Грузовик с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет:

Д. Х. Валеев
В. А. Волчков
М. С. Высоцкий
С. М. Гайдар
Л. В. Грехов
Ю. М. Захарик
В. А. Зорин
А. М. Иванов
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
А. Н. Ременцов
О. Н. Румянцева
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев
Н. Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован
в Роскомнадзоре. Регистрационный номер
ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 37349,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2012

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В.* Вездеход с волновым движением колес

6 *Шапран В. Н., Картуков А. Г., Березняк А. В.* Топливная аппаратура современных дизелей

Эксплуатация. Ремонт

11 *Мороз С. М.* Выборочный контроль — новый компонент технического осмотра грузовиков и автобусов

15 *Максимов В. А., Крылов Г. А., Исмаилов Р. И., Максимов П. В., Рощак С. В.* Об оценке эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия

17 *Хазиев А. А., Титов А. Б.* Повышение эффективности работы автотранспортных предприятий и предприятий автосервиса

Исследования. Расчет

19 *Гайдар С. М., Быков К. В., Дмитревский А. Л.* Повышение экономических показателей троллейбусов и трамваев с применением нанотехнологий

22 *Янюшкин Ю. М.* Расчет теплофизических и механических характеристик тормозного узла: вращающийся тормозной диск-колодка в процессе торможения

Качество

26 *Яковлев П. В.* Влияние смазки на ударное нагружение шестерен в электромеханической трансмиссии автомобиля

31 *Фасхиев Х. А., Салахов И. И., Волошко В. В.* Расчет коэффициента полезного действия универсального дифференциального механизма — модуля автоматических коробок передач

Безопасность

38 *Хазиев А. А.* Повышение активной безопасности легковых автомобилей

Экология

40 *Марков В. А., Иващенко Н. А., Девянин С. Н.* Снижение дымности отработавших газов дизелей при использовании биодобавок к топливу

Информация

47 *Автобусы* для Оренбурга

48 *Abstracts of articlers*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

12 '2012

УДК 629.1.07, 629.032

Ф. Ф. Пащенко, Л. Е. Круковский, В. В. Торшин
E-mail: optman@inbox.ru

ВЕЗДЕХОД С ВОЛНОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ КОЛЕС

В статье дается краткое описание оригинального способа перемещения и принципиальная конструкция вездехода. Способ заключается в создании знакопеременных гармонических сил, действующих на колесные пары в продольном по ходу движения направлении. При этом вдоль опорной поверхности последовательно, непрерывно и равномерно проходят в одну сторону волны движущих сил, заставляя транспортное средство сдвигаться в сторону, обратную движению волн. Скорость перемещения вездехода зависит от частоты колебаний гармонических сил.

Ключевые слова: *универсальный колесный вездеход, движущая волна, гармонические силы, колесные пары, частота колебаний, точки приложения сил, угол сдвига фаз.*

Колесные транспортные средства (КТС) полностью изменили мир. Массовое использование автомобилей привело к широкому развитию структуры для их движения, основу которой составляют дорожные магистрали. Однако как только колеса выходят за пределы твердого дорожного покрытия, они начинают оставлять непоправимые следы на теле природы. Когда КТС движутся на проселочных дорогах полях, лугах и в лесных массивах, они начинают буксовать, что приводит к серьезным и подчастую необратимым изменениям почвы или растительного покрова, в особенности, это касается летней тундры и лесотундры. В последнее время вездеходная техника оценивается по комплексной системе показателей, включающей геометрические, физико-механические и экологические характеристики. Первые говорят о способности машины преодолевать неровности рельефа, вторые — определяют способность передвигаться по слабым, неустойчивым или нетвердым грунтам; наконец, большое внимание уделяется механическим воздействиям ходовых систем на поверхность. Но все известные транспортные средства (ТС) не способны перемещаться по песку, воде или болоту без специальных приспособлений. Кроме того, вся эта традиционная техника имеет один общий серьезный недостаток: она не отвечает требованиям экологии. Производители ищут новые решения, способные снизить давление на грунт, повысить проходимость, обеспечить надежность подвески. Желательно также, чтобы новая техника обрела дополнительные свойства, например, плавучесть.

Авторы данной статьи разработали новый способ перемещения и универсальный колесный вездеход (УКВ) с волновым движением колес, основанный на этом способе, который во многом соответствует требованиям, предъявляемым к автомобилям с высокой проходимостью.

УКВ способен перемещаться в экстремальных условиях по грунтам со слабой несущей способностью, преодолевать болота и водные преграды. Кроме того, не требуется специальный механизм для его перемещения по воде.

Предлагаемая система передвижения может быть применена, в частности, и на планетоходах.

Вездеход устроен следующим образом. Опорная поверхность выполнена в виде шести колесных пар *29*, *26*, *24*, *22*, *20* и *18* (рис. 1, *а—в*). Общее же их число должно быть не менее четырех. Оси этих пар размещены на равном расстоянии *L* друг от друга. Колесные пары сочленены с нижними краями плоских вертикальных П-образных жестких стоек, соответственно *2*, *4*, *6*, *8*, *10* и *12*. Эти стойки с помощью цилиндрических шарниров, делящих плоские стойки на два плеча, соединены с общими жесткими продольными балками 30, расположенными с двух сторон от стоек. Верхние плечи стоек *2—12* через шарниры сочленены с приводом, обеспечивающим знакопеременное, возвратно-качательное их движение. Корпус *14* вездехода сочленен с продольными балками *30* с помощью пружин *1*, *15*. Передняя колесная пара снабжена рулем управления с гибким промежуточным валом, (на рис. не показан), поворачивающим ее ось. В качестве приводов использованы гидроцилиндры *3*, *5*, *7*, *9*, *11* и *13*, расположенные по продольной оси вездехода вдоль его горизон-

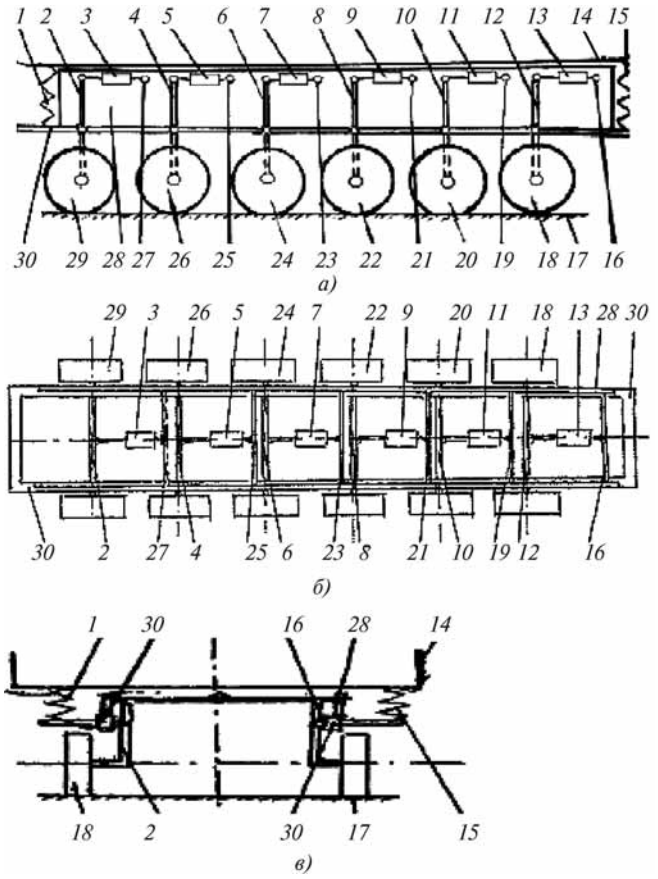


Рис. 1. Схема универсального колесного вездехода:

а — вид сбоку; *б* — вид сверху; *в* — вид спереди; *1* — рессора; *2* — стойка; *3* — гидроцилиндр; *4* — стойка; *5* — гидроцилиндр; *6* — стойка; *7* — гидроцилиндр; *8* — стойка; *9* — гидроцилиндр; *10* — стойка; *11* — гидроцилиндр; *12* — стойка; *13* — гидроцилиндр; *14* — корпус вездехода; *15* — пружина (рессора); *16* — поперечный стержень; *17* — поверхность; *18* — колесная пара; *19* — поперечный стержень, *20* — колесная пара; *21* — поперечный стрежень; *22* — колесная пара; *23* — поперечный стержень; *24* — колесная пара; *25* — поперечный стержень; *26* — колесная пара; *27* — поперечный стержень; *28* — картер; *29* — колесная пара; *30* — продольная балка

тальной поверхности. При этом: шток гидроцилиндра *3* сочленен со стойкой *2*; шток цилиндра *5* сочленен со стойкой *4*; шток цилиндра *7* сочленен со стойкой *6*; шток цилиндра *9* сочленен со стойкой *8*; шток цилиндра *11* сочленен со стойкой *10*; шток цилиндра *13* сочленен со стойкой *12*. Штоки гидроцилиндров приводятся в возвратно-поступательное движение от гидронасоса через систему управления (на рис. не показана). Резервуары гидроцилиндров шарнирно соединены с поперечными стержнями соответственно *27*, *25*, *23*, *21*, *19* и *16*. Концы стержней шарнирно соединены с картером *28*. Последний жестко соединен с продольными балками *30*.

Перемещение колесных пар происходит за счет постоянно генерируемых гидроцилиндрами волн гармонических сил, направленных в продольном по ходу движения направлении, при этом ход x_i поршней должен подчиняться закону $x_i = X_m \times \sin(\omega t - \varphi_i)$ (рис. 2, *а*), где X_m — амплитуда движения поршней, $\omega = 2\pi f$ — угловая частота колебаний, f — частота колебаний, t — время. φ_i — угол сдвига по фазе поршней, который составляет согласно формуле:

$$\varphi_i = 180^\circ\ L(1 - i)/\tau,$$

где $L = \tau/n$; $\tau = V/2f$ — полюсное деление, т. е. расстояние между двумя колесными парами, угол сдвига φ_i сил которых составляет 180; i — порядковый номер колесной пары, отсчитываемый по ходу движения волны; n — число колесных пар; V — заданная скорость движения волн движущих сил. Для данной системы с шестью парами колес $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = -60^\circ$, $\varphi_3 = -120^\circ$, $\varphi_4 = -180^\circ$, $\varphi_5 = -240^\circ$, $\varphi_6 = -300^\circ$, т. е. отставание для каждой последующей пары равно 60°, как это показано на рис. 2, *а*, где каждый график обозначен номером, соответствующим тому или иному поршню.

Рассмотрим этот процесс детально.

Возвратно-поступательные гармонические движения поршней передаются на соответствующие колесные пары вездехода. Примем, что положительная полуволна синусоид на рис. 2, *а* соответствует движению штоков, направленному вправо, а нижняя полуволна соответствует перемещению штоков, направленному влево. На рис. 2, *б* показано направление сил и, соответственно, движение колес каждой пары в тот или иной момент времени согласно рис. 2, *а*. Как можно видеть по рис. 2, *б*, сумма встречных сил и сумма противоположных сил, в зависимости от времени, перемещается слева — направо (косые линии на рисунке 2, *б*). Если рассмотреть весь процесс воздействия сил на колесные пары во времени, то можно заметить, что вдоль опорной поверхности будут непрерывно, последовательно и равномерно перемещаться в одну сторону силовые волны. Эти волны приводят ТС в движение в сторону, обратную движению волн. Скорость перемещения УКВ: $V = 2f\tau$. Регулирование скорости вездехода производится за счет изменения частоты колебаний.

На рис. 3 представлена принципиальная конструкция УКВ с четырьмя колесными парами. При этом общая механическая схема совпадает с рис. 1.

Для системы с четырьмя парами колес угол сдвига сил, действующих на оси, равен $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = -90^\circ$, $\varphi_3 = -180^\circ$, $\varphi_4 = -270^\circ$, т. е. с отставанием для каждой последующей пары происходит на 90°. Взаимодействие с несущей поверхностью будет происходить так же, как и в шестиколесном варианте.

Авторами разработан и механический преобразователь вращательного движения в возвратно-поступательное, выполняющий те же функции, что гидропривод.

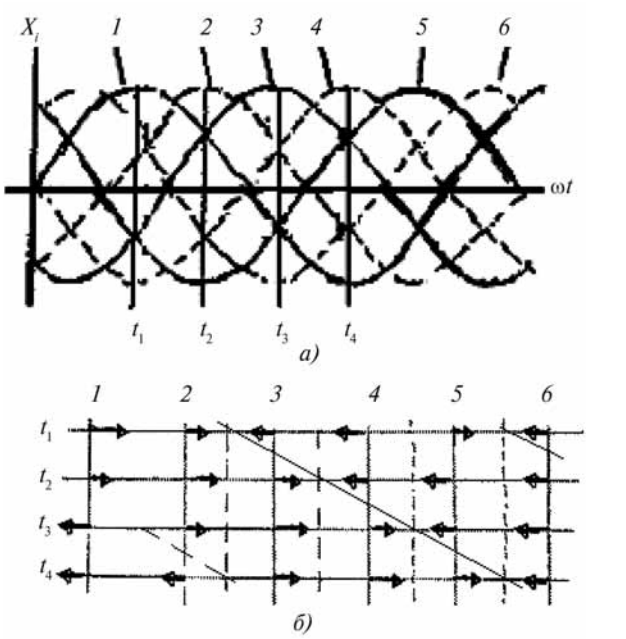


Рис. 2. Графики движения поршней гидроцилиндров X_i (*а*); направление сил и, соответственно, движение колес каждой пары в тот или иной момент времени согласно рис. 2, *а (б)*:

1 — движение первого цилиндра; *2* — движение второго цилиндра; *3* — движение третьего цилиндра; *4* — движение четвертого цилиндра; *5* — движение пятого цилиндра; *6* — движение шестого цилиндра

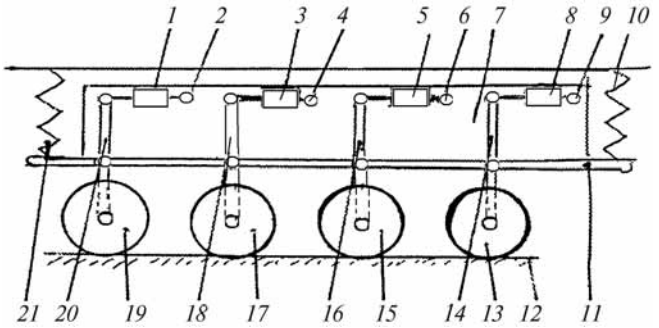


Рис. 3. Принципиальная конструкция УВ с четырьмя колесными парами:

1 — гидроцилиндр; *2* — поперечный стержень; *3* — гидроцилиндра; *4* — продольный стержень; *5* — гидроцилиндр; *6* — поперечный стержень; *7* — картер; *8* — гидроцилиндр; *9* — поперечный стержень; *10* — пружина (рессора); *11* — продольная балка; *12* — поверхность; *13* — колесная пара; *14* — стойка; *15* — колесная пара; *16* — стойка; *17* — колесная пара; *18* — стойка; *19* — колесная пара; *20* — стойка; *21* — пружина (рессора)

Представленное транспортное средство обеспечивает сцепление с дорогой не хуже, чем у гусеничной машины. В то же время, несмотря на наличие колес, оно не оставляет следов и не буксует, поскольку место контакта с грунтом постоянное перемещается. Кроме того, могут быть использованы шины сверхнизкого давления.

