора вырезаемой призмы в криволинейное днище ковша угол ψ_1 начинает увеличиваться, поэтому усилие $W_1(L_{BH})$ на этом этапе внедрения возрастает с большей интенсивностью.

На рисунках 5,б и рисунке 6,б приведены зависимости удельной энергии $A_{y\partial}$, расходуемой на внедрение ковша, от величины L_{BH} внедрения ковша в грунтовый штабель для погрузчиков ПК-2 и ПК-75.

Функции удельной энергии $A_{y\partial}(L_{BH})$ являются кривыми с возрастающей интенсивностью увеличения энергии от глубины внедрения.

Представленные зависимости показали, что увеличение угла начальной установки ковша α_o от 7° до 15° приводит к значительному увеличению как горизонтальной силы внедрения W_1 , так и энергии A процесса внедрения ковша в штабель.

При этом гипотеза предложенного метода расчета такова, что призма материала не просто сминается при упоре в криволинейное днище ковша, а разрыхляется путем создания линии скольжения OA_1 (см. рисунок 2) в пределах изменения угла ψ_1 от $\psi_1 = \alpha_o$ до $\psi_1 = \psi_{1\max}$. Угол $\psi_{1\max}$ соответствует максимальной силе тяги погрузчика по условию сцепления. Из графиков (см. рисунки 5, 6) видно, что сила сопротивления W_1 , являющаяся результатом взаимодействия ковша со штабелем, является главной из числа действующих сил сопротивления, т.к. ее изменение происходит от малого значения в начале процесса до максимальной силы, осуществляющей остановку погрузчика при упоре ковша в забой. Разные зависимости силы сопротивления W_1 на рисунках 5, 6 соответствуют различным углам начальной установки передней стенки ковша α_o к опорной поверхности. При увеличении угла начальной установки передней стенки ковша сопротивления внедрению возрастают. Это явление в теории копания и резания грунтов является известным фактом. Однако для фронтального погрузчика такие зависимости получены впервые и позволяют определить энергию, затрачиваемую на разрыхление грунта.

Графики показывают, что с увеличением угла ψ_1 увеличивается сила сопротивления внедрению ковша в штабель, возрастает также энергия, затрачиваемая на выполнение этой операции, причем важным в данном слу-

чае является то, что эти величины поддаются аналитическому вычислению с достаточной точностью. Зависимости $W_1 = f(L_{BH})$ получаются путем вычисления значения силы W_1 для разных значений глубины внедрения. При этом энергия, затрачиваемая на этот процесс, равна площади, ограниченной функцией $W_1(L_{BH})$ и горизонтальной осью системы координат W_1, L_{BH} . Очевидно, что с увеличением угла начальной установки днища ковша к горизонту возрастает энергия A , расходуемая на разрыхление объема материала.

Затрата энергии на разрыхление материала в некоторой мере может рассматриваться как полезный фактор, т.к. крупные куски грунта плохо укладываются в ковш, снижают коэффициент заполнения ковша и производительность погрузчика. Можно заметить, что энергия, затрачиваемая на внедрение ковша погрузчика ПК-2, изменяется для разных углов установки ковша в пределах $A_{y\partial} = 0,0204 \div 0,0306$ МДж/м³ при изменении максимальной силы внедрения ковша в пределах $W_{1\max} = 47 \div 68$ кН. Для погрузчика ПК-75 энергия внедрения ковша в штабель составляет $A_{y\partial} = 1,907 \div 2,951$ МДж/м³ при соответствующем изменении максимальной силы внедрения в пределах $W_1 = 1441 \div 2231$ кН. Энергия процесса внедрения большого суперковша примерно в десятки раз больше энергии малого ковша (см. рисунки 5, 6). При этом максимальная сила внедрения большого ковша примерно в 35 раз больше силы внедрения малого ковша.

Библиографический список

1. Бояркина И.В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография/И.В. Бояркина. — Омск: СибАДИ, 2011. — 336 с.

УДК 621.512.012.011.56:612.914

ОПИСАНИЕ ЗУБА ЧЕРВЯЧНОЙ ФРЕЗЫ ДЛЯ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ ВАЛОВ ВЕКТОРНЫМИ ФУНКЦИЯМИ

И.Г. Браилов, д-р техн. наук, профессор; Т.М. Мясоедова, аспирантка
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Обработка шлицевых валов производится на специальных станках с использованием сложнорежущего инструмента – специальных червячных фрез. Автоматизация проектирования таких процессов требует разработки математических моделей самого процесса и инструмента. Настоящая работа направлена на разработку математической модели червячной фрезы для фрезерования червячных шлицевых валов. Одной из наиболее распространенных задач, которые возникают в ходе технологической подготовки

производства, является проектирование режущего инструмента. Проектирование червячных фрез для обработки шлицевых валов занимает особое место, поскольку связано со сложными расчетами. Профиль шлицевого вала образуется как огибающая последовательных положений зубьев инструмента при качении без скольжения начальной прямой инструмента по начальной окружности изделия. Определение профиля червячных фрез, независимо от типа и назначения, ведется в плоскости нормального сечения, рисунок 1.

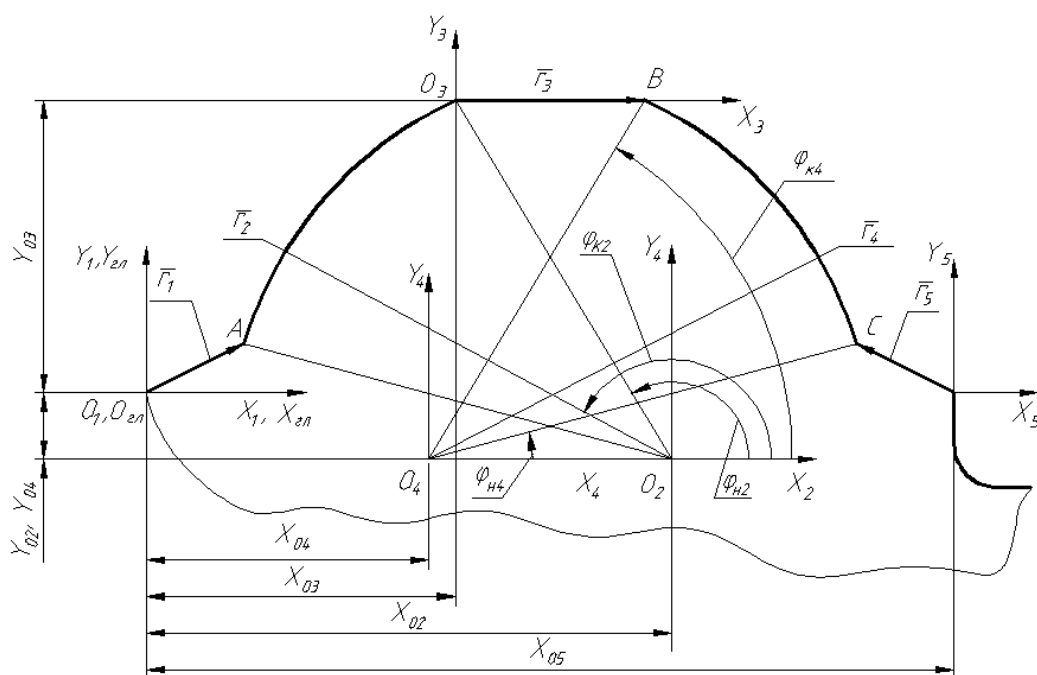


Рисунок 1. Профиль зуба фрезы для нарезания шлицевых валов в нормальном сечении

Профиль зуба: радиусы дуг и их центры, а также прямолинейные участки определены по методике, представленной в работе [1]. Профиль зуба имеет пять участков: три прямолинейных и два радиусных.

Для автоматизированного проектирования фрезы и, в частности, для создания 3D модели необходимо, в первую очередь, математически описать профиль зуба в нормальном сечении. На представленном рисунке каждый участок описывается вектором или векторной функцией в своих локальных системах координат $O_i X_i Y_i$. Системы координат выбраны: для радиусных участков – в центре дуг окружностей, для прямолинейных – в начале участка. Направление осей совпадает во всех системах координат. Так же выбрана глобальная система координат, которая совпадает с первой локальной системой.

В принятой системе координации векторы r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 запишутся:

$$\mathbf{r}_i = \begin{bmatrix} x(A) \\ y(A) \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$\mathbf{r}_2 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin(\varphi) \end{bmatrix}; \quad (2)$$

$$\mathbf{r}_3 = \begin{bmatrix} x(B) \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_4 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin(\varphi) \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$\mathbf{r}_5 = \begin{bmatrix} x(C) \\ y(AC) \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где $x(A)$, $y(A)$ - координаты конца вектора, определяемые по расчетам исходя из данных по шлицевому соединению, R - величина радиуса дуги, определяемая по методике, представленной в работе [1], φ - текущий угол, который изменяется от начального значения (φ_n) до конечного значения (φ_k).

Описанные векторы приводятся к глобальной системе координат путем аффинных преобразований. В этом случае, вектор $\mathbf{r}(\mathcal{L})_1$ в глобальной системе координат будет совпадать с $\mathbf{r}_1$. Вектор $\mathbf{r}(\mathcal{L})_2$ в глобальной системе координат примет вид:

$$\mathbf{r}(\mathcal{L})_2 = \mathbf{r}_{02} + \mathbf{r}_2. \quad (6)$$

Или в координатной форме вектор $\mathbf{r}(\mathcal{L})_2$ запишется:

$$\mathbf{r}(\mathcal{L})_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_{02} \\ Y_{02} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin(\varphi) \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Аналогичным образом приводятся к глобальной системе координат все остальные векторы.

Таким образом, описание одного зуба фрезы векторными функциями направлена на разработку проволоочной модели всего инструмента для использования в системах САПР.

Библиографический список

1. «Проектирование металлорежущих инструментов»./ Под ред. И.И. Семенченко. - М.: Машгиз, 1963., 952с.
2. Браилов, И. Г. Моделирование формообразования на станках с ЧПУ / И. Г. Браилов, Б. А. Голоденко, В. П. Смоленцев. – Воронеж : Изд-во ВГТУ, 1998. – 147 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ МОДЕЛИ 18-100 С ТРЕЩИНОЙ

В.В. Иванов, преподаватель; И.С. Суховольская, студентка
Омский государственный университет путей сообщения

Боковая рама тележки грузового вагона является одной из наиболее ответственных литых деталей, излом которой может привести к крушению.

В условиях эксплуатации в зоне перехода челюсти к вертикальной колонке боковой рамы (в так называемом «радиусе 55 мм») возникает наибольшее количество трещин. Причинами возникновения трещин являются плохое качество литья, конструктивные особенности зоны переходной поверхности, а также большая необрессоренная масса тележки модели 18-100 грузового вагона.

Кроме того, в пунктах технического обслуживания грузовых вагонов возникают случаи невыявления трудно обнаруживаемых трещин (с шириной раскрытия не более 3 мм), снижения их видимости в результате загрязнения. Таким образом, сохраняется актуальность проведения исследований влияния эксплуатационных факторов на повышение вероятности разрушения боковой рамы с последующим прогнозированием остаточного ресурса.

К трудно выявляемым трещинам боковой рамы относятся: трещины во внутренней стороне челюстного проема; в скрытых полостях (например, внутри коробчатого сечения челюстного проема); внутренние трещины боковой рамы, трещины с внутренней стороны вертикальной колонки; трещины, возникающие с обратной стороны поддона рессорного комплекта. Наибольшую опасность представляют трещины, возникающие в наиболее нагруженной зоне, т. е. в челюстном проеме (рисунок 1 а, б, в).

Лавинообразное развитие трещины чаще всего происходит в экстремальных эксплуатационных условиях: при движении порожнего грузового вагона с отрицательной динамикой либо при движении груженого грузового вагона в режиме ударного нагружения необрессоренных масс тележки (например, при прохождении рельсового стыка или стрелочного перевода).

Необрессоренная масса тележки модели 18-100 составляет более трех тонн, при этом ускорения необрессоренной массы при прохождении рельсового стыка могут достигать значений 60g, что существенно сказывается на динамической нагруженности боковой рамы [2].

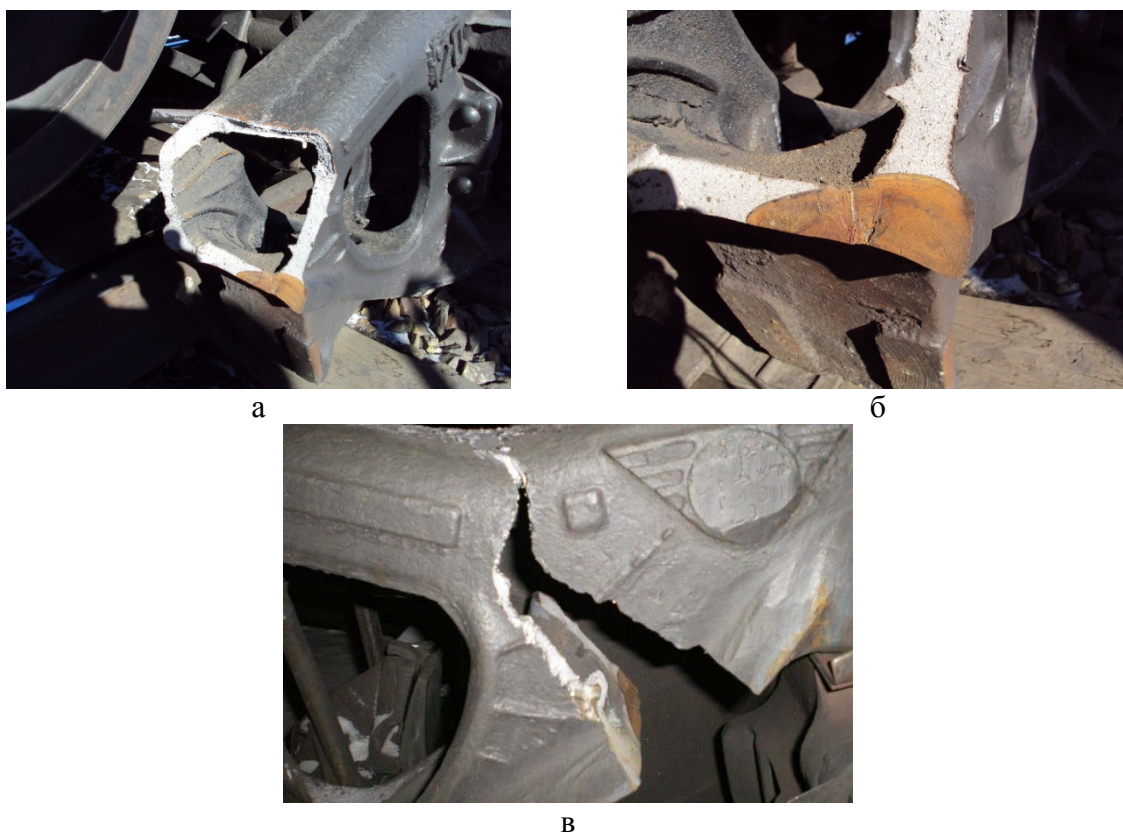


Рисунок 1. Излом челюстного проема боковой рамы

Боковая рама отлита из низколегированной стали марки 20Г1ФЛ с низким качеством поверхности, характерным для литых деталей, а также в последнее время с участвовавшими случаями получения низкокачественного литья с большим количеством областей неметаллических включений, которые являются источниками внутренних (скрытых) концентраторов напряжений.

С целью определения механических напряжений в области раскрытия трещины исследуется напряженно-деформированное состояние (далее НДС) боковой рамы с трещиной с шириной раскрытия 3 мм под действием эксплуатационных нагрузок.

В качестве метода моделирования выбран метод конечных элементов (далее МКЭ) [1], позволяющий учесть сложную геометрическую форму боковой рамы, пространственное распределение нагрузок и кинематические ограничения, а также физические свойства материалов, присваиваемые объемным моделям.

Выполнено разбиение объемной модели боковой рамы на конечные элементы в форме четырехузловых тетраэдров (длина стороны конечного элемента – 4 мм, количество узлов – 364335, количество конечных элементов – 220059) [2].

В результате моделирования НДС получены цветокодированные распределения механических напряжений (рисунок 2, 3), позволяющие сопос-

тавить значения напряжений с механическими свойствами стали. Выявлены зоны, в которых превышен предел текучести стали 20Г1ФЛ, равный 320 МПа, что способствует быстрому росту трещины и приводит к излому.

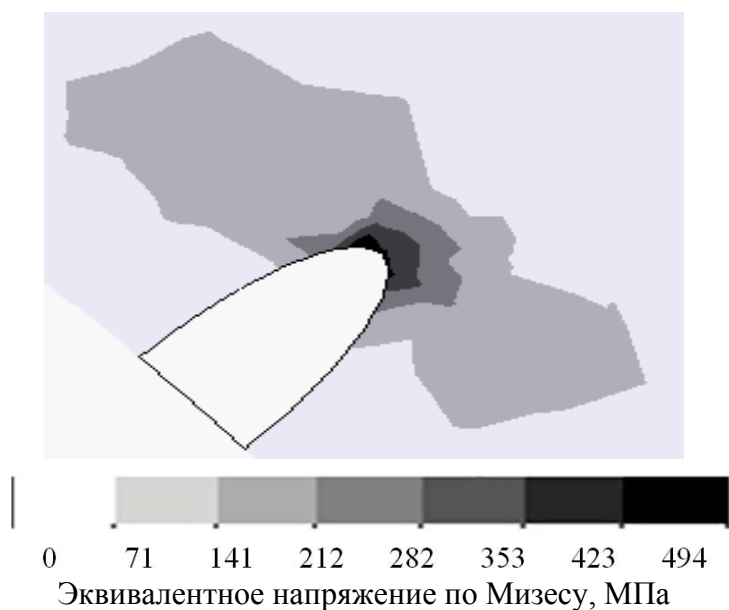


Рисунок 2. Цветокodированное распределение механических напряжений в зоне распространения трещины в боковой раме

Анализ результатов моделирования НДС боковой рамы позволяет установить вероятный фронт развития трещины и максимальные механические напряжения, возникающие в направления развития фронта трещины. Установлены области, возникновения механических напряжений, превышающих пределы усталости и текучести материала боковой рамы (рисунки 3 а, б).

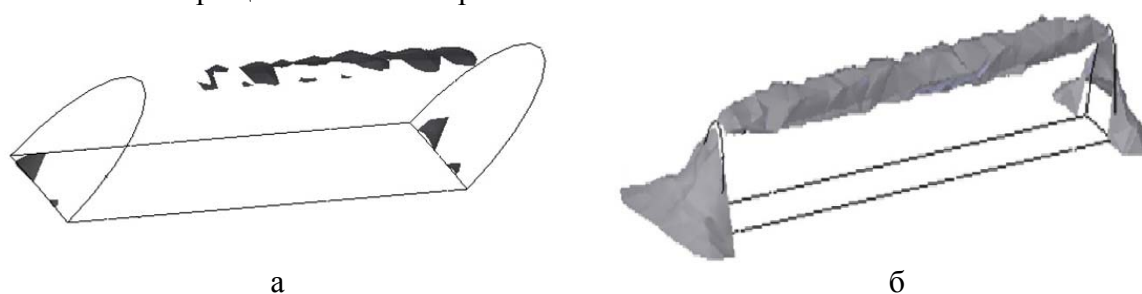


Рисунок 3. Области превышения:
а – предела текучести,
б – предела усталости в зоне распространения трещины в боковой раме

Полученные значения механических напряжений при различных режимах нагружения с одновременным варьированием размеров дефекта могут быть использованы в качестве массива исходных данных при математическом моделировании развития трещины для повышения достоверности прогнозирования остаточного ресурса боковой рамы.

Библиографический список

1. *Зенкевич, Дж.* Метод конечных элементов в технике / *Дж. Зенкевич*. М.: Мир, 1975. 541 с.: ил.
2. *Алямовский, А. А.* SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / *А. А. Алямовский*. М.: ДМК, 2007. 784 с., ил.

Научный консультант: д-р техн. наук, профессор Бородин А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЬЦА БУКСОВОГО ПОДШИПНИКА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Ю.А. Иванова, канд. техн. наук, преподаватель;
М.И. Ковалёв, аспирант; К.Ш. Кадырова, студентка
Омский государственный университет путей сообщения

Увеличение нагрузки на ось до 270 – 300 кН (27 – 30 тс) соответствует стратегическим направлениям научно-технического развития ОАО «РЖД» [1]. Непрерывно возрастают требования к грузоподъемности и ресурсу высоконагруженных узлов подвижного состава, в частности, опор качения осей.

По данным Центральной дирекции по ремонту грузовых вагонов на сети железных дорог России в 2009-2010 гг. количество случаев брака по неисправностям роликовых букс составило абсолютное большинство (более 90 %) в общем количестве выявленных случаев брака. К основным дефектам роликовых подшипников относятся усталостное выкрашивание, смятие рабочих поверхностей, задиры, разрушение колец и тел качения.

Вследствие циклического контактного нагружения рабочих поверхностей колец и тел качения буксовых подшипников возникает усталостное выкрашивание в виде отслоения (шелушения) или раковин. Пульсирующее давление смазочного материала раскрывает усталостную трещину, что может привести к излому кольца. Из двух парных колец роликоподшипника излому чаще подвергается внутреннее кольцо, имеющее меньшие габаритные размеры и, следовательно, большие значения удельных нагрузок.

Смятие рабочих поверхностей дорожек и тел качения возникает вследствие местных пластических деформаций под воздействием ударных нагрузок или повышенных статических нагрузок. Задиры рабочих поверхностей возникают при недостаточном смазывании или слишком малых зазорах. Разрушение колец и тел качения (сколы бортов, изломы колец) происходят в результате перекосов при монтаже и в эксплуатации, а также под воздействием больших динамических нагрузок [2].

Для оценки значений контактных напряжений в элементах во внутреннем кольце буксового подшипника 32726E2M выполнено моделирование его напряженно-деформированного состояния (далее НДС).

Метод конечных элементов (далее МКЭ) [3, 4], применяемый при моделировании, позволяет учесть сложную геометрию детали, кинематические ограничения, распределение нагрузок и физические свойства материала, присваиваемые объемной модели [5].

Моделирование НДС внутреннего кольца буксового подшипника выполнено в программном комплексе “SolidWorks 2010”. При моделировании приняты следующие допущения: неизношенное кольцо подшипника смонтировано на оси без перекосов; вертикальная нагрузка поровну распределена между двумя буксами на оси и между двумя подшипниками в буксе; вертикальную нагрузку воспринимают девять из 15 тел качения [6].

Расчет контактных напряжений произведен для двух значений вертикальной нагрузки 300 кН (30 тс) и квазидинамической нагрузки 480 кН (коэффициент вертикальной динамики принят равным 1,6). Расчетной моделью

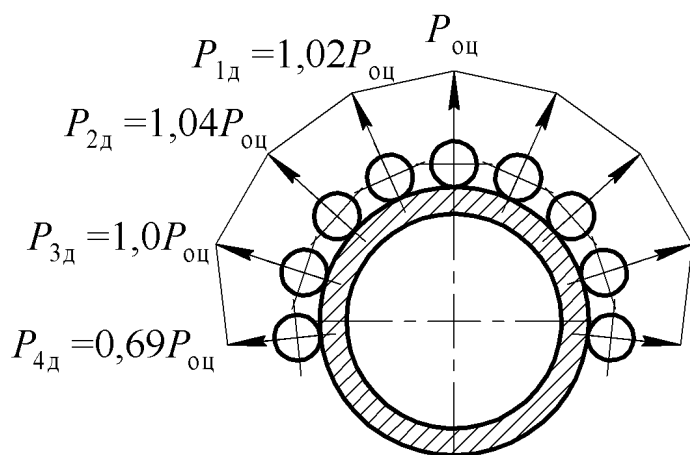


Рисунок 1. Схема распределения нагрузки между телами качения подшипника; $P_{оц}$ – нагрузка на верхний центральный ролик, $P_{1д}$, $P_{2д}$, $P_{3д}$, $P_{4д}$ – нагрузки на ролики в порядке удаления от вертикальной оси симметрии

является половина внутреннего кольца (расчет частей симметричных деталей предлагается разработчиками программного комплекса для экономии машинного времени). Предварительно аналитически определены силы, действующие в зонах контакта нагруженных роликов и дорожки качения внутреннего кольца, а также размеры пятен контакта (рисунок 1).

Трехмерная модель (рисунок 2) разбита на конечные элементы в форме четырехузлового линейного тетраэдра со стороной 4 мм (количество конечных элементов – 150340, количество узлов – 225157).



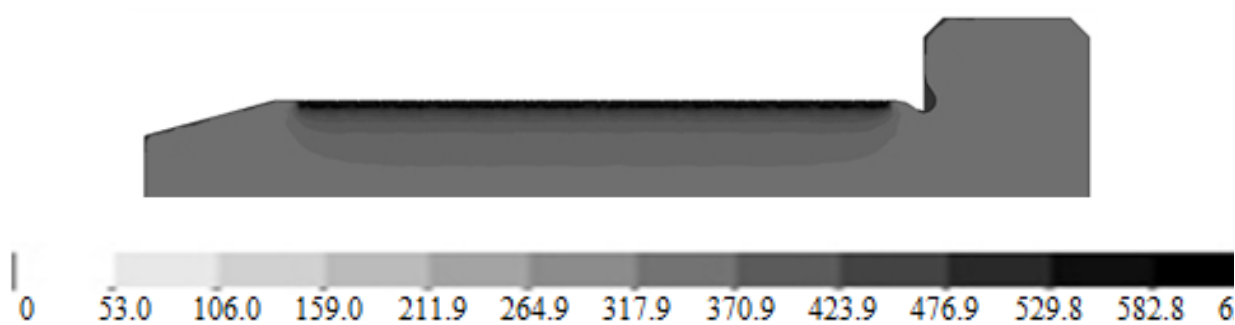
Рисунок 2. Объемная модель с сеткой конечных элементов

В зонах контакта тел качения и внутреннего кольца сетка конечных элементов уплотнялась в шесть раз (длина стороны – 1 мм) с целью получения максимально точных результатов. На объемную расчетную модель наложены следующие кинематические ограничения: запрет всех видов перемещений и поворотов по внутренней посадочной поверхности. Модели присвоены механические свойства стали ШХ4 ГОСТ 801-78 (таблица 1).

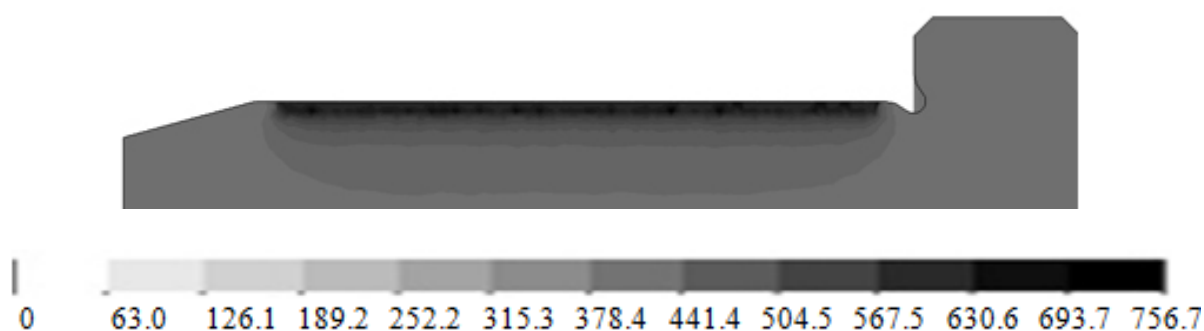
Основные механические свойства стали ШХ4 ГОСТ 801-78

Механическая характеристика	Значение	Единица измерения
Плотность	7850	кг/м ³
Модуль упругости, E	200000	МПа
Модуль сдвига, G	80000	МПа
Предел прочности	1760	МПа
Предел текучести	1370	МПа
Предел усталости	750	МПа
Коэффициент Пуассона	0.3	-

В результате моделирования НДС получены цветокодированные распределения механических напряжений (на рисунок 3 а, б – для зоны контакта кольца с наиболее нагруженным роликом), позволяющие сопоставить значения напряжений с механическими свойствами стали.



а) Эквивалентные механические напряжения по критерию Мизеса, МПа



б) Эквивалентные механические напряжения по критерию Мизеса, МПа

Рисунок 3. Цветокодированное изображение распределения механических напряжений в объемной модели кольца подшипника при нагрузке на ось: а) 300 кН; б) 480 кН

Установлено, что в случае воздействия квазидинамической нагрузки на ось 480 кН в материале внутреннего кольца подшипника происходит превышение предела усталости стали ШХ4, равного 750 МПа. Этот ре-

зультат дает основание предполагать увеличение количества отказов роликоподшипников по дефектам контактно-усталостной группы.

Моделирование НДС выполнено с принятием ряда идеализирующих допущений. В эксплуатационных условиях при повышенной нагрузке на ось увеличивается изгиб оси, который приводит к перераспределению нагрузки как между подшипниками в буксе, так и между телами качения и кольцами подшипника. Кроме того, условия контактного взаимодействия значительно ухудшаются при воздействии на буксовые подшипники ударных нагрузок (при прохождении рельсовых стыков и крестовин стрелочных переходов). Указанные факторы приводят к возникновению контактных напряжений, существенно превышающих значения, полученные в результате моделирования.

Таким образом, при перспективном повышении нагрузки на ось актуальной является задача разработки технических решений, улучшающих условия контактного взаимодействия деталей роликовых подшипников.

Библиографический список

1. Гапанович, В. А. Белая книга ОАО "РЖД": Стратегические направления научно-технического развития компании / В. А. Гапанович // Железно-дорожный транспорт. 2007. №8. С. 2 – 6.
2. Цюренко, В. Н. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. М. : Транспорт, 1982. 96 с.
3. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер. с англ. / Р. Галлагер. М.: Мир, 1984. 428 с.: ил.
4. Зенкевич, Дж. Метод конечных элементов в технике / Дж. Зенкевич. М.: Мир, 1975. 541 с.: ил.
5. Алямовский, А. А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. М.: ДМК, 2007. 784 с., ил.
6. Лукин, В. В. Конструирование и расчет вагонов: Учебник для вузов ж.-д. трансп. /

Научный консультант: д-р техн. наук, профессор Бородин А. В.