Представленный универсальный вездеход способен перемещаться по любому бездорожью без увязания. Более того, такой вездеход сможет преодолевать болота и водные пространства, если он обладает некоторой плавучестью, поскольку колесные пары являются и водным движителем. УКВ допускает изменение направления движения без реверсирования силовой установки. Движущиеся волны обращают в обратную сторону за счет изменения угла сдвига фаз пар гармонических сил, сдвинутых между собой на 180°, на противоположный угол.

Дополнительными достоинствами универсального вездехода являются: повышение тяговой силы механизма перемещения; увеличение КПД привода; повышение надежности; упрощение кинематической схемы передачи движения от двигателя к колесным парам; возможность обеспечения торможения за счет режима противовключения.

Высокой проходимости способствует также большой дорожный просвет.

По принципу действия физическим аналогом данного способа движения является процесс, происходящий в линейном асинхронном электродвигателе (ЛАД) при перемещении вторичного тела под влиянием знакопеременного магнитного поля. Между принципом действия ЛАД и предлагаемым транспортным средством имеется полное физическое подобие.

Аналогично будет работать и четырехосный вездеход.

В качестве примера применения рассмотрим УКВ с шестью колесными парами, для которого требуется получить скорость движения $V = 50$ км/ч (14 м/с). Полюсное деление, т. е. расстояние между осями колесных пар, сдвиг по фазе между которыми составляет 180°, принимаем равным $\tau = 3{,}5$ м. Из формулы $V = 2f\tau$ получаем, что частота возвратно-колебательных гармонических сил, прикладываемых к опорным точкам, должна равняться $f = 2$ Гц, что соответствует частоте перемещения штоков в цилиндрах. Среднее расстояние $L_{ср}$ между осями колесных пар определяется из соотношения $L_{ср} = \tau/m = 3{,}5/3 = 1{,}166$, где $m = 3$ — число фаз или число колесных пар системы. Суммарная длина между осями крайних колесных пар составит $L_{\Sigma} = \tau \times 1{,}5 = 5{,}25$ м. При этом диаметр колес будет находиться в пределах 350—500 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **На описываемый** способ получен патент на изобретение: № 2425774 Российской Федерации, МПК B62D57/028 (2006.01) "Способ образования волн движущих сил в колесном транспортном средстве и универсальный колесный вездеход его реализующий" (текст), Пащенко Ф. Ф,.Торшин В. В., Круковский Л. Е., заявитель и патентообладатель ИПУ РАН РФ. — 2010106985, заявл. 01.06.10., опубл. 10.08.11, Бюл. № 22. 6 с.
2. **Патент** на изобретение № 2397097 РФ, "Способ образования движущей волны для перемещения транспортного средства", опубл. 20.08.10. Бюл. № 23. — 4 с.
3. **Ганзбург Л. Б., Вейц В. Л.** История техники: учеб. пособие. СПб.: СЗПИ, 1998 г. — 182 с.
4. **Шихирин В. Н.** Торовые технологии — основа эластичной механики. Статья из сборника материалов 1-й Международной научно-практической конференции "Торовые технологии", 30 июня — 2 июля 2004 года, Иркутский Государственный технический университет, пленарный доклад, стр. 22—48.
5. **Ilon B. E.** Vehicle for Use on Land, in Water, on Ice and in Snow. Патент США 3, 814, 046 от 4 июня 1974 (приоритет 27 сент. 1972).
6. **Сосновский Е. Л., Сидоренко В. П., Елоев А. Х.** Движитель транспортного средства Сосновского Е. Л. А. С. СССР № 701858, приоритет 01.09.77., опубл. 15.12.79. Бюл. № 45.
7. **Шихирин В. Н.** Эластичные машины и механизмы будущего. Сумма технологий, 2000. — № 3. — С. 52—53.
8. **Шихирин В. Н.** Эластичная механика. Основа машин и механизмов будущего // Электроника: наука, технология, бизнес, 2001. — № 5. — С. 10—14.
9. **Вездеходы** на шинах сверхнизкого давления для Арктической кругосветной экспедиции "Полярное кольцо", http://www.ec-arctic.ru/index_rus.html, 2005.
10. **Агейкин Я. С.** Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. — М.: Машиностроение, 1972 с.
11. **Армадеров Р. Г., Бочаров Н. Ф., Филюшкин А. В.** Движители транспортных средств высокой проходимости. — М.: Транспорт, 1972 с.
12. **Шальнев О. В., Шихирин В. Н., Котляренко В. И.** Мягкие транспортные движители. Статья из настоящего сборника материалов 2-й Международной научно-практической конференции "Торовые технологии", 21—24 сентября 2005 года, Иркутский Государственный технический университет.
13. **Шишкин В. В.** Движитель транспортного средства. А.С. СССР № 1483816, 17.10.86.
14. **Патент** на изобретение № 2425774 "Способ образования волн движущих сил в колесном транспортном средстве и Универсальный колесный вездеход, его реализующий", авторы Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В.

Грузовик

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал на 2013 г.

Индексы: 37349 – “Роспечать”, 39799 – “Пресса России”, 25782 – “Почта России”

При подписке через издательство Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы. 107076, Москва, Стромынский пер., д.4.
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499) 269-48-97.
E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

УДК 629.113

В. Н. Шапран, д-р техн. наук, проф., **А. Г. Картуков,** канд. техн. наук,
А. В. Березняк, асп., Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт)
E-mail: kartalg@yandex.ru

ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА СОВРЕМЕННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Приведены основные критерии классификации систем топливоподачи транспортных дизелей, технические характеристики топливной аппаратуры и области применения различных ее типов, а также дополнительные требования, предъявляемые к топливной аппаратуре военных дизелей.

Ключевые слова: *топливная аппаратура, дизель, топливный насос высокого давления, форсунка.*

Топливная аппаратура (ТА) транспортных дизелей разнообразна. Основной признак ее классификации — способ создания высокого давления впрыскивания и наличие топливопроводов высокого давления. При этом выделяют три типа систем топливоподачи. В ТА разделенного типа топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки соединены нагнетательными топливопроводами. Неразделенная ТА имеет насос-форсунки, в каждой из которых ТНВД и форсунка объединены в одном узле. В аккумуляторных системах ТНВД создает высокое давление топлива в аккумуляторе, откуда оно через короткие топливопроводы подается к форсункам.

В отечественных дизелях наиболее распространена ТА разделенного типа с многоплунжерными ТНВД, в которых на каждый цилиндр приходится один нагнетающий плунжер. Такие ТНВД выполняются рядными и V-образными. Рядными ТНВД оборудуются дизели семейств ЯМЗ, СМД, дизели Челябинского и Владимирского тракторных заводов, Минского моторного завода и др. V-образными ТНВД оснащаются дизели семейства КамАЗ, ЯМЗ, ЗИЛ. За рубежом многоплунжерные ТНВД выпускают фирма R. Bosch (насосы типов A, M, MW, P, H и др.), Motorpal (Чехия), Caterpillar (США), Nippon Denso, Diesel Kiki (ныне Zexel, Япония) и др.

Кроме многоплунжерных ТНВД разработаны топливные насосы распределительного типа, в которых один или несколько плунжеров обслуживают все цилиндры дизеля. Эти насосы делятся на две группы:

1) распределительные аксиальные ТНВД с плунжерами распределителями, совершающими возвратно-поступательное и вращательное движения;

2) распределительные роторные ТНВД, в которых плунжеры размещены в радиальных каналах вращающегося ротора и совершают только возвратно-поступательное движение.

ТНВД первой группы — отечественные насосы НД-21, НД-22, насос VE фирмы Bosch. Ко второй группе относятся насосы типов VP (фирма Bosch), DB (фирма Stanadyne), DPC с системой управления EPIC (фирма Lucas).

Преимуществами разделенной ТА с многоплунжерными топливными насосами и с ТНВД распределительного типа являются: простота и отработанность конструкции, эксплуатационная надежность, хорошая компонуемость аппаратуры на дизеле, низкая стоимость. Поэтому ведущие зарубежные фирмы продолжают работы по совершенствованию этой ТА.

Вместе с тем разделенная ТА имеет и ряд недостатков, главный из которых — сложность получения высоких давлений впрыскивания (выше 150 МПа), поэтому применяется аппаратура и других типов. В последнее время широкое распространение получают системы топливоподачи с насос-форсунками. Эта аппаратура отличается наименьшими объемами полостей сжатия, что обеспечивает наиболее высокий уровень давлений впрыскивания по сравнению с другими системами топливоподачи. Среди современных неразделенных систем топливоподачи на-

иболее известными и совершенными являются системы фирм Bosch, Caterpillar, Camins, Lucas, Detroit Diesel.

Одни из наиболее совершенных систем с насос-форсунками — топливные системы MEUI и HEUI, разработанные фирмой Caterpillar (США). Первая имеет механический привод плунжера насос-форсунок, вторая — гидравлический привод с использованием масла из системы смазки двигателя. Причем топливная система HEUI сочетает в себе признаки неразделенной аппаратуры и аккумуляторных систем.

Применение аккумуляторных систем топливоподачи в транспортных дизелях долгое время сдерживалось их повышенной стоимостью, сложностью и недостаточно высокой эксплуатационной надежностью. Однако бурное развитие микроэлектроники и введение жестких норм на токсичность ОГ дизелей привело к внедрению аккумуляторных систем на транспорте. В настоящее время аккумуляторные системы топливоподачи разработаны различными производителями, но наиболее известна система Common-Rail фирмы Bosch. Эта ТА, начиная с 1997 г., серийно выпускается для быстроходных дизелей автомобилей фирм Mercedes-Benz, Renault, Citroen и др. Фирма Bosch выпустила около 2 млн комплектов системы Common-Rail.

В связи с многообразием применяемой ТА определенный интерес представляет вопрос о выборе типа этой аппаратуры для дизелей различного назначения.

Таблица 1

Технические характеристики топливной аппаратуры Bosch

Тип ТНВД, аппаратуры	Характеристики аппаратуры			Характеристики дизелей		
	Цикловая подача, мм^3	Давление впрыскивания $P_{ф\,max}$, МПа	Тип регулятора	Число цилиндров	Частота вращения, мин$^{-1}$	Цилидровая мощность, кВт
Рядные ТНВД:						
M	60	55	м, э	4—6	5000	20
A	120	75	м	2—12	2800	27
MW	150	110	м	4—8	2600	36
P3OOO	250	95	м, э	4—12	2600	45
P7100	250	120	м, э	4—12	2500	55
P8000	250	130	м, э	6—12	2500	55
P8500	250	130	м, э	4—12	2500	55
HI	240	130	э	6—8	2400	55
H1000	250	135	э	5—8	2200	70
Распределительные аксиальные ТНВД:						
VE	120	120	м	4—6	4500	25
VE-EDC*	70	120	э, эм	3—6	4200	25
VE-MV	70	140	э	3—6	4500	25
Распределительные роторные ТНВД: VP-MV	135	170	э	4,6	4500	37
Индивидуальные столбиковые ТНВД:						
PF(R)...	150—18 000	80—150	м, эм	Любое	300—2000	75—1000
ШЗО	16	160	э	8	3000	45
UI31	300	160	э	8	3000	75
UI32	400	180	э	8	3000	80
UIP1	62	200	э	8	5000	25
UP 12	100	160	э	8	4000	35
UP 20	150	180	э	8	4000	70
UP (PF [RD	3000	140	э	8	1500	500
Система Common-Rail						
CR**	100	135	э	3—8	5000	30
CR***	400	140	э	6—16	2800	200

Примечание: м — с механическим регулятором; э — с электронным регулятором; эм — с электромеханическим регулятором; * — с электронным регулятором типа EDC; ** — для легковых автомобилей; *** — для тепловозных дизелей.

Сравнение систем топливоподачи должно проводиться с учетом их технических характеристик. Характеристики ТА, серийно выпускаемой лидером в области производства систем топливоподачи — фирмой Bosch, приведены в табл. 1.

Как отмечено выше, в настоящее время в качестве основного параметра топливоподачи рассматривается максимальное давление впрыскивания $P_{ф\ max}$.

Выполнение современных требований к токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей возможно при повышении максимального давления впрыскивания $P_{ф\ max}$. Проведенный анализ показал, что переход от показателей токсичности ОГ, соответствующих требованиям норм EURO-1, к показателям уровня норм EURO-2 достигается повышением $P_{ф\ max}$ с 70—80 до 90—100 МПа. Дальнейшее улучшение экологических показателей дизелей до уровня норм EURO-3 возможно при повышении $P_{ф\ max}$ до 110—130 МПа.

Такая же закономерность повышения давлений впрыскивания подтверждена исследованиями фирмы BKM (США).

По данным этой фирмы при увеличении $P_{ф\ max}$ с 50 до 100 МПа эффективность рабочего процесса быстроходного дизеля повышается на 30 %, а при дальнейшем повышении этого давления до 150 МПа эффективность рабочего процесса возрастает только на 2 %, а затем начинает ухудшаться. При этом значительно возрастают затраты энергии на привод аппаратуры и растут утечки топлива, что ограничивает целесообразное повышение $P_{ф\ max}$ величиной 100—130 МПа.