УДК 621. 833

О ПРОФИЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ КОЛЕС ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

И.Л. Рязанцева, канд. техн. наук, доцент
Омский государственный технический университет

Одним из способов обеспечения требуемой прочности и работоспособности тяжелонагруженных зубчатых зацеплений является профильная модификация главных поверхностей зубьев колес, позволяющая до некоторой степени компенсировать действие погрешностей изготовления, сборки, упругих деформаций, повысить плавность работы передачи и, как

следствие, снизить динамические нагрузки, возникающие при пересопряжении [1-6].

Стандарт (ГОСТ 13755-81) рекомендует для улучшения работоспособности тяжело нагруженных и высокоскоростных зубчатых передач внешнего зацепления применять профильную модификацию. В частности предлагается модифицировать головку зуба теоретического исходного контура прямой линией (фланкирование). Основные параметры модификации высота h_g и глубина Δ , вычисляются по формулам:

$$h_g = h_g^* \cdot m; \quad \Delta = \Delta^* \cdot m,$$

где h_g^* - коэффициент высоты профильной модификации; Δ^* - коэффициент глубины профильной модификации; m - модуль.

В соответствии со стандартом коэффициент h_g^* должен быть не более 0,45, а коэффициент Δ^* - не более 0,02.

Зубчатые колеса рекомендуется изготавливать без модификации головки зуба, если в результате последней величина коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha m}$, определяемого участками главных профилей, окажется менее 1,1 у прямозубых передач и менее 1,0 у косозубых и шевронных передач.

Величину коэффициента Δ^* рекомендуется выбирать по таблице, приведенной в стандарте, в зависимости от значения модуля и степени точности передачи. Причем, эти рекомендации разработаны только для колес 6-8 степеней точности. Считается, что более точные колеса и соответственно передачи в профильной модификации не нуждаются.

Следует отметить, что приведенные в стандарте рекомендации весьма спорны. Это касается как параметров, так и формы профильной модификации теоретического исходного контура. Многочисленные исследования и опыт эксплуатации зубчатых передач [1-5] показывают, что при выборе глубины профильной модификации необходимо учитывать не только значение модуля и степень точности передачи, но и величину передаваемой зацеплением нагрузки.

При работе под нагрузкой зуб колеса и прилежащая к нему часть обода деформируются. В результате, точка контакта зуба i -го колеса смещается в направлении линии действия силы нормального давления на величину δ_i . Сумму упругих перемещений точек контакта соответственно зубьев шестерни и колеса, измеренных по нормали, называют деформацией зацепления (δ_Σ). $\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

В тяжело нагруженных эвольвентных прямозубых передачах деформация зацепления значительна [2]. Ее величина соразмерна с такими погрешностями изготовления колес, как погрешность окружного шага, погрешность профиля, и приводит к отставанию ведомого колеса на некото-

рый угол δ_{Σ}/r_{b2} (r_{b2} - радиус основной окружности колеса). При этом активные профили входящих в зацепление и выходящих из него зубьев шестерни и колеса изменяют взаимное расположение. Контакт входящих в зацепление пар зубьев начинается раньше, а пар зубьев, выходящих из зацепления, закончивается позже по сравнению с геометрическим пересопряжением. В результате, на входе в зацепление и на выходе из него имеет место кромочный контакт зубьев, при котором нарушается закон передачи движения и возникает динамический удар [6]. Причина кромочного удара - погрешность шага, погрешность профиля и деформация зацепления. Очевидно, что для исключения кромочного контакта тяжело нагруженные передачи высоких степеней точности (выше шестой) тоже целесообразно модифицировать.

Чтобы не выпустить пятно контакта на вершинную кромку зуба, активную поверхность последнего надо отвести в тело на величину, равную сумме отклонений шагов зацепления ведущего и ведомого колес и деформации зацепления.

Посмотрим на конкретных примерах, как велико влияние деформации зацепления δ_{Σ} на глубину профильной модификации.

На рисунке 1 показаны графики зависимости величины коэффициента Δ^* от степени точности тяжело нагруженной прямозубой цилиндрической передачи, основные параметры которой и величина распределенной нагрузки p_N приведены в подрисуночной надписи. Величина Δ^* определена при разных значениях коэффициента высоты профильной модификации h_q^* . Ему присваивались значения, как рекомендованные стандартом, так и рекомендованные в работе [3, 5], как оптимальные. Для сравнения на этом же рисунке пунктирной линией показана зависимость стандартных значений коэффициента Δ^* . Следует отметить, что глубина профильной модификации Δ вычислялась по условию невыхода пятна контакта на вершинную кромку зуба по методике, описанной в [1]. Данные, приведенные на рисунок 1, свидетельствуют о том, что в модифицированном в соответствии со стандартом зацеплении, под нагрузкой будет существовать кромочный контакт и цель модификации не будет достигнута.

Коэффициент высоты профильной модификации h_q^* тоже влияет на работу зубчатой передачи, в частности на ее плавность. Экспериментальные и теоретические исследования [2, 4-6] показывают, что величина коэффициента торцового перекрытия, определяемая участками главных профилей, не должна регламентировать высоту профильной модификации, поскольку из-за деформации зубьев их модифицированные участки тоже участвуют в пересопряжении. Увеличение же высоты профильной модификации теоретического исходного контура приводит к уменьшению ее глубины и увеличению плавности перехода от модифицированного участка профиля к немодифицированному. Это позволяет растянуть зоны упру-

того пересопряжения и уменьшить колебание передаточного отношения в этих зонах. По графикам на рисунке 1 видно, что увеличение параметра h_q^* с 0,338 до 0,6 для колес 8-й степени точности позволило уменьшить параметр Δ^* в 1,5 раза, с 0,0447 до 0,0298.

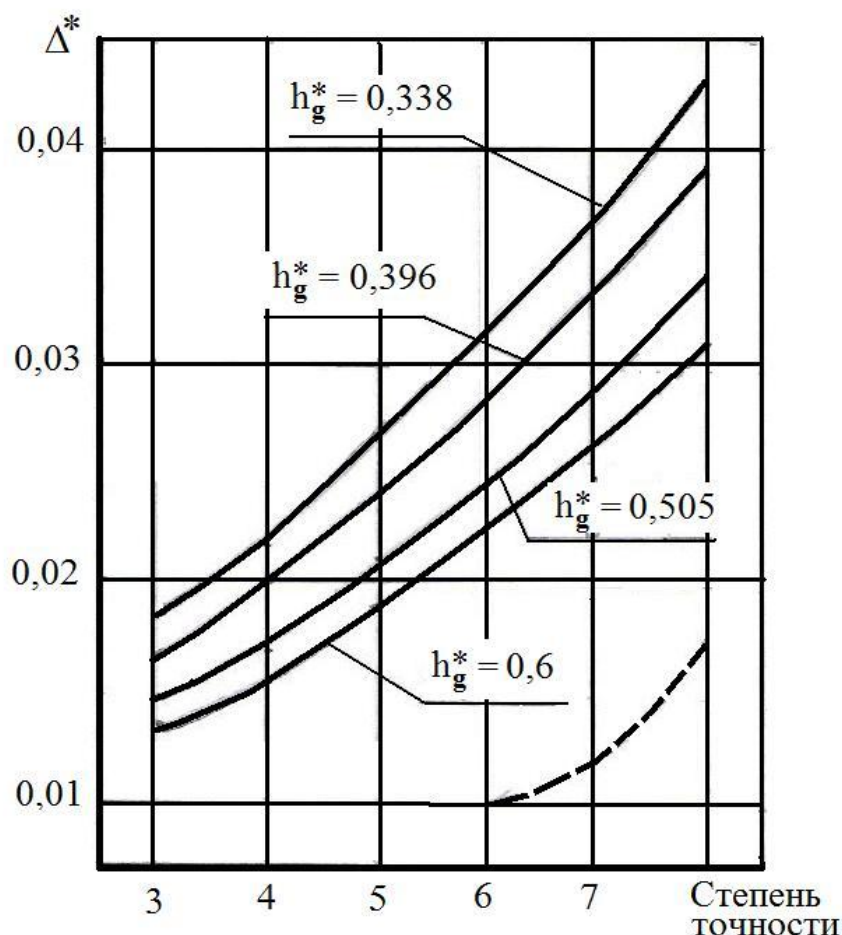


Рисунок 1. Зависимость величины Δ^* от степени точности и параметра h_g^*
 Параметры передачи: $m = 3$ мм; $z_1 = 27$; $z_2 = 89$; $\alpha = 28^\circ$; $x_1 = 0,2$;
 $x_2 = 0$; $h_{a1}^* = h_{a2}^* = 0,95$; $c_1 = 0,5$; $c_2 = 0,43$; $p_N = 414,6$ МПа.
 (---) - стандартные значения Δ^* ; (—) - расчетные значения Δ^*

Результаты экспериментальных исследований [5] и мировой опыт применения профильной модификации показывают, что приведенная в стандарте рекомендация по выбору величины h_q^* не является оптимальной. Так в работах [3, 5] рекомендуется увеличивать этот коэффициент до 0,6. В стандартах NBN 445 1957 года (Бельгия) и NEN 1629 1959 (Голландия) предусмотрена прямолинейная профильная модификация с максимальной глубиной 0,02m и максимальной высотой 0,6m.

Следует отметить, что прямолинейная модификация теоретического исходного контура не является оптимальной. Более эффективна криволинейная его модификация. Так в работах [2, 4] предлагается модифициро-

вать теоретический исходный контур кривыми второго порядка, параболой, гиперболой, дугой окружности, растягивая модифицированный участок на всю высоту головки его зуба или всю высоту зуба.

Целесообразность криволинейной модификации подтверждается и мировым опытом. Так, в стандарте Великобритании на зубчатые передачи предусмотрена профильная модификация инструмента дугой окружности с высотой профильной модификации $0,6m$.

Эффективность профильной модификации подтверждается данными, приведенными в монографии [3]. Оценка эффективности по уровню шума дала следующие результаты: при прямолинейной форме модификации уровень шума снизился на 3 дБ, а при круговой в среднем на 4,5 дБ при тех же самых условиях.

Прямолинейная модификация при определенных условиях может привести к снижению напряжений изгиба в материале колеса до 25 %, а при круговой форме модификации – до 30 %.

Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев наблюдается на ножках вблизи полюса зацепления. Профильная модификация разгружает эти участки снижая контактное напряжение на 15 %. Кроме того, за счет профильной модификации в момент входа зуба в зацепление создается клиновой масляный зазор, обеспечивающий поступление смазки в зону контакта.

Применение профильной модификации позволяет значительно снизить интенсивность колебаний при резонансных режимах работы зубчатой передачи. При смене однопарного и двухпарного зацеплений (и наоборот) жесткость зацепления изменяется скачком, что может стать причиной возникновения вибраций в прямозубой передаче с коэффициентом перекрытия больше 1. При правильном выборе параметров профильной модификации колебания могут стать незначительными.

Выводы

Профильная модификация является одним из наиболее эффективных методов повышения прочности, работоспособности и эксплуатационных показателей работы зубчатых передач.

При выборе глубины профильной модификации необходимо учитывать условия работы передачи, в частности величину передаваемой зацеплением нагрузки. Чтобы исключить кромочный контакт зубьев, колеса высоких степеней точности, передающие значительные силовые потоки, целесообразно модифицировать.

Геометрический коэффициент перекрытия не может регламентировать высоту профильной модификации. Из-за упругой деформации контактирующих зубьев пятно контакта выходит на модифицированные участки и коэффициент перекрытия увеличивается. За счет рационального выбора формы и параметров профильной модификации можно влиять на процесс

пересопряжения, растягивать зоны пересопряжения, увеличивать время пересопряжения, что приводит к уменьшению динамических нагрузок в зацеплении.

Для высокоскоростных и тяжелонагруженных передач наиболее эффективна криволинейная модификация.

Библиографический список

1. *Андожский В.Д.* Модификация головок зубьев рейкой с линией модификации по дуге окружности // Вестник машиностроения – 1978. - № 8. – С. 26-29.
2. *Балакин П.Д., Рязанцева И.Л.* Адаптивные зубчатые зацепления. Учебное пособие. – Омск: ОмГТУ, 1997. – 146 с.
3. *Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М.* Повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
4. *Гуляев К.И., Рязанцева И.Л.* Повышение работоспособности тяжелонагруженных цилиндрических прямозубых передач // Станки и инструмент. – 1986. - №8. – С. 26-29.
5. *Михайлов В.Л.* Экспериментальное исследование эффективности фланкирования при различных параметрах фланка. // Вопр. Теории механизмов и машин. – М.: 1958. – С. 11-13.
6. *Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К.* Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. – М.: Изд-во Академии наук СССР, 1956. – 134 с.

УДК 621.22

СТАБИЛИЗАЦИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ГЕНЕРАТОРА В ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

В.В. Сыркин, д-р техн. наук; В.С. Шалаев
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Для использования ветрового потока для выработки электроэнергии необходимо стабилизировать частоту вращения вала генератора. Для решения данной задачи наиболее рационально использовать регулятор с гидравлическим приводом. [1, 2].

Гидропривод данного регулятора (рисунок 1) предназначен для стабилизации частоты вращения выходного вала 2 генератора при изменяющейся в широком диапазоне скорости выходного вала 1 ветроколеса, приводимого во вращение переменным ветровым потоком, и возможной изменяющейся нагрузке на валу 2, обусловленной отбором мощности потребителями энергии. Принцип работы данного регулятора заключается в следующем.

При уменьшении частоты вращения вала 1 уменьшается частота вращения и вала 2, уменьшается и центробежная сила грузиков центробежного регулятора, сила пружины смещает золотник 7 влево, при этом увеличивается доступ гидравлической жидкости под давлением в полость силового цилиндра 9; полость цилиндра изодрома 8 сообщается в это время со сли-

вом через большее проходное сечение. Поршень изодрома, двигаясь вправо, обеспечивает перетечку жидкости под давлением p_2 из левой камеры силового цилиндра в левую камеру цилиндра изодрома, а при больших перемещениях золотника изодрома вправо обеспечивается перетечка жидкости под давлением p_2 на слив. В этом случае поршень силового цилиндра 9 будет перемещаться вниз с большей скоростью, увеличивая при этом угол γ наклона управляемого органа регулируемой аксиально-поршневой гидромашины (гидронасоса). Большая производительность насоса приведет к увеличению угловой скорости вала гидромотора, что, в конечном счете, приведет к увеличению частоты вращения вала 2 генератора.

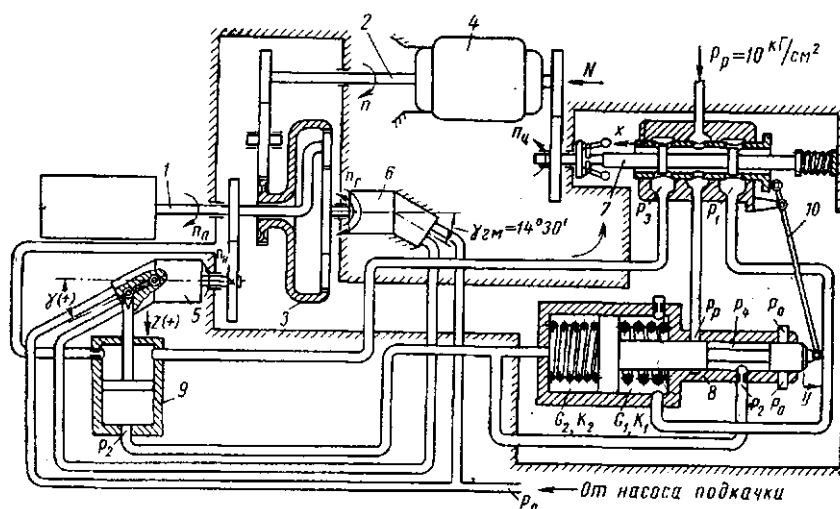


Рисунок 1. Гидравлический регулятор частоты вращения вала генератора:
 1 – вал ветроколеса; 2 – вал генератора; 3 – редуктор; 4 – генератор; 5 – гидронасос;
 6 – гидромотор; 7 – распределительный золотник с центробежным регулятором;
 8 – изодром; 9 – силовой гидроцилиндр; 10 – жесткая обратная связь

Одновременно с движением золотника изодрома через жесткую обратную связь 10 перемещается золотниковая втулка в ту же сторону, что и золотник 7, уменьшая величину открытия x проходных окон. Когда золотниковая втулка, следящая за поршнем изодрома, догонит золотник 7, и кромки буртиков золотника займут относительно окон во втулке начальное положение, механизм регулятора приходит в состояние равновесия. Аналогичным образом происходит процесс регулирования при увеличении частоты вращения вала генератора.

Уравнение кинематики, связывающее перемещение элементов регулятора

$$x = x_1 - x_2,$$

где x_1 и x_2 – поступательные движения распределительного золотника и золотниковой втулки в системе координат, связанной с корпусом гидропри-

вода; x – движение распределительного золотника относительно золотниковой втулки.

$$x_2 = \beta \cdot y,$$

где y – перемещение золотника изодрома; β – отношение плеч связи 10. Угол поворота γ регулирующего органа гидронасоса (люльки) связан с перемещением штока z цилиндра 9 уравнением:

$$z = k_\gamma \cdot \gamma,$$

где k_γ – коэффициент пропорциональности.

Угловая скорость вала 2

$$w = i_1 \cdot w_{\text{вк}} + i_2 \cdot w_z,$$

где $w_{\text{вк}}$ – угловая скорость ветроколеса; w_z – угловая скорость вала генератора; i_1 и i_2 – соответственно передаточные числа планетарного редуктора.

Скорость вращения вала центробежного регулятора

$$w_u = i_u \cdot w_u,$$

где i_u – передаточное число. Скорость вращения блока цилиндров аксиально-поршневого насоса

$$w_n = i_3 \cdot w_{\text{вк}},$$

где i_3 – передаточное число.

Регулирование скорости вала генератора. На вал гидромотора действует следующая нагрузка: момент активной нагрузки N на валу генератора

$$M = C \frac{N}{w},$$

где C – коэффициент; момент от сил инерции частей гидромотора:

$$M_1 = I_2 \frac{dw_2}{dt},$$

где I_2 – момент инерции, состоящий из момента инерции вращающихся частей гидромотора, момента инерции жидкости в гидроприводе, приведенного к оси гидромотора, и момента инерции редуктора; момент от сил инерции генератора

$$M_2 = I \frac{dw}{dt},$$

где I – сумма моментов инерции вращающихся элементов генератора и момента инерции шестерни редуктора, приведенных к оси вращения генератора; гидравлический момент гидромашины

$$M_3 = \frac{q_2}{2\pi} p_n,$$

где q_2 – характерный объем гидромотора, p_n – давление в системе насос – гидромотор. Учитывая обратимость работы гидромашины, механические потери в ней и редукторе η_m вводится в соотношение моментов

$$\varepsilon = \frac{\eta_m}{\eta_m} \text{ при } w_2 > 0 \\ \varepsilon = \frac{1}{\eta_m} \text{ при } w_2 < 0 ,$$

где ε – функция, имеющая конечный скачок при $w_2 = 0$.

Уравнение моментов на валу гидромотора

$$\varepsilon \frac{q_2}{2\pi} p_n = C i_2 \frac{N}{w} + i_2 I \frac{dw}{dt} + I_2 \frac{dw_2}{dt},$$

Уравнение расходов

$$Q_1 = Q_2 - Q_y,$$

$Q_1 = \frac{q_2}{2\pi} w_2$ – производительность гидромотора; $Q_2 = \frac{b_n}{2\pi} \sin \gamma \cdot w_n$ – производительность насоса; $Q_y = R_y p_n$ – суммарные утечки в системе насос – гидромотор; b_n – постоянная гидромашины, зависящая от геометрических размеров; R_y – коэффициент пропорциональности.

С учетом, что $w_3 = i_n w_a$, получим:

$$\frac{q_2}{2\pi} w_2 = \frac{b_n i_3}{2\pi} w_a \sin \gamma - R_y p_n.$$

Исключив из этого выражения p_n , используя уравнение моментов, и проведя линеаризацию, получим

$$(T_u s + 1) \Delta w = K_a (T_a s + 1) \Delta w_a - K_N \Delta N + K_z \Delta z,$$

где $T_u = \frac{(2\pi i_2)^2 R_y}{\varepsilon q_2^2} \left(I + \frac{1}{i_2^2} I_2 \right);$

$$K_a = i_1 + i_2 i_3 \frac{b_n \sin \gamma_0}{q_2}; T_a = \frac{(2\pi)^2 R_y i_1 I_2}{\varepsilon q_2^2 K_a};$$

$$K_N = \frac{(2\pi i_2)^2 c R_y}{\varepsilon q_2^2 w_0}; K_z = \frac{i_2 i_3 w_{a0} b_n \cos \gamma_0}{q_2 K_\gamma};$$

$s = \frac{d}{dt}$ – символ дифференцирования по времени; w_0, w_{a0}, γ_0 – значения переменных, в окрестностях которых проводилась линеаризация. Пренебрегая малыми величинами $\frac{2\pi i_2 R_y N_0}{\varepsilon q_2 w_0^2}$ и T_a , получим уравнение объекта регулирования

$$(T_u s + 1) \Delta w = K_a \Delta w_a - K_N \Delta N + K_z \Delta z.$$

Уравнения сервомеханизма и изодрома. На поршень силового гидrocилиндра действуют силы: силы давления, обусловленные перепадом давлений p_2 и p_3 ; сила инерции приведенных к штоку масс; приведенная к штоку сила от центробежного момента, действующая на люльку гидромашины.

Момент от центробежных сил инерции действует на управляющий орган, увеличивая угол наклона люльки γ , равен:

$$M_y = C_y w_a^2 \sin \gamma [1],$$

где C_y – коэффициент, учитывающий конструктивные элементы люльки.

Уравнение равновесия поршня силового цилиндра можно записать:

$$F_3 p_3 - F_2 p_2 + \frac{C_y}{l_1} w_a^2 \sin \gamma = 0,$$

где l_1 – плечо от оси штока силового цилиндра до оси цапф люльки; F_1 и F_2 – площади поршня силового цилиндра. Разлагая последний член равенства в ряд Тейлора в окрестности (w_{a0}, γ_0) и ограничиваясь первыми членами разложения, получим:

$$F_3 p_3 - F_2 p_2 + \eta_a \Delta w_a + \eta_z \Delta z + C_a = 0,$$

$$\text{где } \eta_a = \frac{2C_y \sin \gamma_0 w_{a0}}{l_1}; \quad \eta_z = \frac{C_y w_{a0}^2 \cos \gamma_0}{l_1 K_\gamma}; \quad C_a = \frac{C_y w_{a0}^2 \sin \gamma_0}{l_1}.$$

Расходы через золотник и изодром будут связаны следующим образом (рисунок 2):

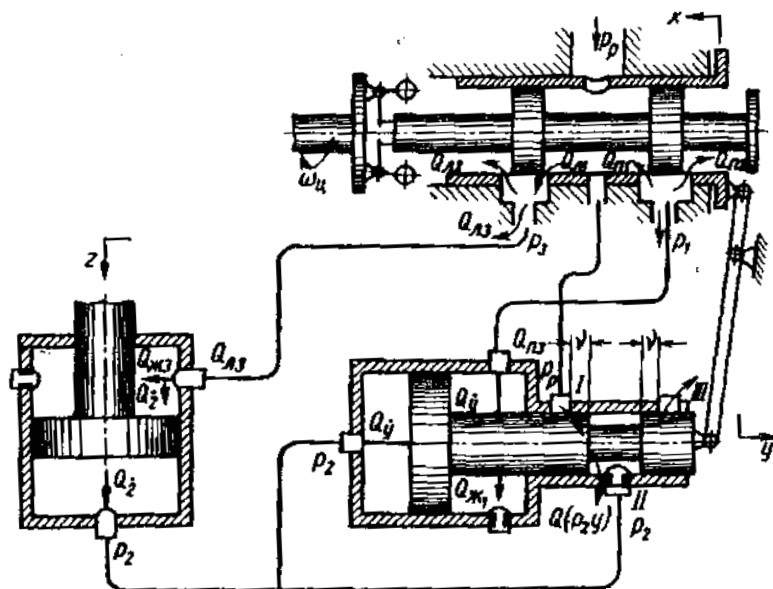


Рисунок 2. Схема потоков жидкости в системе регулирования

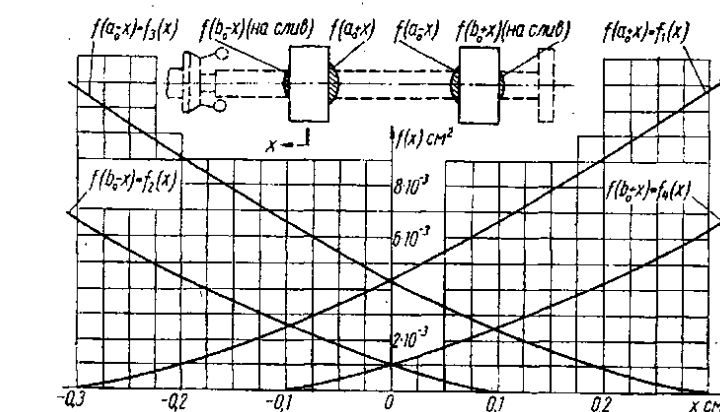


Рисунок 3. Проходные сечения золотника

$$Af(a_0 - x)\sqrt{p_p - p_1} = Af(b_0 + x)\sqrt{p_1} + A_1 f_{ж1}\sqrt{p_1} - F_1 \frac{dy}{dt}.$$

Расходы через золотник и силовой цилиндр связаны зависимостью:

$$Af(a_0 + x)\sqrt{p_p - p_3} = Af(b_0 + x)\sqrt{p_3} + Af_{ж3}\sqrt{p_3} + F_2 \frac{dz}{dt}.$$

Связь между расходами изодрома и силового цилиндра:

$$F_2 \frac{dz}{dt} = F_2' \frac{dy}{dt} + Q(p_z, y) + \frac{V_{см}}{E'} \cdot \frac{dp_2}{dt},$$

где E' – объемный модуль упругости рабочей жидкости; $V_{см}$ – суммарный объем цилиндра изодрома, силового цилиндра и трубопровода, заполняемый жидкостью.

Переменные площади $f(a_0, x)$ и $f(b_0, x)$ показаны на рисунке 3, a_0 и b_0 – начальные открытия окон в гильзе золотника; F_1 и F_2' – площадь поршня изодрома.

Уравнение движения поршня изодрома имеет вид:

$$F_2' p_2 - F_2 p_2 = C_{T1} - C_{T2} - (K_1 + K_2)y,$$

где C_{T1} и C_{T2} – силы предварительного натяжения пружин изодрома; K_1 , K_2 – жесткость пружин изодрома.

Полученные уравнения позволили получить переходный процесс при ступенчатом изменении угловой скорости выходного вала (вала генератора) (рисунок 4) и оценить качество регулятора.

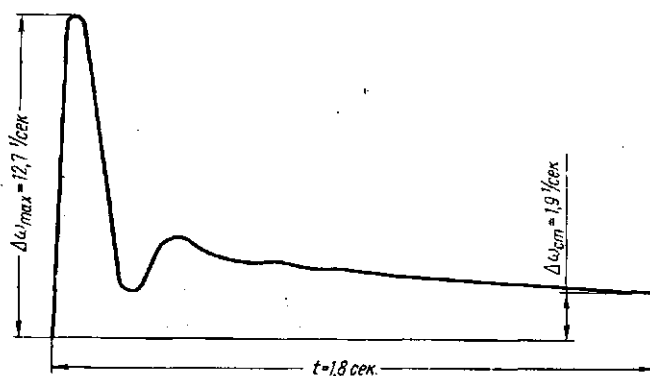


Рисунок 4. Характеристика переходного процесса

Библиографический список

1. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М, Машиностроение, 1986, 502 с.
2. Сыркин В.В., Драницын В.В. Применение гидроприводов в ветросиловых установках// Вестник машиностроения, 2008, №11, с 3-6.

УДК. 621.878

ОБОСНОВАНИЕ ОБЩИХ ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В.Н. Тарасов, д-р техн. наук, профессор;

И.В. Бояркина, канд. техн. наук, доцент

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Проектирование фронтального погрузчика начинается с предварительного выбора параметров погрузочного оборудования. В процессе исследования и расчета эти параметры могут изменяться таким образом, чтобы удовлетворить условия проектирования.

Имеется опыт проектирования фронтальных погрузчиков, который выражается в определении соотношений размеров всех звеньев рабочего оборудования и параметров погрузчиков, спроектированных в разное время [1, 2, 4]. Анализ опыта проектирования и исследования параметров погрузочного оборудования показал отсутствие обоснования и рекомендаций по проектированию некоторых параметров.

Геометрические размеры погрузочного оборудования выбирают, учитывая размеры погрузчика, основного ковша и базового шасси. В таблице 1 приведены значения основных параметров погрузочного оборудования для погрузчиков типоразмерного ряда.

Таблица 1

Основные параметры погрузочного оборудования

Тип погрузчика	Марка погрузчика	Грузоподъемность Q_{II} , т	Длина стрелы L_C , м	Высота погрузки ковша H_{II} , м	Вылет ковша в верхнем положении при погрузке l_{II} , м	Вырывное плечо ковша R_B , м	Наружный радиус колеса r_{III} , м
ПК-0,5	ПК-0,5	0,5	1,820	2,060	0,750	0,550	0,420
ПК-2	ТО-30	2,2	2,285	2,789	0,788	0,925	0,615
ПК-3	ТО-18А	3,3	2,330	2,500	0,850	1,010	0,745
ПК-3	ТО-25	3,0	2,550	2,800	1,270	0,965	0,750
ПК-4	В-138С	3,8	2,790	3,10	1,030	1,080	0,838
ПК-4	ТО-11	4,0	3,075	3,200	1,225	1,135	0,802
ПК-7	ТО-27.1	6,6	3,185	3,200	1,400	1,375	0,913
ПК-7	ТО-40	7,3	3,380	3,140	0,980	1,350	0,893
ПК-15	ТО-21	15,0	4,440	4,208	1,878	1,870	1,425
ПК-30	—	30,0	6,400	6,186	2,560	2,200	1,635
ПК-45	—	45,0	7,117	7,207	2,824	2,570	1,964
ПК-60	—	60,0	7,886	7,960	3,127	2,834	2,174
ПК-75	—	75,0	8,754	9,260	3,460	3,046	2,400

Таковыми параметрами являются: длина стрелы L_C , углы стрелы α_1 , α_2 , α_3 высота расположения шарнира стрелы $z_{ш.с}$ на портале над опорной поверхностью и другие параметры, указанные в таблице 1. Наряду с параметрами, для которых имеются рекомендации по их выбору, обратим внимание на параметр высота уступа $z_{уст}$ — величина опускания днища ковша на уступ ниже уровня опорной поверхности.