Как следует из табл. 1, упомянутые давления впрыскивания обеспечиваются и ТА с традиционными ТНВД, и системами топливоподачи аккумуляторного типа. Еще более высокие давления впрыскивания характерны для систем топливоподачи с насос-форсунками, которые фирмой Bosch серийно не выпускаются. Применение таких неразделенных систем топливоподачи может быть рекомендовано в дизелях с увеличенным рабочим объемом, в которых целесообразный уровень максимальных давлений впрыскивания достигает 150—160 МПа и более.

ТА различных типов исследовалась фирмой Nissan (Япония) на четырехцилиндровом V-образном дизеле размерности 15/15 (рабочий объем V_h = = 2,64 л, степень сжатия — 17,3, тороидальная камера сгорания (КС). Дизель поочередно был оборудован рядным ТНВД, насос-форсунками и аккумуляторной системой Common-Rail. Рядный ТНВД и

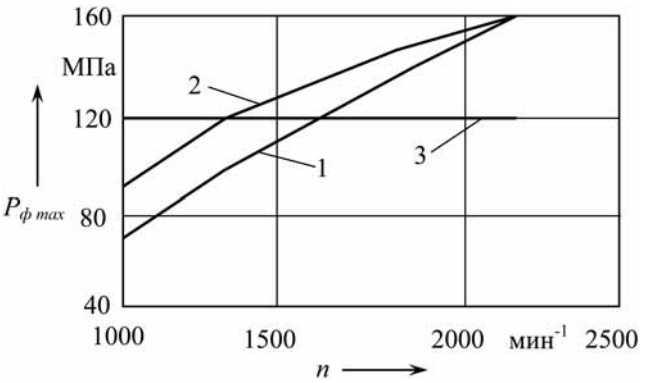


Рис. 1. Зависимость максимального давления впрыскивания $P_{ф\ max}$ от скоростного режима работы дизеля:

1 — с рядным ТНВД; *2* — с насос-форсунками; *3* — с системой Common-Rail

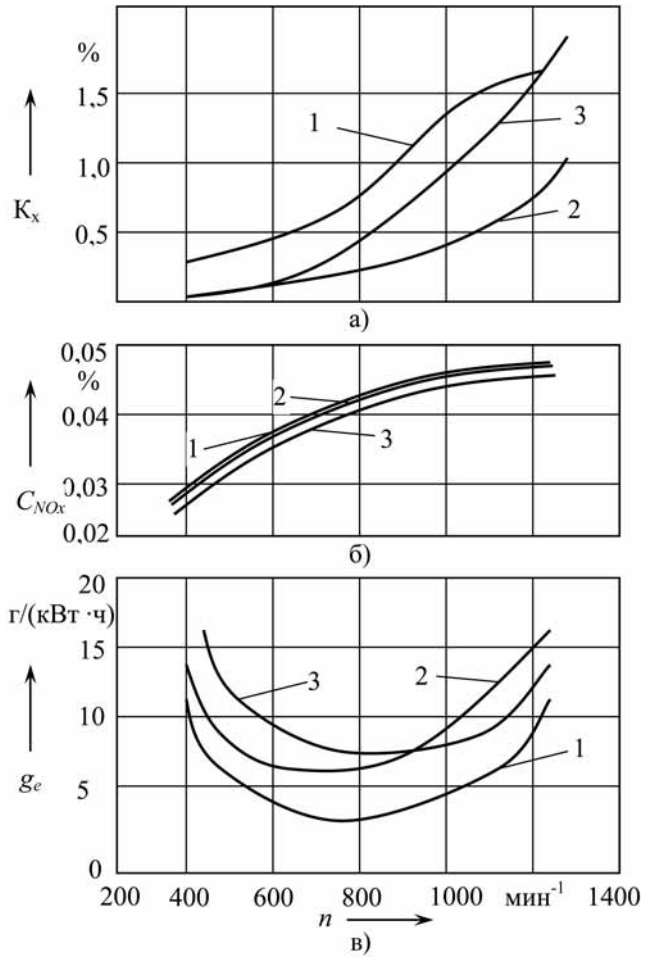


Рис. 2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e (*в*), концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (*б*) и дымности K_x (*а*) от скоростного режима работы дизеля *n*:

1 — с рядным ТНВД; *2* — с насос-форсунками; *3* — с системой Common-Rail

Таблица 2

Области применения различных типов топливной аппаратуры фирмы R. Bosch

Тип ТНВД, аппаратуры	Установки с дизелями					
	Мотоблоки	Легковые автомобили	Тракторы и сельхозмашины	Дорожно-строительные машины	Грузовые автомобили	Автобусы
Рядные ТНВД:						
A		+	+	+		
M		+				
MW			+	+	+	
P			+	+	+	
ZWM						+
CW						+
Индивидуальные (столбиковые)ТНВД:						
PF					+	+
UI					+	
UP	+	+				+
Распределительные аксиальные ТНВД:						
VE		+	+	+	+	
Распределительные роторные ТНВД:						
VP		+			+	
Система Common-Rail		+			+	+

система Common-Rail имели распылители с семью распыливающими отверстиями диаметром $d_р$ = = 0,21 мм, а насос-форсунки — с такими же распылителями с $d_р$ = 0,19 мм. Зависимость давлений впрыскивания от скоростного режима работы, приведенная на рис. 1, свидетельствует о возможности обеспечения постоянства максимального давления впрыскивания (120 МПа) при использовании системы Common-Rail. Системы с рядным ТНВД и с насос-форсунками имеют характеристики с $P_{ф\ max}$ около 160 МПа на номинальном режиме (при n = = 2200 мин$^{-1}$) и с давлением 75—90 МПа на режиме с n = 1000 мин$^{-1}$, т. е. все три системы обеспечивают упомянутый выше уровень $P_{ф\ max}$ = 110—130 МПа.

Возможность поддержания постоянства давления $P_{ф\ max}$ системой Common-Rail является в большей степени теоретической, так как на практике давление в аккумуляторе этой системы изменяется в широких пределах: от 50 МПа на режимах с малыми частотой вращения и нагрузкой до 135—140 МПа на номинальном режиме.

Данные по исследуемому фирмой Nissan дизелю также не выявили значительных преимуществ той или иной системы (рис. 2). Так, выбросы NO_X при использовании исследуемых систем являются сопоставимыми. Дымность ОГ K_X в зоне наибольших выбросов сажи для систем с рядным ТНВД и системой Common-Rail примерно одинакова. Снижение дымности ОГ и расхода топлива дизеля, оснащенного насос-форсунками, невелико и, видимо, достигнуто за счет уменьшения диаметра сопловых каналов распылителя (с 0,21 до 0,19 мм). При установке рядного ТНВД и системы Common-Rail разница удельных эффективных расходов топлива не превышает 4 г/(кВт · ч). Причем, в области низких частот вращения преимущество имеет система с ТНВД, а на режимах с высокими частотами вращения — система Common-Rail.

Определенный интерес представляет анализ использования различных систем топливоподачи в транспортных дизелях. Характерна применимость ТА, производимой фирмой Bosch (табл. 2), в дизелях легковых автомобилей: для микроавтобусов применяется преимущественно аппаратура с распределительными роторными ТНВД типа VP, распределительными аксиальными ТНВД типа VE и система Common-Rail.

Таким образом, можно констатировать, что современный этап развития транспортного двигателестроения характеризуется сохраняющимся многообразием систем топливоподачи. Применение того или иного типа ТА для силовых установок различ-

ного назначения определяется в первую очередь ее техническими характеристиками. Выбор ТА для дизеля конкретного транспортного средства осуществляется с учетом ее положительных и отрицательных качеств. В ближайшей перспективе в отечественных дизелях автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусов в основном будут использоваться традиционные рядные ТНВД. Такими же системами будут оснащаться дизели сельскохозяйственной техники. Такое положение сохранится и в обозримом будущем.

Для достижения современных экономических и экологических показателей этих дизелей система топливоподачи с ТНВД должна обеспечить требуемый характер протекания процесса топливоподачи. В разделенных системах формирование характеристик впрыскивания и давлений впрыскивания достигается в первую очередь соответствующим профилированием кулачков вала ТНВД, а также совершенствованием конструкции нагнетательных клапанов и плунжерных пар. Оптимизированные характеристики цикловой подачи топлива (ЦПТ) и угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) целесообразно формировать при использовании электронных систем автоматизированного управления (САУ). Поэтому при совершенствовании системы топливоподачи отечественных дизелей необходимо спрофилировать работоспособный кулачок и плунжерную пару с заданными параметрами и оптимизировать конструкцию нагнетательного клапана, а также применить электронную САУ, формирующую оптимизированные характеристики управления ЦПТ и УОВТ.

Таким образом, к ТА военных дизелей, как и к дизелям в целом, ввиду особых условий и важности выполняемых военной автомобильной техникой задач, кроме общих требований предъявляются дополнительные. В частности, это более высокие давления впрыскивания и качество распыливания топлива, распределенные по определенному закону и идентичные для всех цилиндров, надежность и простота диагностики и эксплуатации в любых природно-климатических условиях, формирование характеристики впрыскивания, обеспечивающей повышение экономических и экологических показателей дизелей, что необходимо учитывать при модернизации и проектировании ТА.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Грехов Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст]: / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. // Учебник для вузов / 2-е изд. — М.: Легион-Автодата, 2005. — С. 344.
2. **Савельев М. А.** Критерии совершенствования процесса топливоподачи дизелей [Текст]: / М. А. Савельев // Научно-технический сборник № 3. — М.: Спутник +, 2007. — С. 132.

MAN в Карелии

Новый дилер MAN в Петрозаводстве ООО "ТРАК-Центр" поставил партию из 30 самосвалов на базе шасси MANTGS 33.350 6 × 4 BB-WW с кузовом MEILLER (фото на 1-й стр. обложки)

Конечным клиентом в сделке выступила компания ООО "ТЕХНОСТРОЙ", которая занимается восстановлением и содержанием автомобильных дорог местного и федерального значения.

Самосвалы были приобретены большей частью под реализацию проекта "Тэдино": у населенного пункта Тэдино на границе республики Карелия восстанавливался участок дороги.

На момент приобретения новой партии самосвалов в парке компании уже успешно эксплуатировались 10 самосвалов MAN TGA 40.390 6 × 4 BB. В настоящее время планируется дальнейшее расширение автопарка.

Инф. ООО "МАН Трак энд Бас РУС"

УДК 629.113

С. М. Мороз, д-р техн. наук
E-mail: sm-moroz@mail.ru

ВЫБОРОЧНЫЙ КОНТРОЛЬ — НОВЫЙ КОМПОНЕНТ ТЕХНИЧЕСКОГО ОСМОТРА ГРУЗОВИКОВ И АВТОБУСОВ

Обосновываются предложения по организации выборочного контроля безопасности транспортных средств, взятых из транспортных потоков. Выборочный контроль предлагается организовать в форме функциональной подсистемы технического осмотра.

Ключевые слова: *безопасность, колесные транспортные средства, система требований, технический осмотр, организация.*

Рисунки на 2-й, 3-й и 4-й полосах обложки

Развитие контрольно-надзорной деятельности нечасто служит объектом исследования. Результаты изучения надзора за безопасностью автомобильного парка и международных предписаний стран ЕС позволили обосновать на перспективу 3—4 лет предложения по организации выборочного контроля безопасности транспортных средств, взятых из транспортных потоков.

Без совершенствования надзора за обеспечением безопасности автомобильного парка невозможно дальнейшее снижение аварийности. Это инструмент не только принуждения, но еще и управления, создающий необходимые обратные связи для регулирования деятельности изготовителей и их дилеров, менеджмента автотранспортных предприятий и автосервиса. Для управления необходима информация о безопасности автомобильного парка [1]. В настоящее время этой информации не достает и органы власти вынуждены опираться лишь на видимые последствия принятых ранее решений и экспертные суждения привлекаемых к их выработке руководителей.

Для технического осмотра, отражающего выполняемость работ ТО и ремонта технической службой автотранспортных предприятий или автосервисом, не предусмотрен мониторинг качества или действенности его влияния на безопасность автомобильного парка [2]. Выведение техосмотра из-под управления Госавтоинспекции сопровождается упразднением технологического надзора за его проведением и не поддержано адекватным развитием инспектирования [3]. За деятельностью Российского союза автостраховщиков, например, предусмотрен только финансовый контроль со стороны Федеральной службы по финансовым рынкам.

Российские и зарубежные результаты технического осмотра показывают более чем вдвое меньшую частоту выявления несоответствий, чем при выборочных проверках колесных транспортных средств (КТС) из транспортных потоков. Судя по зарубежным данным и результатам российских исследований прежних десятилетий, в транспортных потоках безопасность не менее 20 % КТС не соответствует установленным требованиям.

Для оценки реальной безопасности эксплуатируемой части автомобильного парка в странах ЕС уже с 2003 года проводится выборочный контроль безопасности КТС, взятых случайным образом из транспортных потоков [4]. Выборочному контролю подвергают только КТС максимальной разрешенной массой более 3,5 т категорий N_2, N_3, O_3, O_4, M_2, M_3. Они значительно бóльшую долю времени участвуют в дорожном движении, для них выше риск последствий неисправностей и заметно выше тяжесть ДТП. Исключение для легковых автомобилей вызвано лишь затруднениями в законодательном введении их выборочных проверок, в необходимос-

ти которых пока не удалось убедить европейских парламентариев.

Требования при выборочном контроле совпадают с предъявляемыми при техническом осмотре. Этим достигается сопоставимость их результатов.

В ЕС порядок выборочного контроля проведения регулирует Директива 2000/30/ЕС "О техническом осмотре на дорогах коммерческих автомобилей, курсирующих в странах Сообщества" [4]. В ней это мероприятие рассматривается как "мониторинг результатов технического обслуживания и нетехнических мер по сокращению выбросов автомобильного транспорта".