Для параметра высоты уступа $z_{уст}$ (рисунок 1,а) в литературе отсутствуют рекомендации о его величине.

На рисунке 1,а ковш опущен ниже уровня опорной поверхности на величину высоты уступа $z_{уст}$, при которой поршень 3 упирается в крышку гидроцилиндра 2, при этом стрела находится в нижнем предельном положении под углом α_1 . Заданием высоты уступа $z_{уст}$ при проектировании рабочего оборудования решается задача исключения удара поршня в крышку гидроцилиндра при работе погрузчика на горизонтальной опорной поверхности (рисунок 1,б).

При работе погрузчика с ковшом на горизонтальной опорной поверхности при черпании материала исключается удар поршня в крышку гидроцилиндра. В этом случае ковш находится на опорной поверхности, стрела расположена под углом α_3 — начала копания, а поршень 3 гидроцилиндра 2 расположен над крышкой гидроцилиндра на расстоянии S_T .

Для исключения ударов можно использовать гидроцилиндры с тормозными гидравлическими устройствами.

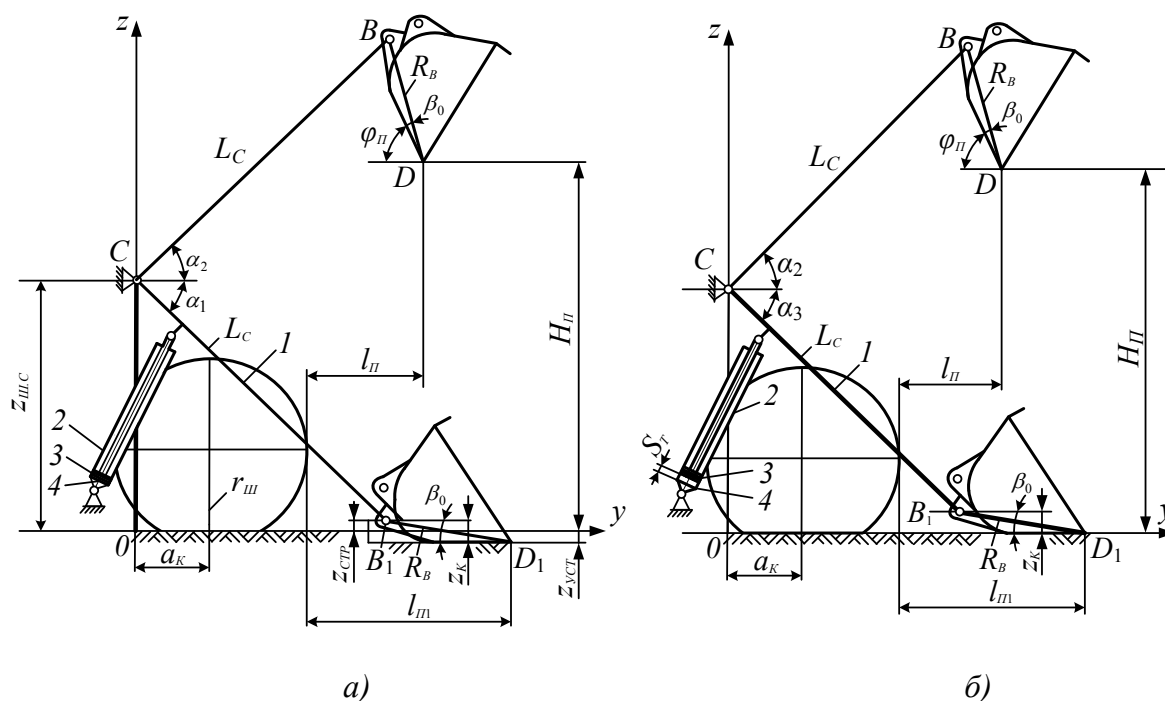


Рисунок 1

Обоснование высоты уступа $z_{уст}$ можно осуществить из величины необходимого тормозного пути S_T поршня в гидроцилиндре стрелы. Тормозной путь поршня в гидроцилиндре составляет долю от полного перемещения поршня $\varepsilon_K = S_T / S_{ш}$, где $S_{ш}$ – полный ход поршня в гидроцилиндре стрелы; ε_K – относительная величина тормозного пути поршня, $\varepsilon_K = 0,02 \div 0,035$.

Для расчета высоты уступа можно использовать эмпирическую зависимость $z_{уст} = 0,081 \div 0,180$ м. Аналогичный диапазон изменения имеет параметр $z_{ср}$, определяющий положение вершины B_1 стрелы с ковшом от опорной поверхности на уступе (см. рисунок 1, а).

Рассмотренные параметры высоты уступа $z_{уст}$ и $z_{ср}$ позволяют определить конструктивный параметр ковша z_K , определяемый по выражению $z_K = z_{уст} + z_{ср}$.

Параметр z_K представляет собой высоту расположения шарнира соединения ковша со стрелой над плоскостью передней стенки ковша (см. рисунок 1, а, б).

Важнейшим параметром рабочего оборудования является длина стрелы L_c (м), для которой получена корреляционная функция от грузоподъемности $Q_{п}$ (т) для размерного ряда погрузчиков:

$$L_C = 2,149 \sqrt[3]{Q_{\Pi}} - 0,5268. \quad (2)$$

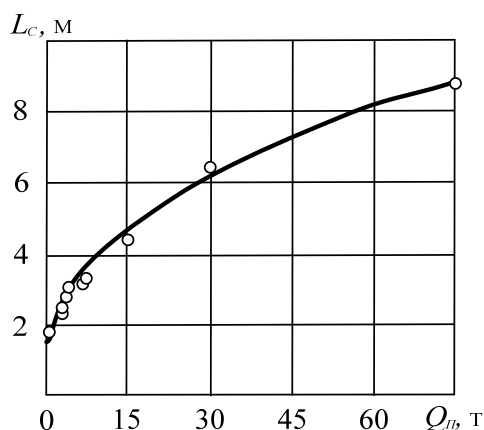


Рисунок 2

На рисунке 2 показан график этой корреляционной функции.

Для строительных фронтальных погрузчиков малой грузоподъемности ПК-2, ПК-3 рациональным может оказаться конструктивное исполнение рабочего оборудования, при котором гидроцилиндры стрелы обеспечивают установку ковша в нижнее предельное положение на уступ.

Для этой цели можно использовать гидроцилиндры стрелы без тормозных устройств в нижнем и верхнем положениях (рисунок 3). В этом варианте исполнения при копании грунта на уровне опорной поверхности колес при опускании ковша удар поршня в крышку гидроцилиндра не происходит в том случае, если передняя стенка ковша установлена в положение копания, т.е. горизонтально.

Если оператор опускает стрелу с запрокинутым ковшом, то поршень гидроцилиндра стрелы опускается в нижнее предельное положение, осуществляя ударное воздействие на крышку гидроцилиндра.

Для строительных погрузчиков средней и большой грузоподъемности целесообразно использовать гидроцилиндры с тормозными гидравлическими устройствами в нижнем и верхнем предельных положениях (рисунок 4).

При опускании стрелы в нижнее предельное положение, тормозной плунжер 8 на поршне перекрывает выходное отверстие для жидкости из поршневой полости 7 гидроцилиндра 1.

С этого момента жидкость выдавливается из поршневой полости 7 через зазор, образованный диаметром тормозного плунжера и диаметром отверстия в нижней крышке гидроцилиндра. Тормозной механизм обеспечивает торможение рабочего оборудования, уменьшая динамические воздействия на фронтальный погрузчик.

В конструкцию гидроцилиндра стрелы дополнительно введен обратный клапан 10 с пружиной 11, установленные у входного штуцера 6 гидроцилиндра 1 в корпусе 9. При подъеме стрелы рабочая жидкость от насоса подается по штуцеру 6 в поршневую полость 7 гидроцилиндра.

При этом входной канал в поршневую полость 7 закрыт тормозным плунжером 8, поэтому происходит подъем обратного клапана 10 и осуществляется свободная подача рабочей жидкости в поршневую полость 7 гидроцилиндра стрелы.

С этого момента жидкость выдавливается из поршневой полости 7 через зазор, образованный диаметром тормозного плунжера и диаметром отверстия в нижней крышке гидроцилиндра. Тормозной механизм обеспечивает торможение рабочего оборудования, уменьшая динамические воздействия на фронтальный погрузчик.

В конструкцию гидроцилиндра стрелы дополнительно введен обратный клапан 10 с пружиной 11, установленные у входного штуцера 6 гидроцилиндра 1 в корпусе 9. При подъеме стрелы рабочая жидкость от насоса подается по штуцеру 6 в поршневую полость 7 гидроцилиндра.

При этом входной канал в поршневую полость 7 закрыт тормозным плунжером 8, поэтому происходит подъем обратного клапана 10 и осуществляется свободная подача рабочей жидкости в поршневую полость 7 гидроцилиндра стрелы.

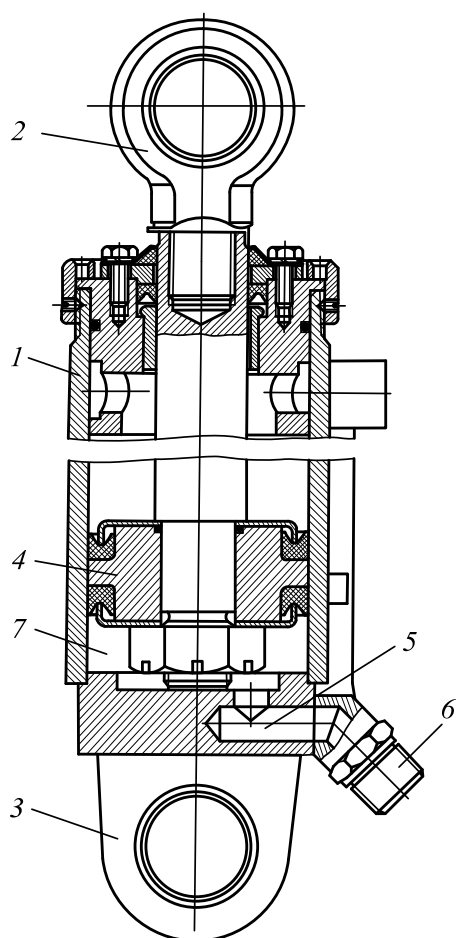


Рисунок 3

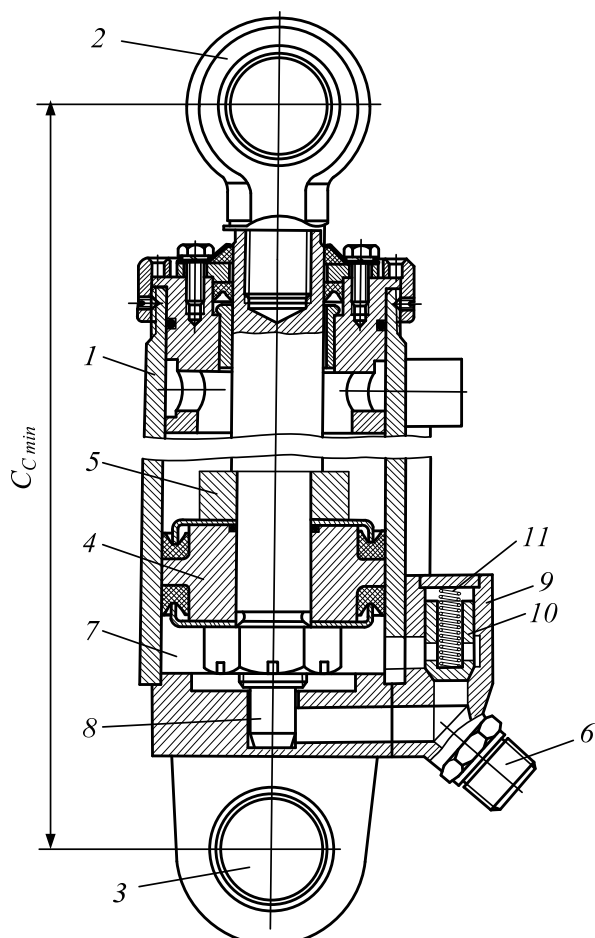


Рисунок 4

Такое техническое решение позволяет повысить долговечность работы насосов рабочего оборудования за счет исключения пиковых предельных нагрузок в нижнем положении стрелы.

При использовании эффективного тормозного устройства в гидроцилиндрах можно улучшить параметры рабочего оборудования.

Путем исключения уступа, как условия проектирования рабочего оборудования фронтального погрузчика можно увеличить высоту погрузки H_{II} погрузчика на $0,12 \div 0,2$ м.

Библиографический список

1. Строительные машины: справочник: в 2 т. Т.1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог/А.В. Раннев, В.Ф. Корелин, А.В. Жаворонков и др.: под общ. ред. Э.Н. Кузина. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.
2. Базанов А.Ф. Самоходные погрузчики /А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – М.: Машиностроение, 1979. – 408 с.
3. Бояркина И.В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография/И.В. Бояркина. – Омск: СибАДИ, 2011. – 336 с.
4. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов /Р.Ю. Подэрни. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2003. – 606 с.

УДК 624.04(075.8)

ПРОГРАММА РАСЧЕТА СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ НА УСТОЙЧИВОСТЬ – НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ АНАЛИЗА КОНСТРУКЦИЙ

Б.А. Тухфатуллин, канд. техн. наук, доцент
Томский государственный архитектурно-строительный университет
Томск

На кафедре строительной механики ТГАСУ, начиная с 1995 года, ведется работа по составлению и внедрению в учебный процесс комплекса программ по решению задач сопротивления материалов, строительной механики, теории упругости [1]. Для выполнения расчетно-графической работы по спецкурсу строительной механики «Устойчивость и динамика сооружений» автором доклада разработана программа по расчету плоских стержневых систем на устойчивость. Программа составлена на языке Object Pascal в среде визуального программирования Delphi 7.

Для определения критических сил используется метод конечных элементов. Расчет на устойчивость реализован с использованием функций $\varphi_i(v)$, $\eta_j(v)$ [2] в явном виде, а не с формированием геометрической матрицы жесткости [3]. В этом случае результаты ручного и автоматизированного расчета полностью совпадают, не требуется дробить стержни на части, появляются новые возможности анализа стержневой системы.

Матрица жесткости для стержня, не имеющего шарниров по концам, имеет вид:

$$[k(v)] = \begin{bmatrix} a & 0 & 0 & -a & 0 & 0 \\ 0 & b & c & 0 & -b & c \\ 0 & c & d & 0 & -c & e \\ -a & 0 & 0 & a & 0 & 0 \\ 0 & -b & -c & 0 & b & -c \\ 0 & c & e & 0 & -c & d \end{bmatrix}, \text{ где } a = \frac{EA}{\ell}; \quad b = \frac{12EJ}{\ell^3} \eta_2(v);$$

$$c = \frac{6EJ}{\ell^2} \varphi_4(v); \quad d = \frac{4EJ}{\ell} \varphi_2(v); \quad e = \frac{2EJ}{\ell} \varphi_3(v).$$

Матрицы жесткости для стержней с шарнирами записываются аналогично.