Декларируется единообразие выборочного контроля без дискриминации по признаку гражданства водителя, страны регистрации и типа транспортного средства, при обеспечении минимума задержек для водителей и неизбежных расходов для перевозчика. Целями выборочного контроля декларируется не только безопасность автомобильного парка и защита экологии, но и создание равных условий для конкуренции автотранспорта разных стран, в том числе и на рынке международных перевозок.

Органы власти (в том числе, и дорожная полиция) непосредственного участия в работах выборочного контроля не принимают, сохраняя за собой лишь выработку управленческих решений по его результатам.

Для Российской Федерации предлагается введение выборочного контроля в форме функциональной подсистемы организационной структуры технического осмотра. В качестве мониторинга безопасности КТС в транспортных потоках, выборочный контроль станет своего рода обратной связью от эксплуатируемого автомобильного парка к Госавтоинспекции и через нее — к формированию управленческих мероприятий по ОБДД (рис. 1).

Предлагается следующий состав процедур выборочного контроля:

— органолептический осмотр транспортного средства;

— проверка документов, подтверждающих давность выполнения технического осмотра и последнего технического обслуживания КТС;

— проверка безопасности КТС на оборудованных постах методами осмотра и диагностирования на соответствие тем же требованиям, что и при техническом осмотре;

— документирование результатов выборочной проверки.

Если давность подтвержденной документами предшествующей проверки или технического осмотра не превышает трех месяцев, то, при отсутствии видимых признаков ухудшения безопасности, КТС не подвергается проверке. Также для выборочного контроля недопустимо останавливать загруженные КТС, если только нет видимых признаков опасных неисправностей, создающих угрозу участникам дорожного движения.

Результаты выборочного контроля предлагается обобщать в базе данных Госавтоинспекции при соответствующем наращивании ее возможностей. Анализ результатов выборочного контроля предлагается закрепить за Госавтоинспекцией. Его целью станет выработка мер государственного регулирования деятельности юридических лиц и индивидуальных предпринимателей по ТО и ремонту КТС и процедур технического осмотра.

Содержанием анализа будет сравнительная оценка статистических характеристик частоты выявления несоответствий при выборочном контроле и при техническом осмотре. Для органов власти важнейшее значение будут иметь также статистические оценки корреляции частоты выявления несоответствий с условиями эксплуатации и конструктивными отличиями КТС и прежде всего — с условиями выполнения ТО и ремонта. Должна подвергаться анализу и динамика годовых результатов выборочного контроля КТС каждой категории российских и зарубежных конструкций. Анализироваться должны сравнительные оценки параметров эксплуатационной безопасности однотипных КТС, полученные при сопоставимой давности прохождения как технического осмотра, так и технического обслуживания и ремонта, выполнявшихся в сходных организационно-технологических условиях. Госавтоинспекция таким образом сможет воздействовать на субъекты автомобильного транспорта через проекты изменений и дополнений в нормативные правовые акты, регулирующие деятельность по ОБДД (рис. 2).

Для введения выборочного контроля не нужны специализированные организации или система организаций с собственными штатами и производственно-технической базой. Достаточно будет наделить дополнительными функциями уже вовлеченных в технический осмотр юридических лиц и организации. На существующей организационной, кадровой и производственной базе технического осмотра пред-

лагается с непосредственным участием Госавтоинспекции сформировать подсистему выборочного контроля. По отношению к организации технического осмотра это будет надстроечная функциональная система, замкнутая на аналитические и инспекционные подразделения Госавтоинспекции и Российского союза автостраховщиков (рис. 3).

Для непосредственного выполнения выборочных проверок предпочтительным будет привлечение стационарных пунктов технического осмотра. Применение передвижных пунктов технического осмотра сопряжено с бóльшим числом источников погрешностей и приведет к дополнительному рассогласованию оценок с результатами технического осмотра.

Предлагаемое распределение функций ответственных исполнителей выборочного контроля приведено в таблице.

Разработанный алгоритм организационной деятельности участников административных и технологических процедур выборочного контроля представлен на рис. 4.

Для организации выборочного контроля целесообразно вместо аккредитации операторов технического осмотра назначать и регистрировать область аккредитации пунктов технического осмотра по категориям КТС и по допуску к работам технического осмотра и (или) выборочного контроля [5].

Объемы выборочного контроля не превысят 0,5...0,9 % объема работ технического осмотра. Поэтому к выборочному контролю достаточно привлекать 1—2 пункта технического осмотра из имеющихся в каждом субъекте Российской Федерации 10—30 пунктов. Планирование работ выборочного контроля и распределения соответствующей дополнительной загрузки пунктов технического осмотра предлагается делегировать Российскому союзу автостраховщиков. Основанием для планирования послужат результаты обоснования Госавтоинспекцией требуемой минимальной годовой численности проверок КТС в субъектах Российской Федерации.

Проведение выборочного контроля предлагается организовать скоординированными усилиями дорожно-патрульной службы ГУОБДД МВД России [6] и привилегированных пунктов технического осмотра. Последние будут выполнять проверки КТС, а их выбор из транспортных потоков, остановку и досмотр документов водителей осуществят инспекторы ДПС (рис. 5).

Распределение функций ответственных исполнителей выборочного контроля эксплуатационной безопасности КТС из транспортных потоков

Функции выборочного контроля	Исполнители
1. Обоснование требуемой минимальной годовой численности выборочных проверок по категориям и группам КТС.	ГУОБДД МВД России
2. Аккредитация привилегированных пунктов технического осмотра отдельных операторов технического осмотра на выполнение работ выборочного контроля	РСА
3. Планирование объемов выборочного контроля по субъектам Российской Федерации, городам, районам и пунктам технического осмотра	РСА
4. Выполнение и документирование результатов проверок безопасности КТС при выборочном контроле	Пункты технического осмотра
5. Финансирование работ выборочного контроля, выполненных пунктами технического осмотра	РСА
6. Контроль (надзор) за соответствием выполнения процедур и технологий выборочного контроля установленным требованиям	РСА
7. Сбор и обобщение данных о результатах выборочного контроля	ГУОБДД МВД России
8. Анализ результатов выборочного контроля КТС в Российской Федерации	ГУОБДД МВД России

Для участия в работах выборочного контроля подходят только пункты технического осмотра, расположенные не дальше 200 м от дорог с интенсивным движением КТС категорий M и (или) N и оборудованные поточными(ой) линиями(ей) проверки КТС этих категорий. Алгоритм действий персонала Госавтоинспекции и технических экспертов при осуществлении выборочного контроля можно представить схемой рис. 6.

При этом целесообразно минимизировать число проверяемых КТС, но при условии раздельной оценки безопасности КТС разного назначения, эксплуатируемых в разных условиях и регионах. Выборочному контролю будет подвергаться часть эксплуатируемого автомобильного парка, к которой принадлежат КТС категорий N_2, N_3, O_3, O_4, M_2, M_3, максимальной массой более 3,5 т, допущенные Госавтоинспекцией к дорожному движению. Число таких КТС на 25...30 % меньше, чем состоят на учете в Госавтоинспекции. Например, на 01.01.2010 по

результатам технического осмотра в Российской Федерации были признаны годными:

n_1 = 3 044 791 КТС категорий N_2, N_3;

n_2 = 654 518 КТС категорий M_2, M_3;

n_3 = 689 338 прицепов и полуприцепов категорий O_3, O_4.

Безопасность КТС целесообразно оценивать раздельно по субъектам Российской Федерации с доверительными вероятностями не менее 0,975 [7]. Результаты расчета показывают, что в каждом субъекте Российской Федерации достаточно проверить по 146 КТС каждой из укрупненных категорий M, N и O. По России общая численность проверяемых КТС в каждой из укрупненных категорий M, N и O составит по 12118 КТС. Всего по России выборочному контролю ежегодно потребуется подвергать в сумме не более 36354 КТС, т. е. не более 0,83 % общей численности КТС указанных категорий.

При выборочном контроле лишь участие пунктов технического осмотра должно оплачиваться со стороны. Такие выплаты по силам Российскому союзу автостраховщиков при расценках, не превышающих тарифов на выполнение технического осмотра. Но возможна и организация финансирования работ пунктов технического осмотра Госавтоинспекцией из средств субъектов Российской Федерации или федерального бюджета.

Расчеты показывают, что по России в целом размеры выплат пунктам технического осмотра при этом не превысят S_0 = 55 млн руб. в год, или 0,16 % годовых поступлений операторам технического осмотра за выполнение работ технического осмотра, превышающих 30 млрд руб. в год.

Для введения выборочного контроля подготовлены проекты изменений и дополнений в Федеральный закон Российской Федерации от 1 июля 2011 года № 170-ФЗ [2] и в основные нормативные правовые акты, определяющие организацию проведения технического осмотра [3, 5].

ВЫВОДЫ

1. Введение выборочного контроля даст оперативную информацию об эксплуатационной безопасности транспортных средств, участвующих в дорожном движении, и станет обратной связью от безопасности автомобильного парка к формированию управленческих мероприятий по ОБДД.

2. Выборочный контроль наиболее рационально организовать в форме функциональной подсистемы в составе организационной структуры технического осмотра и наделения дополнительными функциями вовлеченных в технический осмотр юридических лиц и органов исполнительной власти.

3. Распределение функций между исполнителями выборочного контроля реализуется совокупностью административных и технологических процедур, в которые будут вовлечены служба технического надзора и дорожно-патрульная служба Госавтоинспекции во взаимодействии с Российским союзом автостраховщиков, операторами технического осмотра и принадлежащими им пунктами технического осмотра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федеральный закон** Российской Федерации "О безопасности дорожного движения" № 196-ФЗ от 10 декабря 1995 г.
2. **Федеральный закон** Российской Федерации от 1 июля 2011 г. № 170-ФЗ "О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации".
3. **Постановление** Правительства РФ от 5 декабря 2011 г. № 1008 "О проведении технического осмотра транспортных средств".
4. **Directive 2000/30/EC** of the European Parliament and of the Council of 6 June 2000 on the technical roadside inspection of the roadworthiness of commercial vehicles circulating in the Community.
5. **Приказ** Минэкономразвития России от 28 ноября 2011 г. № 697 "Правила аккредитации операторов технического осмотра".
6. **Приказ** МВД РФ от 20 апреля 1999 г. № 297 "Об утверждении Наставления по работе дорожно-патрульной службы Государственной инспекции безопасности дорожного движения Министерства внутренних дел Российской Федерации". Зарегистрировано в Минюсте РФ 30 апреля 1999 г. № 177 (в ред. приказов МВД РФ от 21.06.1999 № 453, от 10.09.2001 № 800, от 19.03.2004 № 187, от 28.03.2005 № 209).
7. **Абезгауз Г. Г.** и др. Справочник по вероятностным расчетам. — М.: Машиностроение, 1970. — 468 с.

УДК [656.132:658.11]-027.236

В. А. Максимов, д-р техн. наук, проф., **Г. А. Крылов,** инж. МАДИ,
Р. И. Исмаилов, канд. техн. наук, **П. В. Максимов,** инж., **С. В. Рощак,** канд. техн. наук,
ГУП "Госгортранс"
E-mail: grigory_a_krylov@mail.ru

ОБ ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ СЛУЖБЫ АВТОБУСНОГО АВТОТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Рассмотрен механизм оценки эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия.

Ключевые слова: *эффективность, техническая служба, автобусы, показатели эффективности, автобусное автотранспортное предприятие.*

При оценке эффективности работы технической службы необходимо исходить из следующих положений:

1. Техническая служба является подсистемой автобусного автотранспортного предприятия.

2. Она должна работать на конечный результат, т. е. на перевозочный процесс, и обеспечить решение основных задач:

- к определенному моменту времени поставить службе эксплуатации необходимое число технически исправных и имеющих надлежащий внешний вид автобусов, включая резервные;
- дать регламентированные гарантии надежной работы поставляемого подвижного состава в течение запланированного времени и обеспечить оперативную замену автобуса в случае его отказа на линии;
- обеспечить минимум издержек на реализацию вышеуказанных свойств при условии выполнения нормативного влияния подвижного состава и производственно-технической базы на окружающую среду;
- выполнить решение социальных задач в производственных подразделениях, сохраняя стабильность и творческую атмосферу в трудовых коллективах.

3. Техническая служба должна постоянно вести индивидуальный учет работы подвижного состава на маршрутах, фиксировать и анализировать результаты технического обслуживания и ремонта автобусов, используя при этом имеющиеся на предприятии информационные системы, в том числе и данные функционирования АСКП и ЕАСУ ФХД автобусного парка.

4. Эта служба должна иметь показатели эффективности работы.

5. Показатели эффективности технической службы должны удовлетворять следующим требованиям.

5.1. Отражать количественную, качественную, экономическую, финансовую и социальную стороны деятельности и быть взаимосвязанными.

5.2. Быть связанными с показателями перевозочного процесса и характеризовать его эффективность.

5.3. Быть связанными с показателями деятельности производственных подразделений и отражать их работу.

5.4. Базироваться на основных нормативах технической эксплуатации и показателях эксплуатационной надежности.

5.5. Отражать влияние основных факторов "дерева систем" технической эксплуатации.

5.6. Быть включенными в систему учета и отчетности.

5.7. Легко вычисляться, подвергаться анализу и прогнозу.

5.8. Быть понятными и простыми для пользователей.

На практике эффективность работы технической службы а следовательно, и технической эксплуатации автобусов определяется рядом показателей:

- уровнем работоспособности автобусов, влияющим на производительность и качество работы парка;
- производительностью труда персонала технической службы, которая влияет на производительность труда перевозочного процесса;
- уровнем влияния технического состояния парка на безопасность движения и окружающую среду;
- уровнем текучести работников, отражающим социальный аспект деятельности;

- затратами на поддержание необходимого уровня работоспособности, которые влияют на себестоимость перевозок.

С учетом изложенного был разработан механизм оценки эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия. Он сводится к следующему:

1. Определяется эффективность работы технической службы по коэффициенту технической готовности:

$$K_{\text{КТГ}} = \frac{\alpha_T^{\text{Ф}}}{\alpha_T^{\text{П}}}, \quad (1)$$

где $K_{\text{КТГ}}$ — показатель эффективности работы технической службы по коэффициенту технической готовности (КТГ); $\alpha_T^{\text{Ф}}$ — фактическое значение коэффициента технической готовности; $\alpha_T^{\text{П}}$ — плановое значение коэффициента технической готовности.