Порядок расчета на устойчивость следующий. Определяются параметры $v_i = \ell_i \sqrt{\frac{N_i}{EJ_i}}$ для сжатых стержней. Все параметры выражаются че-

рез один. Задается начальное значение v , формируются матрицы жесткости элементов. При наличии продольной сжимающей силы используются матрицы $[k(v)]$, в противном случае матрицы жесткости $[k]$ (при $\varphi_i(0) = \eta_j(0) = 1,0$). Прямым ходом по Гауссу глобальная матрица жесткости приводится к треугольному виду, появление на главной диагонали отрицательных чисел говорит о том, что критическая нагрузка пройдена.

Исходные данные для работы программы – координаты узлов, топологические и жесткостные характеристики стержней, условия опирания и нагружения вводятся пользователем непосредственно в окне программы или заносятся с помощью встроенного редактора в текстовый файл с расширением «.dat». Вся информация, внесенная пользователем, отображается на экране в привычном для студента виде, что существенно облегчает ввод и проверку исходных данных (рисунок 1). Реализована возможность сохранения исходных данных в текстовом файле с расширением «.txt» с последующей передачей в вычислительный комплекс SCAD [4].

После выполнения расчета программа выводит на экран деформированную схему, эпюры внутренних усилий, опорные реакции, величины критических сил, формы потери устойчивости, коэффициенты приведения длины для сжатых стержней (рисунок 2, а, б).

На отдельной странице программы строится график зависимости $\det(r_{ij}(v))$; диапазон построения графика и шаг табулирования задается пользователем (рисунок 2, в). График детерминанта дает наглядное представление о расположении корней уравнения, наличии кратных собственных значений, местах разрыва графика.

Предусмотрена возможность вычислять и выводить на экран собственные формы для всего спектра критических сил (рисунок 2, г). Эта ин-

формация необходима для решения задачи об оптимальной расстановке связей усиливаемой конструкции. Расстояние между корнями уравнения устойчивости позволяет судить о целесообразности усиления. Величины второго, третьего и т. д. корней определяются по графику детерминанта и задаются пользователем в окне программы.

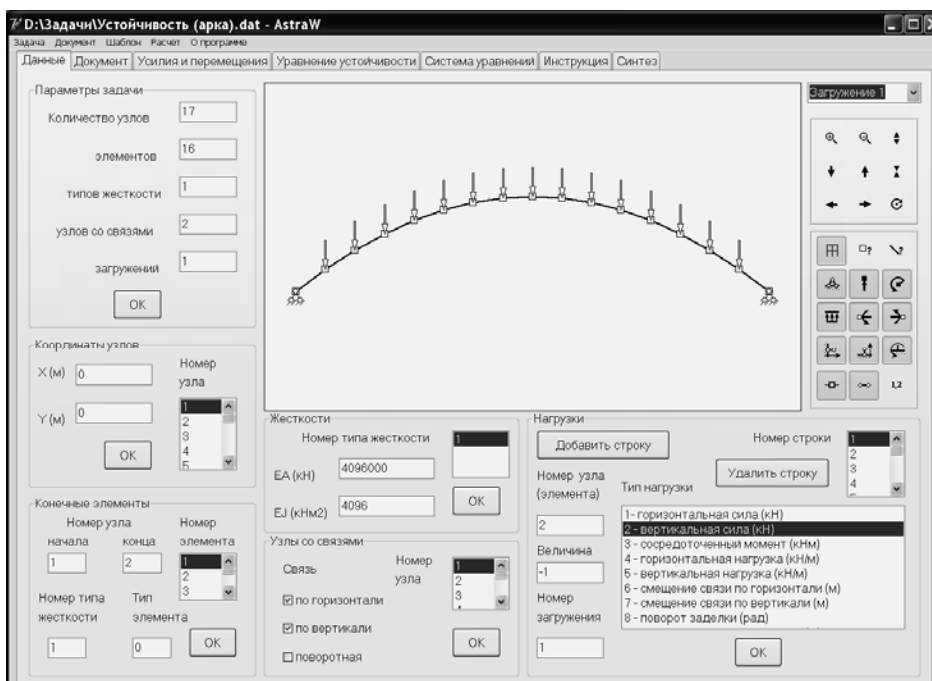


Рисунок 1. Окно программы на этапе ввода исходных данных

При расчете систем, в состав которых входят слабо нагруженные стержни, в том числе выключающиеся при сжатии связи, коэффициенты запаса для последних получаются существенно меньшими, чем для остальных стержней, что по данным [5] может исказить результаты расчета. Там же даны рекомендации перед расчетом на устойчивость исключать слабо нагруженные элементы из системы, задавать для выключающихся связей завышенную изгибную жесткость, изменять при необходимости тип конечного элемента, что требует от расчетчика определенного опыта и квалификации. В разработанной программе эти проблемы решены следующим образом. Пользователю предоставляется возможность не учитывать продольные силы в стержнях с незначительными усилиями (например, менее 5 % от максимального сжимающего усилия), с шарнирами по концам (элементы фермы).

Для иллюстрации работы программы приведем результаты определения критических сил для параболической двухшарнирной арки [3]. При разбиении арки на 16 конечных элементов, жесткостных характеристиках сечения $EA = 4096000 \text{ кН}$ $EJ = 4096 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$, получено значение коэффи-

циента запаса $k_{\text{двухш}} = 46,33$, реализованное на кососимметричной форме потери устойчивости. Коэффициент запаса, найденный в [3] с помощью программного комплекса RADIUS, составил $k_{\text{двухш}} = 46,28$. Для бесшарнирной арки получено решение $k_{\text{бесш}} = 103,42$ (в RADIUS $k_{\text{бесш}} = 103,53$), для трехшарнирной арки $k_{\text{трехш}} = 40,61$ (в RADIUS $k_{\text{трехш}} = 40,87$). Коэффициенты запаса, вычисленные в программном комплексе SCAD, равны соответственно $k_{\text{двухш}} = 46,21$; $k_{\text{бесш}} = 103,22$; $k_{\text{трехш}} = 40,44$.

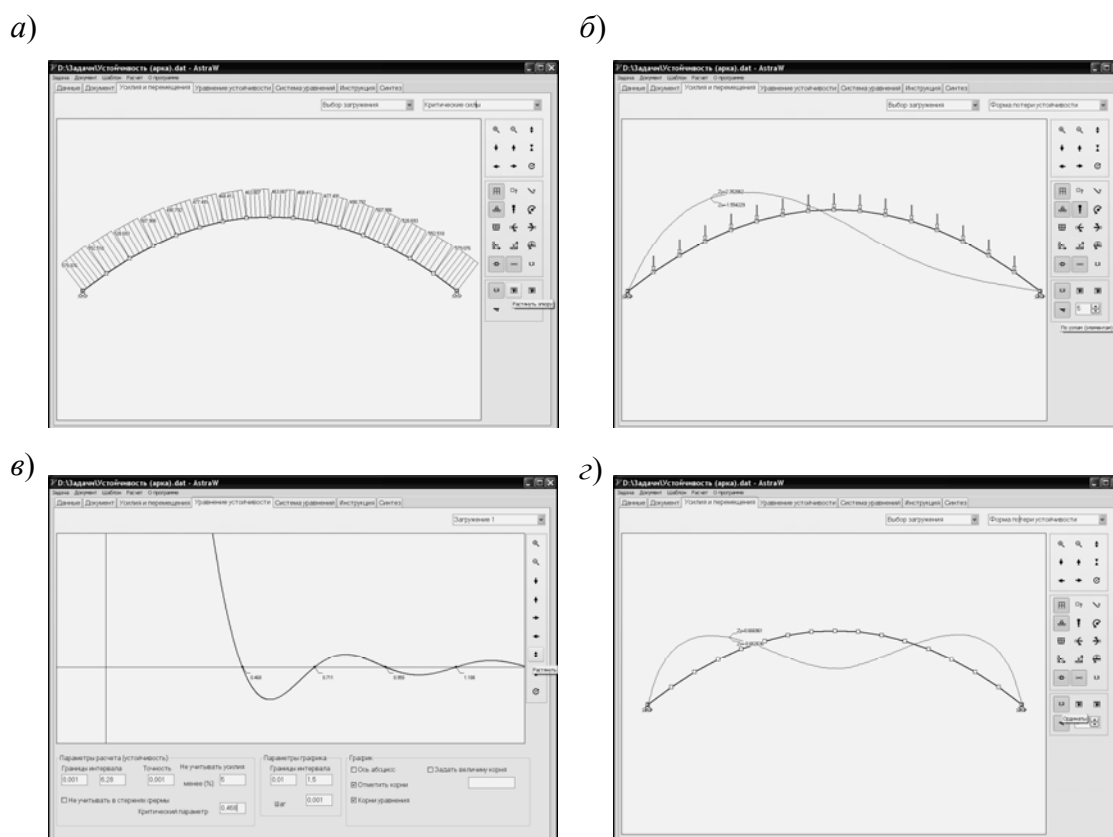


Рисунок 2. Окна программы с результатами расчета

С целью верификации работы программы решено большое количество тестовых примеров, в том числе и таких, решение которых по программным комплексам Robot, Lira, Nastran, ANSYS, COSMOS, согласно сведений [6], потерпело неудачу (рисунок 3). При решении принято $\ell = h = 1 \text{ м}$; $EJ_{\infty} = 10^3 EJ$, получение результатов не потребовало никакой дополнительной настройки программы. Результаты вычисления корня уравнения для консольного стержня с абсолютно-жесткой вставкой (рисунок 3, а) $\nu_{cr} = 0,861$, критическая сила для рамы с абсолютно жесткими стойками

(рисунок 3, б) $F_{cr} = 3,025EJ$. Решение, полученное в [6] при расчете в SCAD: $\nu_{cr} = 0,861$, $F_{cr} = 3,0EJ$.

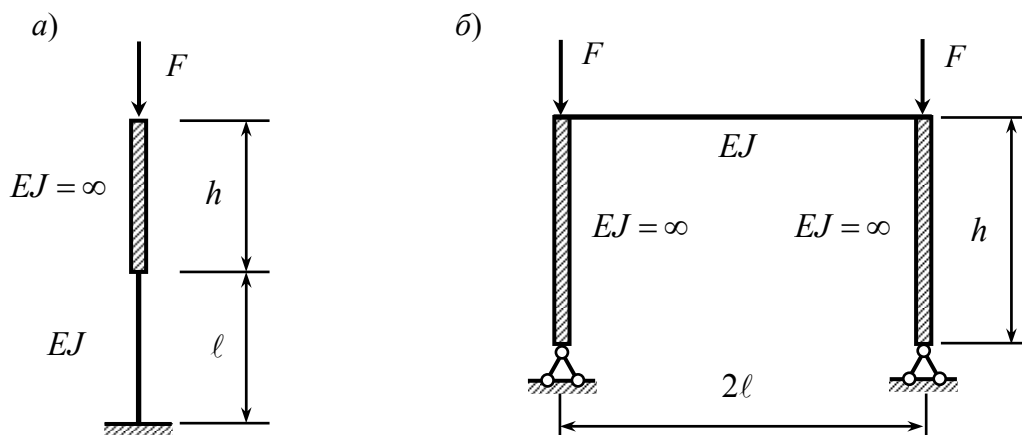


Рисунок 3. Тестовые примеры из [6]

Не вызывает затруднения и решение задач с кратными собственными значениями. Для рамы (рисунок 4, а), высота стоек и сжимающие силы в ригеле подобраны так, чтобы первый корень уравнения оказался кратным (рисунок 4, б).

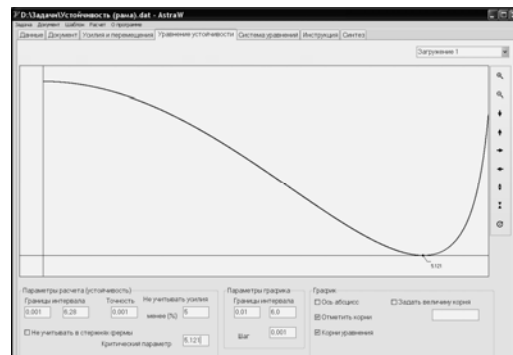
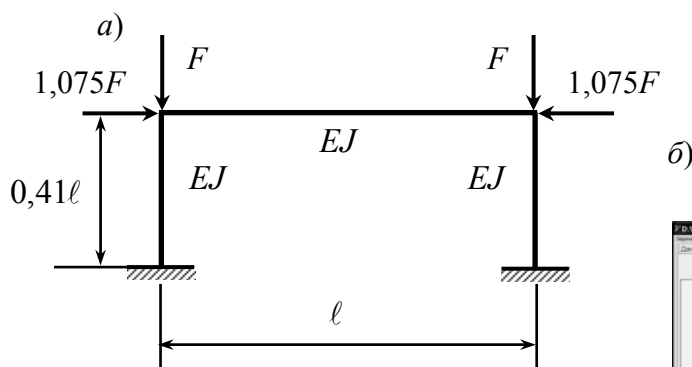


Рисунок 4. Кратные корни уравнения устойчивости

С помощью составленной программы реализованы алгоритмы поиска наиболее невыгодного варианта загрузки при многопараметрической нагрузке [7]. Программа определения критической нагрузки плоских стержневых систем входит в состав пакета программ оптимального проектирования стальных каркасов (работа выполняется на кафедре строительной механики ТГАСУ).

Библиографический список

1. *Малиновский, А.П.* Библиотека программ для выполнения расчетно-графических работ по сопротивлению материалов и строительной механике на ЭВМ СМ-1420: учеб. пособие / А.П. Малиновский, Б.А. Тухфатуллин, А.М. Черняк. – Томск, офсетная лаборатория ТГАСА, 1995. – 66 с.
2. *Смирнов, А.Ф.* Таблицы функций для расчета стержневых систем на устойчивость и колебания. – М.: МИИТ, 1965. – 115 с.
3. *Синицын, С.Б.* Строительная механика в методе конечных элементов стержневых систем. – М.: изд-во АСВ, 2002. – 320 с.
4. SCAD Office. Вычислительный комплекс SCAD / В.С. Карпиловский [и др.]. – М.: изд-во АСВ, 2007. – 592 с.
5. www.scadgroup.com/download.php/AVP2009.ppt.
6. *Перельмутер, А.В., Сливкер, В.Н.* Расчетные модели сооружений и возможность их анализа. – Киев, изд-во «Сталь», 2002. – 600 с.
7. *Путеева, Л.Е., Тухфатуллин, Б.А.* Определение невыгодного сочетания нагрузок из условия устойчивости / Материалы международной научно-практической конференции «Строительство-2011», секция института ПГС. – Ростов н/Д: Рост. гос. строит. ун-т, 2011. – С. 163-165.

УДК 621.11

О СОЗДАНИИ НОВОЙ СИСТЕМЫ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА В МЕГАПОЛИСЕ

В.С. Шалаев; В.В. Сыркин, д-р техн. наук
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Транспортные проблемы современного мегаполиса во многом могут быть решены созданием транспортных систем на основе монорельсового и трубопроводного пассажирского транспорта.

Первый монорельс в мире появился в 1820 году в России. Тогда житель села Мячково в Подмосковье Иван Эльманов построил «Дорогу на столбах» — по верхнему продольному брусу катились вагонетки, которые тянули лошади.

Немногим позже, независимо от русского изобретателя, монорельс схожей конструкции был изобретён в Великобритании Генри Робинзоном Пальмером. Он запатентовал своё изобретение 22 ноября 1821 года. В 1824 году в Великобритании был построен первый действующий монорельс. Он использовался на военно-морской верфи исключительно для перевозки грузов.

Первый пассажирский монорельс в мире был открыт 25 июня 1825 года. Он был устроен по принципу Пальмера.



Рисунок 1. Велосипедный монорельс конструкции Артура Хотchkисса (Arthur Hotchkiss railway) (1890-е гг.)

После этого в течение примерно полувека ничего нового в области строения монорельса не происходило. Попытки создать работоспособный монорельс, теперь уже на паровой тяге, возобновились в конце XIX века. Известно, что в 1872 году на политехнической выставке в Москве демонстрировался участок монорельсовой дороги конструкции инженера Лярского. В 1876 году паровой монорельс демонстрировался на выставке Centennial Exposition в США. Длина трассы монорельса составляла 170 ярдов (около 150 м).

В общем, в конце XIX века монорельс был частым гостем на разнообразных выставках. В 1872 году монорельс на кабельной тяге демонстрировался в Лионе, в 1891 году в Сент-Луисе демонстрировался монорельс с вагонами наподобие трамвайных.

В то же время создание действующего, работоспособного монорельса оказалось гораздо более сложным делом. В XIX веке было создано огромное количество конструкций монорельса, но большинство из них так и остались на бумаге, а те, которые были реализованы, не отличались долголетием. В 1878 году начал действовать паровой монорельс, соединяющий Бадфорд и Гилмор (Пенсильвания). Его длина составляла 6,4 км. Этот монорельс создавался для перевозок промышленного оборудования, но он также перевозил пассажиров. Бадфордский монорельс закрылся вскоре после случившейся 27 января 1879 года серьёзной катастрофы, когда погиб машинист монорельса и три его пассажира.

С развитием электротехники на монорельсах стали использовать электрический привод. Одна из первых электрических монорельсовых дорог,

известная как Enos Electric Railway, была построена в 1887 году в Гринвилей, Нью-Джерси.

Как уже было указано выше, несмотря на активные поиски, создать монорельс, способный быть полноценным транспортным средством, в XIX веке так и не удалось. Единственный успешный монорельс той эпохи — построенный в Ирландии в 1888 году монорельс, соединявший Баллибуннион и Листоуэл. Он просуществовал до 1924 года. Однако распространения эта конструкция не получила.

Первые монорельсы на конной тяге были подвесными. Паровые монорельсы имели своеобразную полуподвесную конструкцию: состав опирался на несущий рельс, стабильность обеспечивалась боковыми направляющими рельсами. Поперечный разрез такого пути напоминал букву «А», где верхняя точка соответствует несущему рельсу, а точки соединения боковых сторон и поперечной перекладины — направляющим. С появлением электрических монорельсов снова стала использоваться подвесная компоновка (рисунок 2).

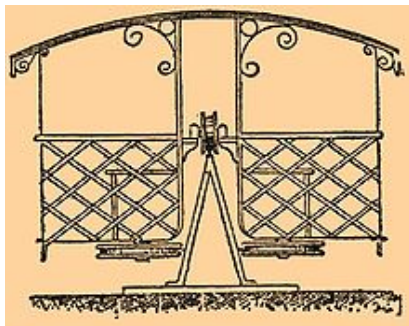


Рисунок 2. Подвесная компоновка монорельса

Однако предлагались и более необычные конструкции. В 1894 году в США была построена монорельсовая железная дорога Boynton Unicycle Railway. На этой дороге поезд опирался на один несущий рельс, сверху же проходил поддерживающий деревянный рельс. Основным недостатком такой дороги было то, что на поворотах из-за инерции на поддерживающий рельс действовали высокие силы.



Рисунок 3. Конструкция на паровой тяге

В 1869 г. устроена была в виде опыта однорельсовая железная дорога системы Ларманжа на участке от ле-Ренси до Монфермейля. В этой системе два главных колеса вагона, расположенные по продольной оси его, поддерживаются одним рельсом. Последний возвышается над уровнем земли всего на 20 мм. Для устойчивости под серединой вагона расположены два боковых колеса, катящиеся по земле, как в обыкновенных экипажах. Для ослабления толчков на неровностях, колеса — на рессорах. Боковые колеса локомотивов служат вместе с тем для передачи движения. Система эта была применена в некоторых местах Франции и Португалии, но затем была вытеснена лучшими устройствами.



Рисунок 4. Монорельс на паровой тяге

В конце XIX века появились опорные монорельсы. В 1886 году в США был построен опытный монорельс такого типа, Meigs Monorail, но в те времена распространения такая конструкция не получила.

Появившаяся в Америке система капитана Мейгса состоит из двух рельсов, расположенных один над другим отвесно и поддерживаемых металлическими колоннами. В основание этой системы положена идея сосредоточения всего давления, передаваемого на путь подвижным составом, в осевой линии поезда. Каждый вагон покоится на паре поворотных тележек, поддерживаемых двумя направляющими горизонтальными колёсами и четырьмя наклонными колёсами, с клиновидными желобами по ободу. Последние катятся на двух рельсах квадратного сечения, прикреплённых к нижним поясам решетчатых балок, образующих нижнее строение пути. Горизонтальные колеса локомотива служат, вместе с тем, для передачи движения, а потому эти колеса, для увеличения давления, прижимаются особыми приспособлениями к рельсам.

Основное преимущество монорельсовой дороги заключается в том, что она, как и метрополитен, не занимает место на перегруженных магистралях города, но, в отличие от метро, гораздо дешевле в строительстве.

Монорельсовый состав может преодолевать более крутые вертикальные уклоны по сравнению с любым двурельсовым транспортом.

Скорость, развиваемая монорельсом, в теории может значительно превышать скорость традиционных рельсовых составов, так как отсутству-

ет опасность схода состава с рельс. Кроме того, вероятность столкновения с другими объектами дорожного движения ничтожно мала.



Рисунок 5. Монорельс General LeRoy Stone's Centennial

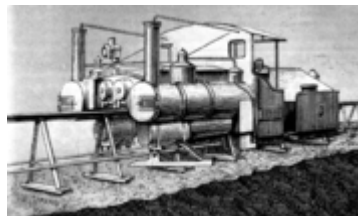


Рисунок 6. Монорельс системы Лартига

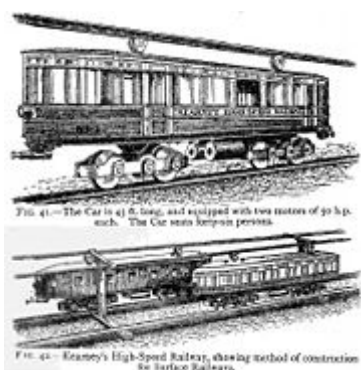


Рисунок 7. Kearney high-speed railway



Рисунок 8. Монорельс Boyes

Однако на практике монорельсовый транспорт часто движется с низкой скоростью, а монорельсовые дороги не могут справиться с большими пассажиропотоками; монорельсовые дороги почти нигде не стандартизированы. Исключением является Япония; монорельсовая стрелка — сложное громоздкое сооружение, время перевода монорельсовой стрелки — 30 с, в отличие от обычных стрелок, которые переводятся за долю секунды; существует потенциальная опасность падения состава с большой высоты (по сравнению с трамваем), особенно у подвесных поездов; на некоторых линиях, в случае остановки вагона из-за аварии или технических проблем, пассажиры не могут покинуть вагоны; рельс принимает на себя мощные крутильные напряжения. На подвесном — не только рельс, но и конструкция вагона; на подвесном монорельсе возникает качка; содержание монорельсовой линии гораздо дороже, чем линии любого другого общественного транспорта.

Монорельсовая система делится по способу подвеса состава на подвесную, опорную и с боковым подвесом.

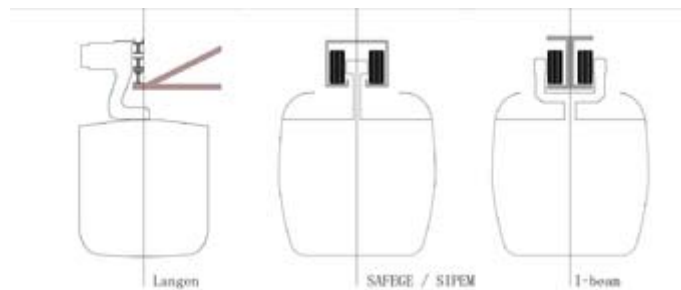


Рисунок 9. Варианты подвесной системы

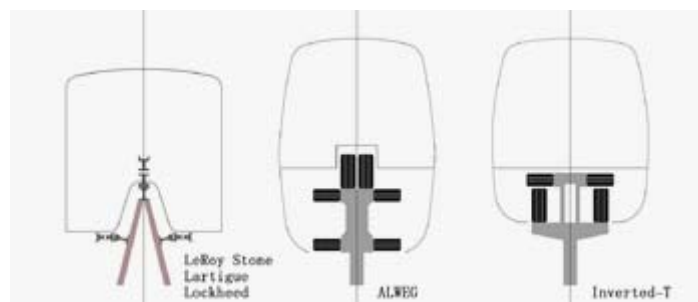


Рисунок 10. Варианты опорной системы

Основной недостаток любой системы общественного транспорта (ОТ) это цикличность загрузки в течении дня. В часы «пик» ОТ переполнен причем загрузка не зависит от конструкции транспортных средств, это могут быть автобусы или троллейбусы, трамваи или маршрутки, метро или пригородные электрички. Причем ранние утренние часы и поздние вечерние весь транспорт ходить полупустой.

Второй крупный недостаток, присущий системам ОТ, который не имеют метро и пригородные поезда, это «пробки» на городских магистралях, возникающие в часы «пик». Кроме того необходимо отметить, что большинство существующих видов ОТ практически исчерпали возможности по выполнению своих важнейших социально-экономических функций: сокращения затрат времени доставки людей, обеспечения комфортного передвижения, обеспечения требований безопасности и обеспечения требований экологии.

Предлагаемый проект позволяет свести до минимума отмеченные выше недостатки систем ОТ.

Краткое описание конструкции системы ТЭТ. Система ОТ «ТЭТ» представляет монорельс, заключенный в трубу. Для движения в прямом и обратном направлениях в системе используется две трубы, находящихся на одной опоре. Для уменьшения сопротивления при движении пассажирских капсул (ПК) между встречными трубами находятся кольцевые завихрители потока.

Пассажирская капсула выполнена в виде обтекаемой одноместной кабины, оборудована электроприводом в качестве которого использованы два моторколеса (МК). При движении ПК по тоннельно- трубе МК опирается на монорельс, в верхней части ПК находится поддерживающее устройство, а по бокам ПК находятся боковые управляющие устройства (БУУ), позволяющие избавиться от стрелок при движении ПК к станции назначения или при переходе с одной линии на другую.

По всем линиям основной трассовой трубы ПК движутся с постоянной скоростью 120 км в час.

На каждой промежуточной станции существуют тормозные и разгонные участки, по которым ПК уходит из общего потока, тормозится, останавливается для высадки пассажира, а после посадки нового пассажира разгоняется до скорости движения потока и входит в поток.

Система управления ТЭТ. Всей работой системы управляет центральный компьютер (ЦК), который задаёт следующие параметры:

скорость движения КП по всем основным линиям системы; интервалы между КП для различных значений пассажиропотока; перегон незадействованных КП с менее загруженного участка или линии на более загруженный; в случае возникновения нештатных ситуаций вывод аварийной ПК на ближайшую остановку; суммирует показания бортовых компьютеров.

На борту ПК установлены процессоры (бортовой компьютер (БК)), которые задают маршрут движения ПК в зависимости от заданного пассажиром пункта назначения. Кроме БК передают на ЦК всю информацию о положении ПК при движении и состоянии механизмом ПК.

Таким образом, целью проекта является разработка новой транспортной концепции, основ теории и практических методов организационно-технического проектирования надземной универсальной трубопроводной пассажирской транспортной артерии, с использованием возобновляемых экологически чистых видов энергии для мегаполиса.

Для достижения названной цели необходимо решить следующие задачи: провести технико-экономический анализ развития надземной универсальной трубопроводной транспортной системы, исследование и обоснование признаков и факторов, влияющих на эффективность выбора нового вида транспорта; разработать методологию и методы определения числовых характеристик надземного универсального трубопроводного транспорта, создать систему экономико-математических моделей оптимизации провозных и пропускных способностей трассы, адекватно отражающих особенности применения новых видов гибридных транспортных капсул, кинематику движения внутри трубопровода, позволяющую количественно и качественно оценить эффективность его использования; провести выбор и прокладку оптимальной схемы тру-

бопроводных трасс для мегаполиса; разработать и выбрать методы определения вида возобновляемой экологически чистой энергии, применяемой при перемещении гибридных транспортных капсул; провести проектирование организационно-технических решений по конструированию гибридных транспортных капсул и модулей трубопроводов с применением экологически чистых материалов отечественного производства; провести проектирование организационно-технических решений надземного универсального трубопроводного транспорта в мегаполисах и технико-экономическую оценку эффективного функционирования надземного трубопроводного транспорта как транспорта ближайшего будущего.

СЕКЦИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Байда А.С. Конструктивные особенности усилителей рулевого управления.....	3
Белякова А.В. Обучение служебному торможению.....	7
Варламова Е.С., Князев И.М. Террористическая безопасность на автомобильном транспорте.....	12
Зеер В.А., Растовцев П.А., Жарков И.С., Сорокин А.А. К вопросу исследования роliko-фрикционного привода колес транспортных средств.....	15
Морозова Я.Е., Хамов И.В. Применение автономных отопителей на гибридных автомобилях.....	19
Сабиев К.С. Организация пассивной безопасности автомобиля.....	23
Ушнурцев С.В., Усиков В.Ю., Шудыкин А.С., Пивторак С.П. Принцип модифицированного регулирования буксования ведущих колес автомобильных базовых шасси.....	26
Хламцов Ф.Н. Анализ рабочего процесса гидравлического амортизатора подвески транспортного средства на базе теории силового потока.....	31

СЕКЦИЯ ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Вивденко Ю.Н., Лучко М.М., Исаков В.Л. Обеспечение характеристик качества размерной обработки тонкостенных сборочных единиц ГТД.....	35
Вивденко Ю.Н., Филимонов С.Н., Жмакин А.Ю. Моделирование поверхностного слоя детали при автоматизированном проектировании ремонтных технологий.....	40
Иванов А.Л., Кузнецов А.В. К вопросу оптимизации оборудования стенда для испытания двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием.....	44
Макушев Ю.П., Иванов А.Л. Методика снижения частоты вращения и номинальной мощности дизельного двигателя.....	49
Макушев Ю.П., Жингель Д.С., Филатов А.В. Программа расчета совместной работы двигателя и турбокомпрессора.....	54
Макушев Ю.П., Филатов А.В. Выбор конструктивных параметров насоса, форсунки и распылителя топливной аппаратуры дизеля....	59
Терещенко Е.С., Шабалин Д.В. Влияние параметров состояния рабочего тела на входе в турбину на параметры состояния свежего заряда на выходе из компрессора.....	64

**СЕКЦИЯ
ЭЛЕКТРОНИКА СОВРЕМЕННОГО УРОВНЯ
В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

<i>Денисов В.П., Журавлев С.С.</i> Оптимизация системы регулирования температуры двигателя внутреннего сгорания	68
<i>Денисов И.В.</i> Управление поворотом платформы стреловидного крана на основе нейро-нечеткого вывода.....	72
<i>Рожков А.В., Рычилов А.И.</i> Портативный диагностический адаптер для автомобилей.....	75