Фактическое значение коэффициента технической готовности подсчитывается по результатам работы автобусного предприятия.

Плановое значение коэффициента технической готовности определяется по формуле:

$$\alpha_T^{\text{П}} = \alpha_B^{\text{П}} + \alpha_{\text{р}}, \quad (2)$$

где $\alpha_B^{\text{П}}$ — плановый коэффициент выпуска; $\alpha_{\text{р}}$ — коэффициент, учитывающий долю резервных автобусов.

2. Рассчитывается эффективность работы технической службы по потерям линейного времени по техническим причинам:

$$K_{\text{ПТ}} = 1 - \frac{t^T}{T_H}, \quad (3)$$

где $K_{\text{ПТ}}$ — показатель эффективности работы технической службы по потерям линейного времени по техническим причинам; t^T — потери линейного времени по техническим причинам, ч; T_H — время в наряде, ч.

3. Определяется эффективность работы технической службы по эксплуатационным затратам:

$$K_{\text{з}} = \frac{C^{\text{П}}}{C^{\text{Ф}}}, \quad (4)$$

где $K_{\text{з}}$ — показатель эффективности работы технической службы по эксплуатационным затратам; $C^{\text{П}}$ — плановые эксплуатационные затраты, руб.; $C^{\text{Ф}}$ — фактические эксплуатационные затраты, руб.

Фактические эксплуатационные затраты подсчитываются по результатам работы автобусного предприятия.

Плановые эксплуатационные затраты определяются по данным головной организации.

4. Рассчитывается эффективность работы технической службы по текучести кадров:

$$K_{\text{ТК}} = \frac{P_{\text{ОБ}} - P_{\text{У}}}{P_{\text{ОБ}}}, \quad (5)$$

где $K_{\text{ТК}}$ — коэффициент текучести кадров; $P_{\text{ОБ}}$ — общее число работающих в технической службе, чел.; $P_{\text{У}}$ — число уволившихся работников в технической службе, чел.

5. Определяется интегральный показатель эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия:

$$K_{\text{ТС}} = K_{\text{КТГ}} K_{\text{ПТ}} K_{\text{з}} K_{\text{ТК}}. \quad (6)$$

Механизм оценки эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия целесообразно реализовывать на ПК. Для этого разработано специальное программное обеспечение.

Программный продукт "Расчет интегрального показателя эффективности работы технической службы автобусного автотранспортного предприятия" разработан под операционную среду "Windows". Программа написана на алгоритмическом языке "Microsoft Visual FoxPro 9". Технические требования к компьютеру: процессор Pentium, 32 RAM и 10 Mb свободного места на винчестере компьютера. Разрешение экрана монитора должно быть не менее 728 на 1024, 16bit TrueColor.

Результаты расчета интегрального показателя эффективности работы технической службы филиала "14 автобусный парк" ГУП "Мосгортранс" в 2009 г. приведены ниже.

Расчет интегрированного показателя эффективности работы технической службы Автобусного автотранспортного предприятия
Расчетный период 01.01.2009—31.12.2009

Исходные данные для расчета

Плановый КТГ	0,858
Фактический КТГ	0,866
Потери линейного времени, ч	5056,0
Время в наряде, ч	1 031 836,7
Плановые ЭЗ, тыс. руб.	1 021 183,1
Фактические ЭЗ, тыс. руб.	1 013 103,2
Число работающих в ТС	181
Число уволившихся в ТС	53

Показатели эффективности работы технической службы

По коэффициенту технической готовности	1,0093
По потерям линейного времени по техническим причинам	0,9951
По эксплуатационным затратам	1,0080
По текучести кадров	0,7072
Интегрированный показатель эффективности работы технической службы Автобусного автотранспортного предприятия	0,715943

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Техническая** эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и дополнен. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. — М.: Наука, 2001. — 535 с.

УДК 629.3.083.4:334.7-029:6

А. А. Хазиев, канд. техн. наук, МАДИ,
А. Б. Титов, инж., ООО "Камминз"
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ И ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОСЕРВИСА

Рассмотрены причины ухудшения эффективности работы предприятий автосервиса, предложены методы обеспечения надежной и безопасной работы технологического оборудования в автотранспортных предприятиях (АТП) и предприятиях автосервиса.

Ключевые слова: *технологическое оборудование, автотранспортное предприятие, предприятие автосервиса.*

О необходимости обслуживания автомобилей знают все. Никто не отрицает, что через определенный пробег автомобиля нужно заменять различные эксплуатационные жидкости и расходные элементы, производить проверочные и контрольно-регулировочные работы. В результате обеспечивается безопасная эксплуатация колесных транспортных средств и надежность как отдельных узлов и агрегатов, так и автомобиля в целом.

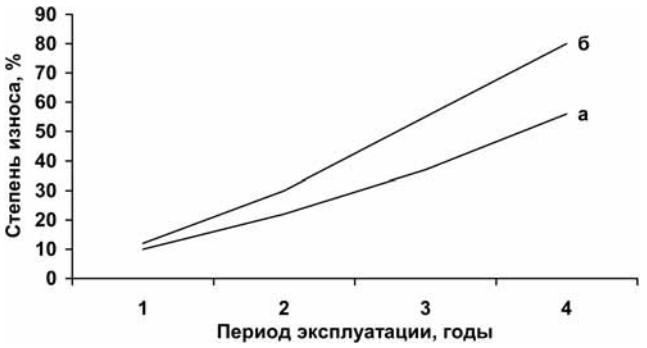
Потребность автомобилей в техническом обслуживании (ТО) и ремонте дала жизнь целой сфере — сфере эксплуатации автомобильного транспорта и автомобильного сервиса, которая включает автотранспортные и авторемонтные предприятия, дилерские технические центры, частные специализированные станции технического обслуживания автомобилей, различные авторемонтные мастерские, торговые предприятия — поставщики запасных частей, расходных материалов и аксессуаров и т. д.

Важнейшим документом инженерно-технической службы на АТП и предприятиях автосервиса является технология технического обслуживания и текущего ремонта (ТР) автомобилей. При разработке технологий ТО и ТР автомобилей учитываются средства для их осуществления. К таким средствам можно отнести технологическое оборудование для обслуживания и ремонта автомобилей

Современное технологическое оборудование нуждается в своевременном техническом обслуживании не меньше, чем автомобили. От регулярности и полноты проведения работ по техническому обслуживанию технологического оборудования зависят важнейшие показатели, такие как:

- надежность работы технологического оборудования;
- интенсивность износа оборудования (рисунок);
- наработка на отказ оборудования;
- безопасность работы персонала на оборудовании;
- объем предоставленных услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей;
- экономические показатели предприятия в целом.

Одним из основных видов технологического оборудования для ТО и ТР автомобилей является подъемно-осмотровое оборудование — это автомобильные подъемники, осмотровые канавы и т. д.



Влияние технического обслуживания на интенсивность износа технологического оборудования:

а — эксплуатация оборудования в полном соответствии с требованиями производителя; *б* — эксплуатация оборудования с нарушениями требований производителя

Данный вид оборудования является одним из самых травмоопасных на автотранспортных предприятиях и предприятиях сервиса.

Безопасность, надежность и эффективность работы подъемников зависят от регулярности и полноты проведения их технического обслуживания.

Оценим возможный экономический ущерб от простоя автомобильного подъемника на примере технического центра официального дилера одного из японских производителей автомобилей.

Стоимость 1 нормо-ч технического обслуживания и ремонта автомобилей составляет 2300 руб. Каждый подъемник центра в среднем вырабатывает 12 нормо-ч в день. Только из-за простоя одного подъемника недополученный доход составит 27 600 руб. в день. А неплановый ремонт подъемника может и не ограничится одним днем, так как продолжительность ремонта будет складываться из: времени реагирования сервисной службы, времени проведения ремонтных работ, времени поставки запасных частей и др.

Аналогичная ситуация наблюдается и с другими видами технологического оборудования — несоблюдение правил по эксплуатации и техническому обслуживанию оборудования может существенно ухудшить технико-эксплуатационные и экономические показатели автосервисного предприятия.

Для решения системной задачи по обеспечению эффективной и безопасной работы технологического оборудования на автотранспортных предприятиях и предприятиях автосервиса необходимо:

1) разработать нормативный документ, регламентирующий размещение, установку, периодичность и трудоемкость технического обслуживания, срок службы и обеспечение безопасной работы технологического оборудования;

2) уполномочить государственный орган, который будет контролировать соблюдение требований нормативного документа (п. 1), и выдавать соответствующие сертификаты и предписания.

Данные меры позволят вывести отечественный рынок автосервисных услуг на новый более качественный уровень, избавиться от недобросовестных предпринимателей, которые пренебрегают техническим обслуживанием технологического оборудования, приобретают поддержанное оборудование, полностью выработавшее свой ресурс, а также позволят улучшить условия труда персонала и повысить безопасность работ на производстве.

Газовые автобусы стандартов Евро 5 и Евро 5+

"Группа ГАЗ" представила газовые автобусы ПАЗ-320412 и ЛиАЗ-6213 в размках 10-й Международной выставки технологий распределения и использования газа "GasSUF-2012", прошедшей в начале сентября 2012 г. в Москве, в выставочном комплексе "Сокольники"

Павловский автобусный завод впервые демонстрирует газовую модификацию автобуса среднего класса ПАЗ-320412, которая дополняет семейство автобусов ПАЗ-3204 в линейке "дизель—бензин—газ" и предназначена для работы на городских и пригородных маршрутах.

Автобус ПАЗ-320412 комплектуется газовым двигателем Cummins экологического стандарта Евро 5, механической коробкой передач ZF, мостами КААЗ. Общая пассажировместимось автобуса 60 мест, в том числе 21 посадочное место. Автобус имеет эффективные экономические показатели: пониженные эксплуатационные издержки благодаря низкой стоимости газового топлива, доступности запасных частей, высоко сбалансированного ресурса кузова и силового агрегата. Газовый ПАЗ-320412 планируется сертифицировать до конца 2012 года.

Городской низкопольный сочлененный автобус ЛиАЗ-6213 с газовым двигателем MAN экологического стандарта EEV (Евро 5+), с автоматической коробкой ZF Ecolife предназначен для работы на городских маршрутах в крупных городах в качестве основного вида транспорта. Благодаря низкому уровню пола, просторному и современному салону, удобным накопительным площадкам, большой пассажировместимости (153 человека) автобус незаменим на маршрутах с интенсивным пассажиропотоком.

Автобус ЛиАЗ-6213 изготовлен в специальной комплектации для Москвы. В соответствии с пожеланием заказчика, ЛиАЗ-6213 оборудуется климат-системой, оборудованием ГЛОНАСС, автоматизированной системой контроля проезда, датчиками температуры, маршрутоуказателями, электронным цифровым тахографом с позможностью счета персональных карточек водителя. В кабине водителя и в салоне установлены видеокамеры для контоля за ситуацией в автобусе.

Автобус полностью соответствует всем международным требованиям по безопасности, экологическим стандартам и уровню комфорта для пассажиров: оснащен системой наклона кузова "книлинг", большой накопительной площадкой, оборудованной специальными креплениями для инвалидных колясок, аппарелью для въезда/съезда, что позволяет чувствовать себя комфортно всем категориям пассажиров. Автобус отличается высокой надежностью узлов, агрегатов и кузова, унификацией с другими моделями ЛиАЗ.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

УДК 629.431/.434:620.3

С. М. Гайдар, д-р техн. наук, **К. В. Быков,** аспирант, **А. Л. Дмитревский,** канд. техн. наук,
ФБГОУ ВПО МГАУ им. В. П. Горячкина
E-mail: avtokon93@yandex.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРОЛЛЕЙБУСОВ И ТРАМВАЕВ С ПРИМЕНЕНИЕМ НАНОТЕХНОЛОГИЙ

Проведены испытания наномодификатора УМ-2 при добавлении его к трансмиссионному маслу в центральном и бортовых редукторах троллейбусов и трамваев. Применение наномодификатора позволяет снизить расход электроэнергии на движение в среднем на 12 % и повысить надежность подвижного состава.

Ключевые слова: *нанотехнология, трансмиссионное масло, удельное сопротивление движению, расход электроэнергии, трение.*

Оценку технического состояния трамваев и троллейбусов, прошедших плановое техническое обслуживание и ремонт, а также в процессе эксплуатации для определения мест повышенного трения в сопряжениях тяговой передачи можно получить замером сопротивления движению. Следует также учитывать, что уровень сопротивления движению тесно связан с величиной потребления электроэнергии, так как расход ее во многом зависит от состояния трибосопряжений.

Сопротивление движению слагается из внешнего сопротивления, которое оказывает дорога и воздушная среда движению подвижного состава, и внутреннего, оказываемого контактирующими поверхностями сопряженных деталей подвижного состава.

Во время приработки поверхностей сопряжений внутреннее сопротивлению движению несколько выше принятого для подвижного состава данного типа.

Поэтому окончание процесса приработки можно также контролировать по величине сопротивлению движения.

На внутреннее сопротивление движению подвижного состава оказывают влияние качество технического обслуживания и ремонта, своевременность выполнения осмотров и ремонтов и в первую очередь выполнения смазочно-регулировочных работ. Уровень внутреннего сопротивления движению отражает полноту выполнения требований правил технической эксплуатации и проявляется интенсивностью износа поверхностей сопряжений, потребностью в запасных частях, объемом текущего ремонта, отказами в работе. Внутреннее сопротивление движению отражается на величине потребления электроэнергии на движение и эксплуатационных расходах.

Снижение удельного сопротивления движению на 1 % обеспечивает снижение расхода электроэнергии на движение приблизительно на 0,4 % [1].

На величину удельного сопротивления движению оказывает влияние трение в сопряжениях вращающихся деталей центрального редуктора, бортовых редукторов и т. п. Таким образом, оценка удельного сопротивления движению позволяет косвенным образом оценить техническое состояние эксплуатируемого подвижного состава.

Сопротивление движению, если не учитывать сопротивление воздуха, пропорционально массе подвижного состава. Поэтому и удельное сопротивление движению определяют с учетом массы подвижного состава [2]. Полное сопротивление движению:

$$W = \frac{100KQ}{9{,}81}a,$$

где K — коэффициент инерции вращающихся масс; Q — вес подвижного состава, т; a — замедление, м/с^2.