**СЕКЦИЯ
СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ,
ТЕХНОЛОГИИ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ В
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИИ**

<i>Акимов В.В., Пластинина М.В.</i> Создание композиционных материалов на основе карбидов и интерметаллов.....	78
<i>Балановский С.А.</i> Технологические схемы обработки сложных поверхностей двигателей в двигателестроении.....	81
<i>Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н., Галуза Ю.Ф.</i> Активная нелинейная система демпфирования колебаний твердого тела.....	85
<i>Вивденко Ю.Н., Балановский С.А., Ляшков А.А.</i> Моделирование формообразования поверхностей деталей ГТУ как базы САПР их производства и ремонта.....	91
<i>Гурдин В.И., Дерман А.Л., Бердюгин А.В.</i> Устройство для финишной антифрикционной безабразивной обработки шеек коленчатого вала методом пластической деформации.....	96
<i>Евстифеев В.В., Олейник И.О., Гурдин В.И., Восканян А.Г.</i> Получение подшипников скольжения методом порошковой металлургии.....	100
<i>Евстифеев В.В., Ковальчук А.И., Александров А.А.</i> Оптимизация силового режима штамповки выдавливанием в конической матрице.....	101
<i>Тюкин А.В.</i> Влияние полимерных композиционных материалов и трибоэлектризации в узлах трения машин на надежность и долговечность автомобильного транспорта.....	105
<i>Цуркан Д.А., Погребная М.О., Самсонов А.Н.</i> Влияние схемы упрочнения гильз цилиндров лазерным излучением на износостойкость.....	109
<i>Швец М.Я., Акимов В.В., Мишуков А.Ф.</i> Ремонт деталей из медных сплавов методом термодиффузионного насыщения.....	112

СЕКЦИЯ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Гурдин В.И., Бердюгин А.В. Анализ состояния системы технического обслуживания и ремонта автомобилей.....	116
Елгин А.П., Кисматулин Р.З. Параметры, рекомендуемые для учета при оптимизации выбора технологического оборудования.....	119
Залознов И.П., Павлов М.С. Определение оптимального количества исполнителей технического обслуживания для повышения экономической эффективности автотранспортного предприятия.....	124
Залознов И.П., Лисин В.А. Анализ применимости методов утепления и использования систем автоматического пуска – прогрева двигателя при эксплуатации автомобиля в условиях низких температур.....	129
Иванов В.Н., Салихова Г.К. К вопросу об организации обменных пунктов аккумуляторов электромобилей.....	134
Певнев Н.Г., Банкет М.В. Повышение показателей эксплуатации газобаллонных автомобилей в зимнее время года путем стабилизации давления СУГ в баллоне.....	137
Певнев Н.Г., Малкова Р.В. Химическая сущность процесса мойки автомобиля.....	142
Певнев Н.Г., Малкова Р.В. Физическая сущность процесса мойки автомобиля.....	146
Певнев Н.Г., Раенбагина Э.Р. Определение ущерба окружающей среде из-за отсутствия постов слива газа из автомобильных баллонов.....	149
Трофимов А.В., Проценко А.В. Анализ дополнительного оборудования для коммерческого автомобиля.....	154
Усиков В.Ю., Келлер А.В., Ушнурцев С.В. Анализ эффективности способов повышения быстродействия систем регулирования давления воздуха в шинах.....	158
Ушнурцев С.В., Усиков В.Ю., Эдигаров В.Р., Шудыкин А.С. Применение водорода в качестве топлива для двигателей автомобильной техники.....	163
Фоменко Д.А., Хамов И.В. Увеличение срока службы выпускных клапанов на автомобилях оснащенных газобаллонным оборудованием.....	168
Чебоксаров А.Н. Состояние и научный уровень действующей системы управления техническим состоянием автомобилей.....	171

**СЕКЦИЯ
ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ
В ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ**

Балакин В.Д., Немчинов Д.В. Исследование столкновений автомобилей на регулируемом перекрестке сложной формы.....	175
Бутакова Н.И., Рябоконь Ю.А. К вопросу дорожного аудита.....	178
Дариенко А.С. Повышение роли экспертизы при расследовании наездов на пешеходов.....	181
Петров В.В., Каишталинский А.С. К вопросу о стохастичности транспортного потока.....	186
Краус В.А., Рябоконь Ю.А. Современное представление об оценке эффективности автоматизированных систем управления дорожным движением.....	188
Кузнецов Н.П., Рассохин С.А., Тарасов М.А. Проблемы сбора данных с места ДТП.....	192
Парсаев Е.В. Влияние пешеходного движения на энерго-экологические характеристики транспортных потоков.....	197
Петелин Ю.Ю., Осокин С.А., Миронец Е.Н., Миронов Е.В. Реконструкция сложных дорожных-транспортных происшествий на основе комплексной автотехнической-судебно-медицинской экспертизы.....	201
Сорокина Ю.В., Сорокина О.В. Особенности минимизации задержек транспортных средств.....	205
Фомин Е.В., Фадеев А.И. К задаче определения пропускной способности остановочных пунктов городского пассажирского транспорта.....	211
Шмакова Е.К. Экспертное выявление фальсификации ДТП.....	215

**СЕКЦИЯ
ГЕОМЕТРИЯ И ГРАФИКА В НАУКЕ,
ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ОБРАЗОВАНИИ**

Gorska Renata Modelling of 3D Constructions: A Choice of selected examples.....	217
Kenjiro SUZUKI Graphics literacy course at the university of Tokyo...	221
Воронцова М.И. Использование мультимедийных технологий при чтении лекций по начертательной геометрии.....	226
Гулямова Н., Кузина Л.А., Рихсибаева Х., Рихсибаев Т. О построении трисекции угла высокой точностью.....	231
Ильясова О.Б. Определение структурных и проективных характеристик гиперповерхностей четырехмерного пространства.....	234
Кайгородцева Н.В., Первушина И.И. Особенности электронных образовательных ресурсов для геометро-графических дисциплин...	238

Каменских Л.В., Мелкозерова Л.Я. К вопросу о структурировании электронного учебника	242
Корчагин Д.С. О проекционных свойствах некоторых типов сплайнов, проявляющих при восстановлении кривых.....	247
Курышева Е.А. Моделирование процесса самостоятельной работы студентов по графической дисциплине.....	252
Куспеков К.А. Моделирование сетей автомобильных дорог на плоскости с полярной метрикой.....	254
Ляшков А.А., Волков В.Я. Особенность отображения трехмерной поверхности на гиперплоскость.....	260
Мелкозёрова Л.Я., Мошнинова Г.Н. Пути повышения познавательной активности самостоятельности студентов при изучении графических дисциплин.....	266
Нитейский А.С. Конструктивно-метрическое образование квазиподэр.....	270
Притыкин Ф.Н., Петрушов И.В. Технологии создания параметрических чертежей металлорежущего инструмента имеющего разную структуру изображений.....	275
Яковенко К.С. Алгоритмы перемножения виртуальных условий инцидентности.....	279

СЕКЦИЯ ТЕХНОЛОГИЯ, ОРГАНИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫМИ ПЕРЕВОЗКАМИ

Доброхлеб А.А. К вопросу актуальности совершенствования технологического процесса технического обслуживания и ремонта грузовых автомобилей в условиях сельского хозяйства.....	284
Микулич Е.М., Подина К.В., Гудков В.А. Прогнозирование заказов на основе анализа номенклатуры перевозок грузов на примере компании «Байкал-Сервис».....	287
Мочалин С.М., Володина А.М. Анализ удельных затрат в структуре себестоимости грузовых автомобильных перевозок.....	290
Наумов А.В., Усманов В.И., Тенькин А.С. Применение логистических походов при организации обеспечения войск военнотехническим имуществом при подготовке и в ходе боя.....	296

СЕКЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ГИДРОПРИВОДЫ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Галдин В.Н. Математическая модель гидравлического ударного устройства.....	301
Захаренков Н.В. Результаты исследования системы автоматического управления активным демпфированием по возмущению.....	306

Корнев И.М. Обоснование и выбор критерия эффективности устройства управления рабочим органом скрепера-планировщика ...	309
Корытов М.С. Обоснование критериев эффективности совмещенного рабочего процесса двух грузоподъемных кранов, перемещающих общий груз	313
Леонов Е.Н. Обеспечение показателей надежности систем электроснабжения цеха при синтезе средствами САПР.....	318
Троицкий М.Ю. О грузоподъемных манипуляторах.....	322

СЕКЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ НЕФТЕГАЗОВОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Бахмет И.В. Выбор транспортных средств для совместной работы с экскаватором.....	327
Володарец В.А., Ворожейкин В.М. Методика определения о противоречиях в теории рабочего процесса ротора шнекороторного снегоочистителя.....	331
Ганжа В.А., Лысянников А.В., Закитин Р.В., Безбородов Ю.Н., Ковалевич П.В. Стенд для испытания режущего инструмента рабочих органов строительных и дорожных машин.....	333
Гедзь А.Д., Колунин А.В., Кузнецов Н.А. Ключевые фигуры и истоки становления мировой нефтяной индустрии.....	336
Данилов Б.Б. Новая технология сооружения горизонтальных скважин в грунтовых массивах для прокладки подземных коммуникаций бестраншейным способом.....	341
Демиденко А.И., Семкин Д.С. Определение рациональных параметров оборудования одноковшового экскаватора для подкапывания трубопроводов.....	347
Жданов А.В. О перспективах использования систем рулевого управления с управляемыми колесами двух и более осей на строительных и дорожных машинах.....	351
Злобин А.И., Шаронов В.П., Смазной В.Г. Разработка структуры имитационной модели для оптимизации ресурсных испытаний.....	356
Игнатов С.Д. Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя на угловую скорость поворота СДМ при перемещении с поперечным креном.....	359
Капелюховский А.А. Современные гидродинамические излучающие системы.....	364
Киселева Л.Н., Маркарянц Г.Э. К вопросу совершенствования ремонта магистральных трубопроводов.....	368
Кондратенко А.С. Влияние влажности грунта на силу трения при его движении по трубопроводу.....	371

Коробко П.Д., Иванов В.И. Формирование системы ТО и ремонта дорожно-строительных машин в условиях эксплуатации.....	374
Кузнецова В.Н. Исследование влияния ограничений на процесс оптимизации параметров наконечника зуба рыхлителя.....	379
Лысянников А.В., Желудкевич Р.Б., Кайзер Ю.Ф., Ганжа В.А. Рабочий орган для разрушения и удаления снежно-ледяных образований с поверхности дорог и аэродромов.....	384
Макушев Ю.П., Жингель Д.С., Филатов А.В. Программа расчёта современной работы двигателя и турбокомпрессора.....	388
Мещеряков В.А., Вебер В.В. Результаты экспериментальных исследований рабочего процесса автогрейдера ДЗ-98.....	393
Михайлова Л.Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки.....	397
Морозов А.В., Кузнецова В.Н. Обоснование использования среды MATLAB для оптимизации параметров рабочих органов землеройных машин.....	402
Палеев В.А., Чудова Т.М. Повышение точности определения положения режущей кромки отвала бульдозера с помощью систем спутниковой навигации.....	407
Плоцкий Е.А. Анализ режимов асфальтобетонных смесей вибрационными катками.....	410
Полякова Т.А. Решение задачи об истечении нефтепродуктов при переменном напоре методом интегрирования.....	413
Примычкин А.Ю. Исследование распределения давления в открытой щели кольцевого упругого клапана.....	418
Расцупкин В.П., Шамаро В.А., Герасимов М.Н., Грустнев М.Г. Применение имитационного моделирования при исследовании систем и процессов.....	423
Рощина А.А. Классификация расчетных схем уплотнения асфальтобетонной смеси дорожными катками.....	425
Савельев С.В. К вопросу о прикладном применении теории вибрационного уплотнения дорожно-строительных материалов.....	430
Савельев С.В., Лашко А.Г. Применение виброшинного катка с регулируемым контактным давлением для уплотнения упруго-вязких сред.....	436
Серков А.П., Иванов В.И. Прогнозирование рациональных сроков замены моторных масел в условиях эксплуатации дорожных и строительных машин.....	441
Смоленцев А.С. Моделирование процесса передачи энергии от ударного привода трубе через адаптер.....	446
Ступаченко Е.В. Современные конструкции гидромолотов для сваебойных работ.....	451
Тимонин В.В. Погружные пневмоударники ПП 110 ЭН для подземных условий отработки месторождений.....	457

Тихонов Ю.Б. Автоматизированная система управления телескопической стрелой грузоподъемного крана.....	461
Федотенко Ю.А., Анисович А.С. Технология получения кубовидного щебня с использованием усовершенствования оборудования.....	464
Яркин А.В., Пустовалов И.А., Петров А.С. Повышение эффективности строительной машины в зимний период за счет использования теплового аккумулятора.....	469

СЕКЦИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Бородин А.В., Тарута Д.В., Вельгодская Т.В. Повышение ресурса высоконагруженных узлов тягового подвижного состава.....	472
Бородин А.В., Ковалёв М.И. О снижении потерь на трение в буксах грузовых вагонов подвижного состава.....	476
Бояркина И.В. Методика аналитического расчета частичных скоростных характеристик крутящего момента и часового расхода топлива двигателей внутреннего сгорания.....	481
Бояркина И.В., Озеров С.В. Оценка характеристик прочности грунтов внедрением ковша.....	485
Браилов И.Г., Мясоедова Т.М. Описание зуба червячной фрезы для фрезерования шлицевых валов векторными функциями.....	490
Иванов В.В., Сухольская И.С. Моделирование напряженно-деформированного состояния боковой рамы тележки модели 18-100 с трещиной.....	493
Иванова Ю.А., Ковалёв М.И., Кадырова К.Ш. Моделирование напряженно-деформированного состояния кольца буксового подшипника грузового вагона.....	496
Рязанцева И.Л. О профильной модификации колес тяжелонагруженных зубчатых передач.....	499
Сыркин В.В., Шалаев В.С. Стабилизация частоты вращения вала генератора в ветроэнергетических установках.....	504
Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Озеров С.В. Обоснование общих параметров погрузочного оборудования.....	510
Тухфатуллин Б.А. Программа расчета стержневых систем на устойчивость – новые возможности анализа конструкций.....	515
Шалаев В.С., Сыркин В.В. О создании новой системы общественного транспорта в мегаполисе.....	520

**ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ - ОСНОВА
МОДЕРНИЗАЦИИ И ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНОГО И
ДОРОЖНО – ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСОВ РОССИИ**

МАТЕРИАЛЫ КОНФЕРЕНЦИИ

**Всероссийская
65-я научно-техническая конференция ФГБОУ ВПО «СибАДИ»
(с международным участием)**

Книга 2

Печать статей произведена с оригиналов, подготовленных авторами.
Рецензирование статей проводилось руководителями секций конференции.

Подписано к печати 30.11.2011 г.
Формат 60 x 90 ¹/₁₆. Бумага писчая
Оперативный способ печати
Гарнитура Times New Roman Cyr
Усл. п.л. 33,5; уч.-изд. л. 24,4
Тираж 150 экз. Заказ № 308
Цена договорная

Отпечатано в полиграфическом отделе УМУ СибАДИ

644080, Омск, пр. Мира, 5