На практике часто вполне достаточно определить удельное сопротивление движению экспериментальным путем.

Измерение удельного сопротивления движению можно вести несколькими методами. Наибольшее распространение получил метод выбега. В режиме выбега (движения по инерции) удельное сопротивление движению равно:

$$\omega = \frac{1000K}{9{,}81}a. \qquad (1)$$

Замедление подвижного состава:

$$a = \frac{S}{t^2},$$

где S — длина пути на выбеге, м; t — время выбега, с.

Подставляя значение выбега в формулу (1) получим:

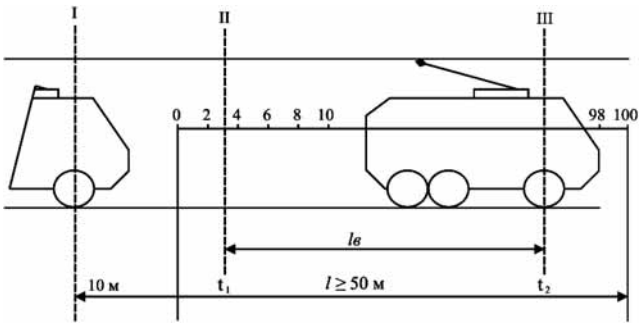
$$\omega = \frac{1000KS}{9{,}81t^2}.$$

Зная коэффициент инерции вращающихся масс, который можно принять равным 1,15 для трамвайного вагона и 1,2 для троллейбуса, и величину пути, пройденного трамваем или троллейбусом в режиме выбега до полной остановки, а также время, затраченное на проследование этого пути, можно определить удельное сопротивление движению.

Современный троллейбус имеет удельное сопротивление движению около 12,0—12,5 Н/кН в летнее время и 13,0—13,5 Н/кН в зимнее; трамвай 3—3,5 в летнее время и 5,0—4,6 Н/кН в зимнее.

Методика замера удельного сопротивления движению трамвая и троллейбуса аналогична (рисунок).

Для его выполнения необходим горизонтальный участок рельсового или дорожного пути протяженностью до 100 м. Разметку пути выполняют с интервалом в 1 м для определения пройденного пути в режиме выбега. Испытания начинают с разгона трамвая или троллейбуса. Затем по команде испытателя переводят движение в режим выбега. Испытатель включает секундомер и одновременно фиксирует отметку пути начала выбега. При полной остановке испытываемого подвижного состава испытатель выключает секундомер и определяет по разметке длину пройденного пути. Это дает ему возможность по приведенной выше формуле определять удельное сопротивление движению. Обычно возможные варианты пройденного пути и затраты времени, рассчитанные по формулам, сводят в таблицы, которыми пользуются в процессе испытания. Таблицы позволяют, не производя расчетов, получать значение удельного сопротивления движению по установленным значениям пройденного пути и затраченного времени.



Определение удельного сопротивления движению методом выбега:

I — момент начала разбега; II — момент включения секундомера при выбеге; III — момент остановки вагона и секундомера (t_2)

Для снижения величины и стабилизации условий трения на сегодняшний день имеется опыт применения технологий безремонтного воздействия на поверхности трибосопряжений.

В качестве такой технологии используются нанодобавки к маслам, которые вводят в рабочую среду в процессе эксплуатации.

Как показал опыт применения, самым эффективным в качестве нанодобавок являются органические полярные соединения, способные на поверхностях трения образовывать адсорбированные мономолекулярные слои. Такая мономолекулярная пленка выдерживает большие нормальные нагрузки и слабо сопротивляется действию касательных напряжений, снижая коэффициент трения [3].

В качестве испытуемой добавки был использован модификатор трения УМ-2 производства ЗАО "Автоконинвест", Россия (в дальнейшем "Модификатор").

Испытания проводились с целью определения эффективности "Модификатора", как добавки к трансмиссионному маслу в центральном и бортовых редукторах подвижного состава.

Замер удельного сопротивления движению (УСД) осуществлялся до введения "Модификатора" в трансмиссию подвижного состава и после определенного пробега, после чего был произведен расчет снижения УСД в процентах [4, 5]. Результаты испытаний представлены в табл. 1.

Таблица 1

Снижение удельного сопротивления движению

Объект испытания	Пробег после введения «Модификатора»	Снижение УСД, %	Место проведения испытаний
Троллейбус ЗиУ-682 № 084	1250	35	Первое троллейбусное депо, г. Краснодар
	3240	32	
	5390	23	
	8140	37	
Троллейбус ЗиУ-682 № 097	1440	42	
	2870	61	
Трамвай № 1224	1500	48	Трамвайное депо № 1 «Нижегородэлектротранс», г. Нижний Новгород
Трамвай Т-3 № 1705	1000	19	
Троллейбус № 1566	10000	31,5	

Снижение УСД, как было отмечено выше, влечет экономию энергозатрат на движение. В Черкесском троллейбусном управлении были проведены испытания по оценки экономического эффекта [6].

На первом этапе были произведены измерения удельного расхода электроэнергии (УРЭ) до и после применения "Модификатора" в редукторах задних мостов в двух оборудованных индивидуальными счетчиками электроэнергии троллейбусах № 39 и № 40.

На этом этапе испытания проводились путем сравнения УРЭ на один километр пробега в период до и после введения "Модификатора" и обкатки каждого троллейбуса пробегом 1500 м с учетом количества пассажиров. Испытания проводились в течение месяца, результаты представлены в табл. 2.

В дальнейшем эксплуатация троллейбусов № 39 и № 40 осуществлялась в течение восьми месяцев под наблюдением. За этот период было отмечено уменьшение шумов в заднем мосту при движении, а также уменьшение силы тока при страгивании троллейбуса с места и снижение силы тока, потребляемого электроприводом в период разгона.

Таблица 2

Снижение удельного расхода электроэнергии

Объект испытания	Удельное снижение электроэнергии, %	Место проведения испытаний
Троллейбус № 39	18,56	Троллейбусное управление, г. Черкесск
Троллейбус № 10	6,25	
42 единицы троллейбусов	12,8	

В указанный период агрегаты трансмиссии работали на маршрутах безотказно.

На втором этапе испытаниям подверглись 40 единиц подвижного состава. Календарный период с 25 июня по 25 июля был выбран так, чтобы максимально уменьшить влияние внешних факторов на точность проводимых измерений, так как в указанный период времени в Черкесске осадки редки, температура воздуха относительно постоянна, плотность транспортных потоков на маршрутах с троллейбусным движением практически одинакова, что подтверждается отсутствием изменения средней эксплуатационной скорости троллейбусов за последние два года, количество перевозимых пассажиров стабильно.

Учет расхода электроэнергии на движение производился по данным штатных электросчетчиков на подстанциях, после захода последнего троллейбуса в парк, затем вычислялся общий пробег всех троллейбусов за сутки и удельный расход электроэнергии за эти сутки всеми троллейбусами управления.

Значение УРЭ сравнивалось со значением УРЭ в такое же время прошлого года, и снижение составило 12,8 %.

Таким образом, применение добавки "Модификатор" к трансмиссионным маслам в редукторах подвижного состава позволило уменьшить потери на трение в сопряжениях подвижного состава, что определяется уровнем снижения удельного сопротивления движению.

Вследствие этого можно ожидать увеличения ресурса агрегатов трансмиссии и снижения расхода электроэнергии на движение в среднем на 12 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Коган Л. Я.** Эксплуатация и ремонт трамваев и троллейбусов. — М.: Транспорт, 1979. — 272 с.
2. **Инструкция** по измерению удельного сопротивления движению подвижного состава городского электрического транспорта. Бюллетень БР-2/13. Министерство жилищно-коммунального хозяйства РСФСР, Главное управление городского электрического транспорта, Производственное объединение "РОСРЕМЭЛЕКТРОТРАНС", 5 л, 1985 г.
3. **Гайдар С. М., Чумаков А. Г.** Перспективы применения нанотехнологий в двигателестроении // Авиационно-космическая техника и технология. — 2009. — № 10 (67). — С. 12—16.
4. **Акт** испытаний от 25.05.2001 г. Краснодарское муниципальное трамвайно-троллейбусное управление.
5. **Акт** испытаний от 09.12.2003 г. Муниципальное предприятие "Нижегородэлектротранс". Трамвайное депо № 1.
6. **Акт** испытаний от 26.06.2003 г. Черкесское Городское муниципальное унитарное предприятие "Троллейбусное управление".

УДК 536.24:621.1.016.4

Ю. М. Янюшкин, канд. техн. наук, доц. (МГТУ им. Н. Э. Баумана)
E-mail: markov@power.bmstu.ru

РАСЧЕТ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОГО УЗЛА: ВРАЩАЮЩИЙСЯ ТОРМОЗНОЙ ДИСК-КОЛОДКА В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Рассмотрена динамика торможения диска, получены аналитические выражения для угловой скорости вращения колеса (диска) в зависимости от времени процесса. Определены время торможения колеса, эффективное значение тормозного момента, функциональная зависимость от времени плотности теплового потока, действующего на поверхности трения в системе колодка—диск. Представлена зависимость коэффициента теплоотдачи между вращающимся диском и окружающей средой от основных параметров процесса. Приведено графическое сравнение расчетных и экспериментальных результатов.

Ключевые слова: динамика торможения, момент, время торможения, тепловой поток, теплоотдача.

Для расчета теплового состояния (вычисление температурных полей, тепловых потоков) тормозного узла в процессе торможения, которое оказывает существенное влияние на качество и надежность его работы, необходимо определить ряд теплофизических и механических параметров данного процесса.

С этой целью рассмотрим динамику процесса торможения диска, записав основное дифференциальное уравнение процесса и пренебрегая в нем другими малыми потерями на трение в виде:

$$J\frac{d\omega}{dt} = -M_{\text{тр}}. \qquad (1)$$

С начальными условиями:

$$\omega|_{t=0} = \omega_0,\ \omega|_{t=t_{\text{т}}} = 0, \qquad (2)$$

где I — момент инерции маховых масс, соответствующих массе автомобиля, кг · м^2; ω — текущая угловая скорость вращения колеса; ω_0 — начальная, с$^{-1}$; t — текущее время процесса, $t_{\text{т}}$ — время торможения тормозного диска (колеса) до полной остановки, с; $M_{\text{тр}}$ – среднее эффективное значение тормозного момента, Дж.

Решением системы уравнений (1), (2) является следующее выражение:

$$\omega = \omega_0 - \frac{M_{\text{тр}}}{I}t = \omega_0\left(1 - \frac{t}{t_{\text{т}}}\right), \qquad (3)$$

при условии равнозамедленного вращения тормозного диска, что в большинстве случаев в среднем выполняется, при этом время торможения $t_{\text{Т}}$ будет равно:

$$t_{\text{Т}} = \frac{\omega_0 I}{M_{\text{тр}}}. \qquad (4)$$

Среднее эффективное значение тормозного момента приближенно можно представить в виде [1]:

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}R_{\text{ср}}, \qquad (5)$$

где $R_{\text{ср}} = (R_1 + R_2)/2$, R_1, R_2 — соответственно, внутренний и наружный диаметры тормозного диска.

Здесь сила трения $F_{\text{ТР}}$, действующая в контактной области тормозные накладки — диск определится по формуле:

$$F_{\text{тр}} = 2k_{\text{пр}}fpS, \qquad (6)$$

где коэффициент указывает на одновременное действие двух тормозных колодок, $k_{\text{пр}} = p_{\text{н}}/\text{р}\ S_{\text{тп}}/S$ — коэффициент преобразования давления тормозной жидкости в тормозном механизме p, Па, действующей на тормозные поршеньки площадью $S_{\text{тп}}$, м, в удельное давление $p_{\text{н}}$, Па, действующее на тормозные накладки площадью S , м; f — среднее эффективное значение коэффициента трения тормозных

накладок. Следовательно, с учетом (6) выражение (5) для тормозного момента примет вид:

$$M_{тр} = 2k_{пр}fpR_{ср}S. \quad (7)$$

Тогда время торможения (4) с учетом известного соотношения:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30}. \quad (8)$$

Запишется в виде:

$$t_Т = \frac{\pi n_0 J}{60k_{пр}fpR_{ср}S}, \quad (9)$$

где n_0 — начальная частота вращения тормозного диска (колеса), об/мин.

Для расчетов удобнее бывает связать начальную угловую скорость вращения колеса ω_0 с начальной скоростью движения автомобиля W_a без проскальзывания при заданном радиусе колеса R_k по соотношению

$$\omega_0 = \frac{W_a}{3{,}6R_k}, \quad (10)$$

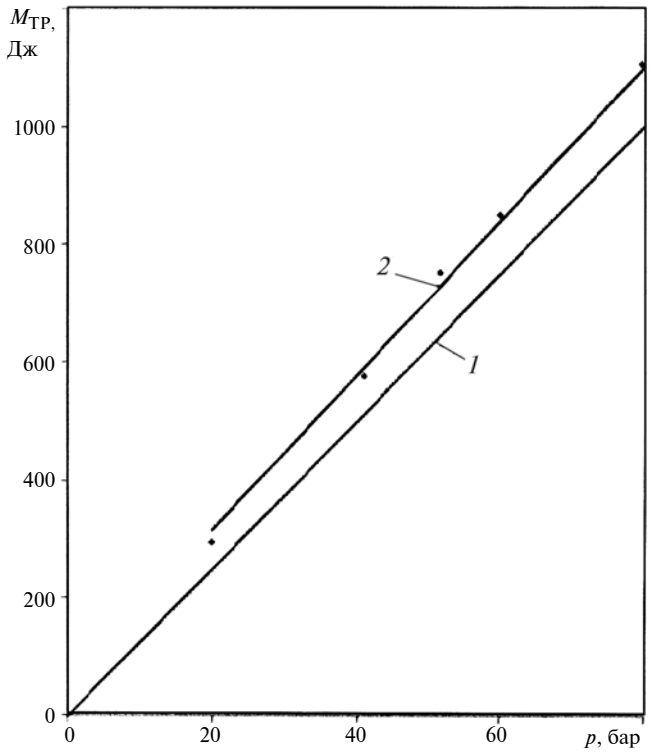


Рис. 1. Зависимость тормозного момента $M_{тр}$ на тормозном диске от давления p тормозной жидкости:

1 — расчет по формуле (7); *2* — эксперимент

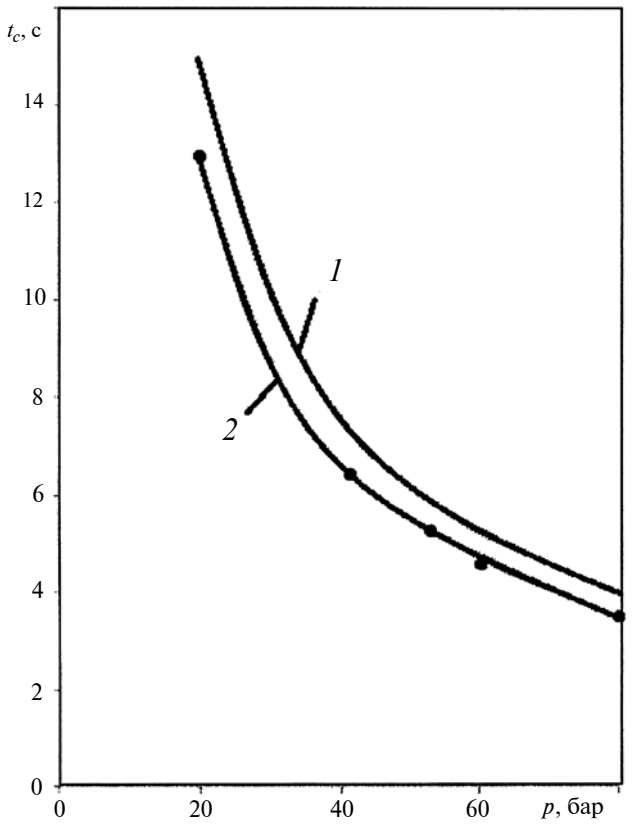


Рис. 2. Зависимость времени $t_Т$ торможения от давления p тормозной жидкости при скорости движения автомобиля W_a = 100 км/ч:

1 — расчет по формуле (11); *2* — эксперимент

где R_k — радиус колеса, м; W_a — скорость автомобиля, км/ч. С учетом (10) выраженіes (9) примет вид:

$$t_Т = \frac{W_a J}{7{,}2k_{пр}fR_{ср}R_k Sp}. \quad (11)$$

Из (11) следует, что при прочих равных условиях время торможения прямо пропорционально скорости движения автомобиля и обратно пропорционально давлению тормозной жидкости в тормозной системе. На рис. 1—3 представлены графические зависимости тормозного момента $M_{тр}$ от величины давления p тормозной жидкости , построенные в соответствии с выражением (7) и времени торможения $t_т$ в зависимости от скорости автомобиля W_a и давления тормозной жидкости p, полученные на основе соотношения (11). Результаты расчета приведены для случая торможения автомобиля ВАЗ-2110 полной массой 1454 кг при следующих параметрах: $k_{пр} = 0{,}44$, $I = 39{,}1$ кг · м^2, $R_{ср} = (0{,}078 + 0{,}118)/2 = 0{,}098$ м, $R_k = 0{,}281$ м, $S = 0{,}00344$ м^2; коэффици-

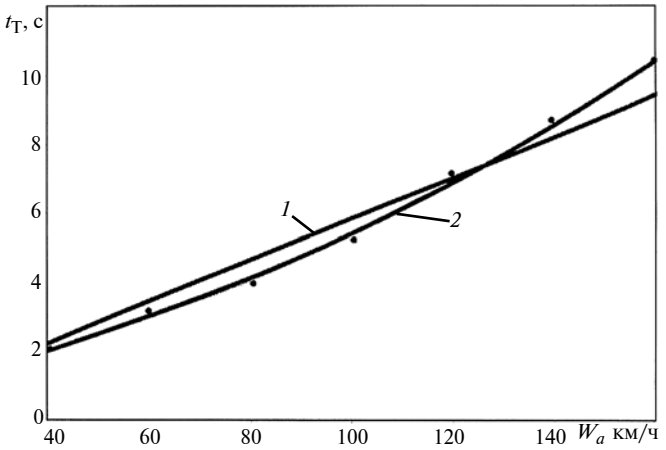


Рис. 3. Зависимость времени торможения $t_т$ от скорости движения автомобиля W_a при постоянном среднем давлении тормозной жидкости p = 50 бар:

1 — расчет по формуле (11) при $\bar{f}$ = 0,46; *2* — эксперимент

ент трения f усреднялся по результатам испытаний при торможении диска из серого чугуна СЧ, f = 0,42. Стендовые испытания проведены в заводской лаборатории ОАО АвтоВАЗ. Как видно из рис. 1—3 между расчетными данными и экспериментальными результатами существует вполне удовлетворительное совпадение, что позволяет с достаточной степенью надежности использовать расчетные параметры и характеристики процесса торможения при исследовании тормозных систем.

Плотность теплового потока q, действующего на поверхности трения между тормозными накладками и дисками, определится по формуле:

$$q = \frac{\omega M_{тр}}{2S} = k_{пр} f R_{cp} \omega_0 p \left(1 - \frac{t}{t_т}\right) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_т}\right), \quad (12)$$

где:

$$q_0 = K_{пр} f \omega_0 R_{cp} p = k_{пр} f R_{cp} p \frac{W_a}{3{,}6 R_k}. \quad (13)$$

Здесь использованы соотношения (3), (4), (7), (10). Из (12) следует, что при данном значении давления тормозной жидкости p и начальной скорости движения ав-

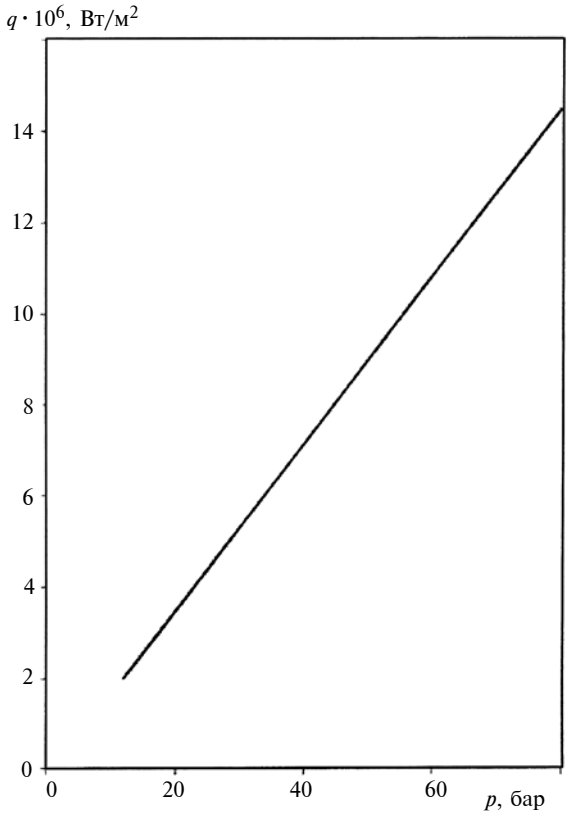


Рис. 4. Зависимость интенсивности теплового потока q_0 от давления тормозной жидкости p при начальной скорости автомобиля W_a = 100 км/ч, расчет по формуле (13)

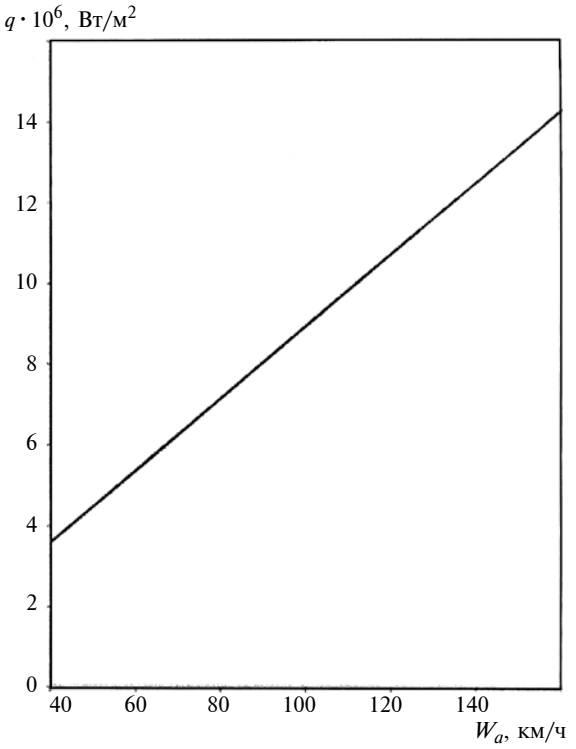


Рис. 5. Зависимость интенсивности теплового потока q_0 от начальной скорости автомобиля W_a при постоянном давлении тормозной жидкости в тормозе p = 50 бар, расчет по формуле (13)

томобиля W_a, плотность потока q от времени процесса торможения изменяется по линейному закону.

На рис. 4, 5 представлены графические зависимости интенсивности теплового потока q_0 от давления тормозной жидкости p и начальной скорости автомобиля W_a, построенные по соотношению (13). На рис. 6 отображена зависимость между соотношениями основных параметров p и W_a из условия постоянства теплового эффекта: $q_0 = \text{const}$ при торможении.

Коэффициент теплоотдачи α между вращающимся тормозным диском и окружающей средой определяется из следующего критериального уравнения конвективного теплообмена [2]:

$$Nu = 0{,}023\mathrm{Re}^{0,8}, \qquad (14)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha R_2/\lambda_в$ — критерий Нуссельта, $\mathrm{Re} = \omega_0 R_2^2/\nu_в$ — критерий Рейнольдса.

Запишем уравнение (14) в явном виде относительно коэффициента теплоотдачи α:

$$\alpha = \frac{0{,}23 R_2^{0,6}\lambda_в}{(3{,}6R_k)^{0,8}\nu_a^{0,8}} W_a^{0,8}, \qquad (15)$$

где $\lambda_в$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · к); $\nu_в$ — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м^2/с, значения которых можно выбрать, например, из [3]. На рис. 7 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи α в зависимости от скорости движения автомобиля для разных значений температуры окружающей среды. Как видно из рис. 7, зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры среды T весьма слабая, так что этот фактор при расчетах можно не учитывать.

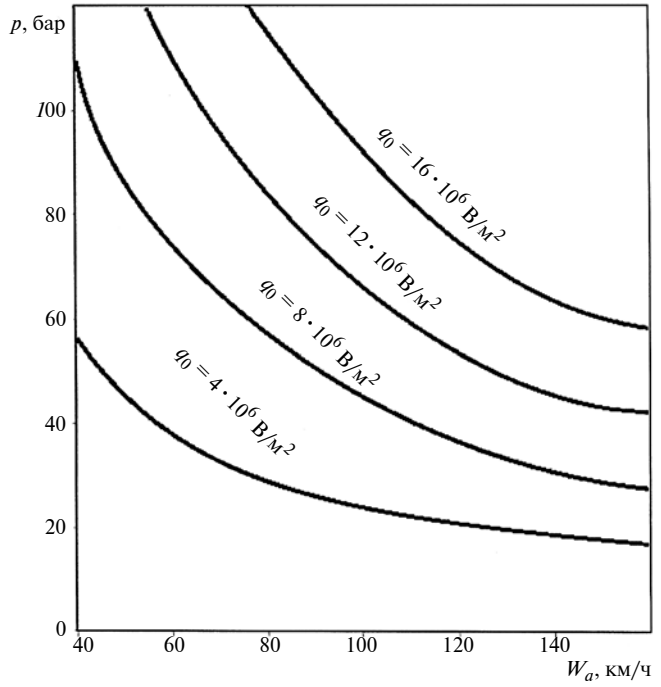


Рис. 6. Зависимость между параметрами давления тормозной жидкости *p* и скорости автомобиля W_a при условии постоянства теплового эффекта q_0 = const тормозного процесса, расчет по формуле (13)

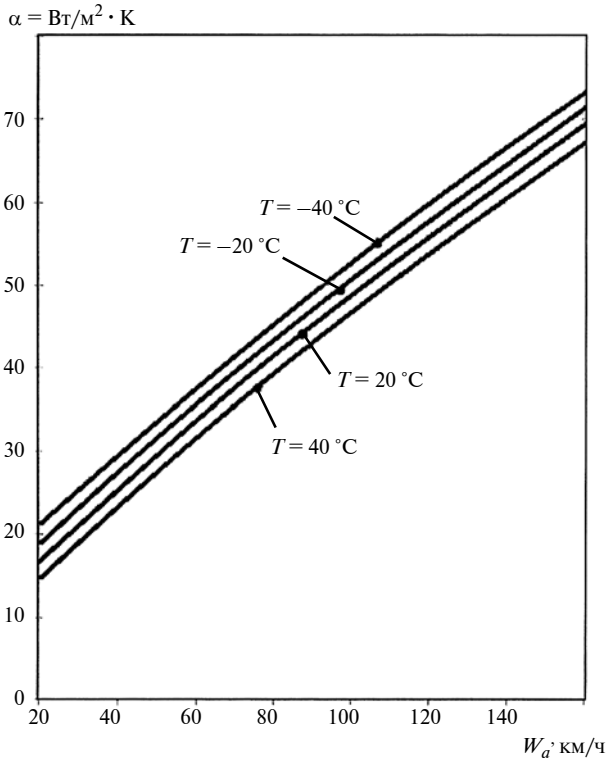


Рис. 7. Зависимость коэффициента конвективного теплообмена α при охлаждении тормозного диска от скорости автомобиля W_a при разных температурах *T* воздуха, расчет по формуле (15)

Приведенные подходы к определению теплофизических и механических характеристик и параметров тормозных узлов в процессе торможения могут быть эффективно использованы при исследовании тормозных систем различного вида транспорта, механизмов и машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Чичинадзе А. В.** Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967. — 232 с.
2. **Дорфман П. А.** Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М.: Физматгиз, 1960. — 276 с.
3. **Теплотехнический** справочник. / Под общ. ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. М.: Энергия, 1976. — 678 с.

УДК 621.822

П. В. Яковлев, канд. техн. наук, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск
E-mail: pv_jk@mail.ru

ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ НА УДАРНОЕ НАГРУЖЕНИЕ ШЕСТЕРЕН В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Рассматриваются три этапа процесса переключения зубчатой передачи в гибридной силовой установке с изменяемым межосевым расстоянием. Для наиболее важных этапов переключения приведены исследования нагруженности зубьев. Сделан вывод о перспективности метода снижения динамической нагруженности зубчатых передач за счет наличия смазочного слоя в наиболее нагруженной зоне контакта.

Ключевые слова: *автомобиль, гибридный привод, включение передач, удар, зубья шестерен.*

Введение. Тенденции к непрерывному росту стоимости углеводородов, необходимость в снижении токсичности и объемов отработавших газов устанавливают новые горизонты в производстве и эксплуатации силовых установок автомобилей. Наиболее успешным решением этого вопроса в настоящее время является гибридный привод, надежность и долговечность которого определяется в основном нагрузочными режимами с учетом динамического характера действующих нагрузок. Несмотря на накопленный опыт по расчету и эксплуатации закрытых хорошо смазываемых передач зацеплением многие авторы отмечают, что сущность явлений, происходящих в контакте зубьев шестерен и в разделяющем их масляном слое, во многом еще не ясна.

Проведенные исследования. Автором статьи на протяжении ряда лет в расчетном и экспериментальном плане проводились исследования схем ступенчатых механических редукторов безостановочным переключением передач в них. На рис. 1 показана схема механического двухступенчатого редуктора с переключением передач за счет изменения межосевого расстояния сопрягаемых пар шестерен [1]. Предлагаемая схема переключения имеет следующие преимущества: высокое быстродействие переключения, отсутствие необходимости в синхронизаторах, легкость автоматизации процесса переключения. Предлагаемый двухступенчатый редуктор содержит корпус *1*, входной вал *2*, жестко установленные на входном валу шестерни повышенной *3* и пониженной *4* передач, постоянно зацеп-

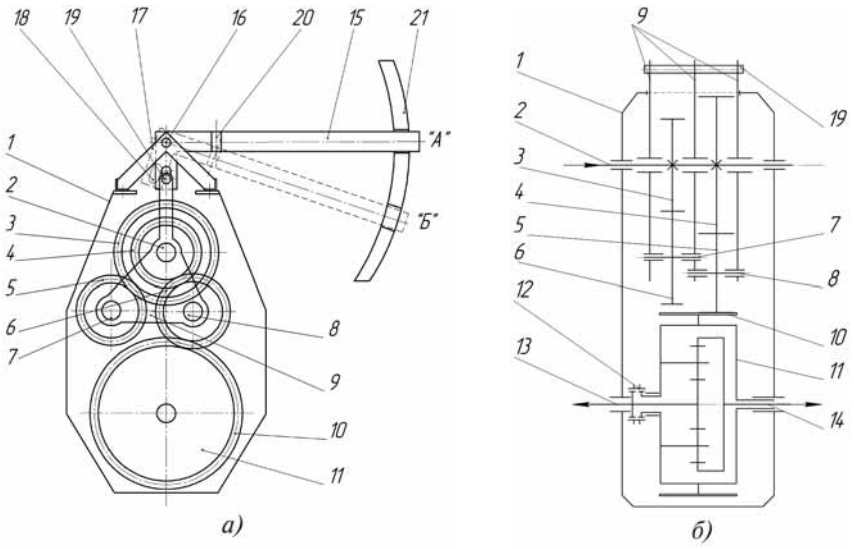


Рис. 1. Схема двухступенчатого редуктора с изменяемым межосевым расстоянием

ленные с шестернями входного вала сателлиты разного диаметра *5* и *6*, оси *7* и *8* сателлитов, водило *9* с выступом с возможностью поворота вокруг оси входного вала и фиксации угла поворота осей сателлитов, коронную шестерню *10* межосевого дифференциала *11* с возможностью зацепления с одним из сателлитов, двухпозиционную зубчатую муфту *12* блокировки межосевого дифференциала, валы *13* и *14* приводов переднего и заднего ведущих мостов. Для переключения и фиксации передач в двухступенчатом редукторе предлагается рычажный механизм, который состоит из рычага *15,* оси рычага *16*, опор оси рычага *17*, толкателя *18*, канавки *19* для перемещения толкателя, фиксатора передач *21* с пазами пониженной "А" и повышенной "Б" передач, шарнира поперечного поворота *20* в длинном плече рычага.

Процесс переключения передач в указанном редукторе осуществляется изменением межосевого расстояния и может быть представлен тремя этапами:

1-й этап — включена повышенная передача, водило зафиксировано (рис. 2, *а*);

2-й этап — включение "нейтрали", водило освобождено и поворачивается под действием внутренних сил в зацеплении и внешних сил, приложенных к рычагу водила в направлении включаемой передачи (рис. 2, *б*);

3-й этап — фиксация водила, включение пониженной передачи (рис. 2, *в*).

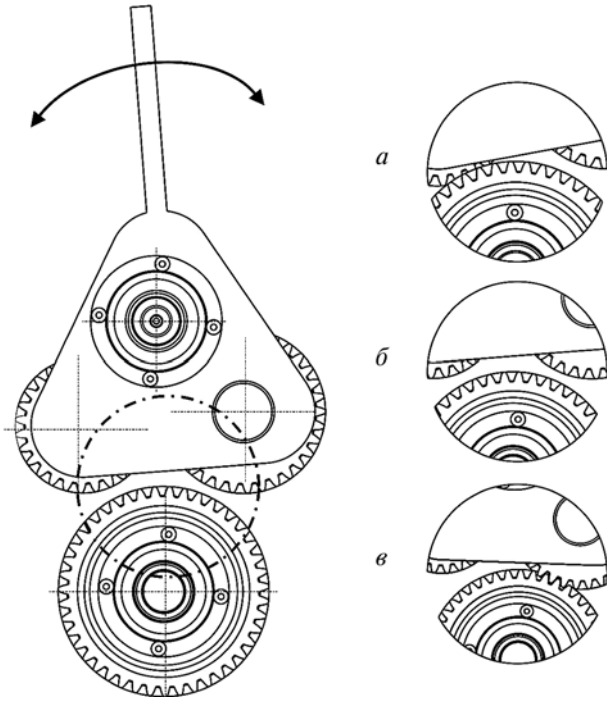


Рис. 2. Схема переключения передач в редукторе

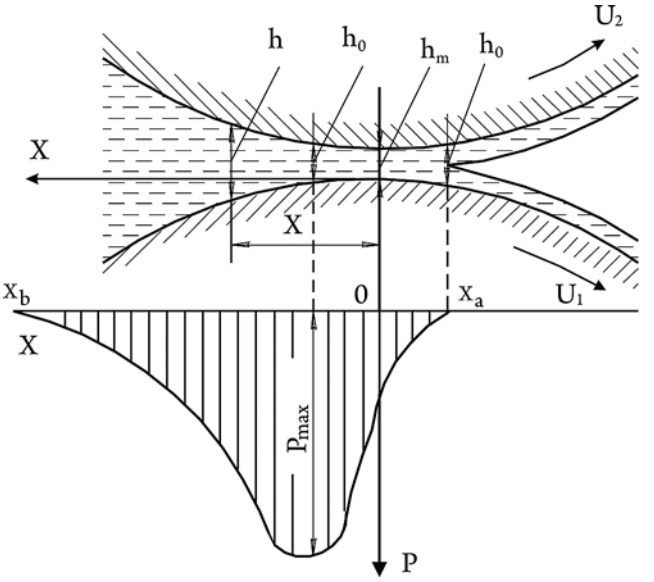


Рис. 3. Схема контакта двух цилиндров с масляным слоем

Первому этапу переключения соответствует равномерное нагружение передачи. В смазке, увлекаемой в движение, возникают гидродинамические давления, равнодействующая которых уравновешивается внешней нагрузкой. Величины и распределение этих давлений определяются формой зазора между трущимися поверхностями, образующейся в результате упругих деформаций. При этом вязкость смазки зависит от местного давления и может возрастать внутри зоны контакта до величин превышающих жесткость стальных деталей.

Для определения величин давления между зубьями заменим эвольвенты зубьев на два цилиндра, перекатывающиеся и скользящие один относительно другого со скоростями U_1 и U_2 (рис. 3). Пусть вязкость масла зависит от давления по формуле Баруса [2]:

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p). \qquad (1)$$

где μ_0 — кинематическая вязкость масла при атмосферном давлении, Па · с; α — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала, Па$^{-1}$; p — гидродинамическое давление в масляном слое, Па.

Воспользуемся уравнением Рейнольдса:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 U_\Sigma \frac{h_0 - h}{h^3} e^{\alpha p} \qquad (2)$$

где x — координата в направлении, обратном движению поверхностей трения, м; U_Σ — суммарная скорость качения в контакте, м/с; h — толщина смазочного слоя в данной точке, м; h_0 — толщина смазоч-

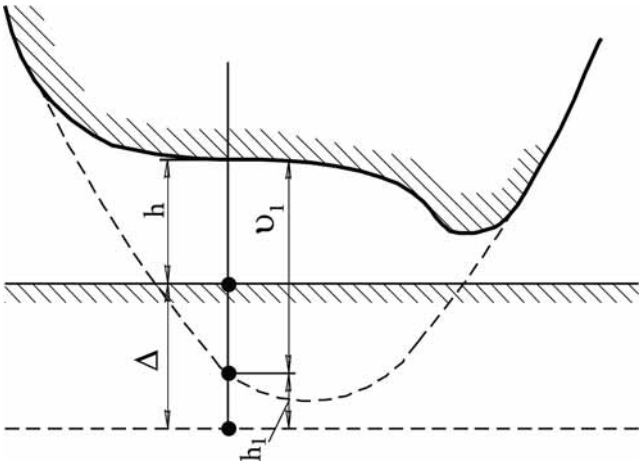


Рис. 4. Профиль зазора до и после деформации

ного слоя в точке, в которой градиент давления равен нулю, м; e — абсолютный эксцентриситет, м.

На промежуточном этапе решения задачи мы получим профиль зазора h (рис. 4). Прибавим к нему значение υ_1 деформации в каждой точке и получим профиль зазора h_1 до деформирования при любом поперечном смещении Δ профилей.

Из рис. 4 следует, что:

$$h = h_1 + \upsilon_1 - \Delta. \qquad (3)$$

Зазор между двумя цилиндрами до деформирования на узком участке зоны контакта с высокой степенью точности может быть описан квадратичной параболой:

$$h_1 = h_{m1} + x^2/2\rho_{пр},$$

где h_{m1} — минимальная толщина смазочного слоя до деформирования; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны поверхностей трения, м.

Предположим, что деформация υ_1 пропорциональна локальному давлению:

$$\upsilon_1 = \frac{A'}{E}p, \qquad (4)$$

где A' — коэффициент пропорциональности, м; E — модуль упругости первого рода деформируемых поверхностей, Па.

Подставив (4) в (3), получим уравнение контактной гидродинамики:

$$h_1 = h_{m1} + \frac{x^2}{(2\rho_{пр})} + \frac{A'}{E}p - \Delta. \qquad (5)$$

Таким образом, задача заключается в совместном решении уравнений (1) и (5).

Для упрощения расчетов и сокращения числа независимых расчетных параметров приведем эти уравнения к безразмерному виду.

Обозначим размерные параметры через соответствующие безразмерные величины:

$$x = B_1 z,\ p = Bk,\ h = h_0 H,$$

где H — безразмерная толщина смазочного слоя; k — безразмерное давление в смазочном слое; z — безразмерная координата в направлении, обратном движению поверхностей трения.

Параметры B и B_1 определим из (2) и (5) таким образом, чтобы по возможности упростить безразмерные уравнения.

Учтем, что в месте обрыва смазочного слоя безразмерная абсцисс:

$$z = z_a, \quad h = h_0, \quad p = k = 0,\ H = 1,$$

где z_a — безразмерная координата конца области трения.

Из уравнения (5) получим:

$$(h_{m1} - \Delta)/h_0 = 1 - z_a^2.$$

Примем, что

$$B_1 = \sqrt{2h_0\rho_{пр}}; \quad B = 6\frac{\mu_0 U_\Sigma}{h_0^2}B_1.$$

В результате получим безразмерные уравнения приближенной контактно-гидродинамической задачи:

$$\frac{dk}{dz} = \frac{1-H}{H^3}e^{B\alpha k}; \quad H = 1 - z_a^2 + z^2 + Ck,$$

где

$$C = A'B/(Eh_0).$$

Имеем систему двух дифференциальных уравнений при двух неизвестных функциях k и H и двух независимых параметрах C и $B\alpha$. Параметр z_a определим из граничных условий. Систему уравнений интегрируем с конца области трения (от $z = z_a$ до $z = z_b$), задавшись при этом таким значением z_a, при котором $k(z_b) \approx 0$. Здесь z_b — безразмерная координата начала области трения.

Определим нагрузку на единицу длины контакта как:

$$q_H = \int_{x_a}^{x_b} p dx,$$

где x_a, x_b (см. рис. 3) — размерные координаты конца и начала области трения.

Перейдя к безразмерным параметрам, получим:

$$q_H = 12 \frac{\mu_0 U_\Sigma \rho_{пр}}{h_0} K; \quad K = \int_{z_a}^{z_b} k dz.$$

Третий этап переключения передачи с изменяемым межосевым расстоянием начинается с касания головок зубьев включаемой пары шестерен, дальнейшего входа головки зуба во впадину и при расположении шестерен на расчетном межосевом расстоянии фиксации водила. При этом происходит структурная перестройка кинематической схемы гибридного привода, водило теряет дополнительную степень свободы (способность поворачиваться) и разность угловых скоростей вращения приводит к удару в зубьях включенных шестерен, разделенных слоем смазки.

Для начальной простоты расчетов будем рассматривать плоскую квадратную пластину A, которая движется с постоянной скоростью V_0 и ударяется о массивное тело B, такого же сечения через слой масла h (рис. 5). По мере сближения тел масло вытесняется через переменный торцевой зазор в направлении, нормальном перемещению.

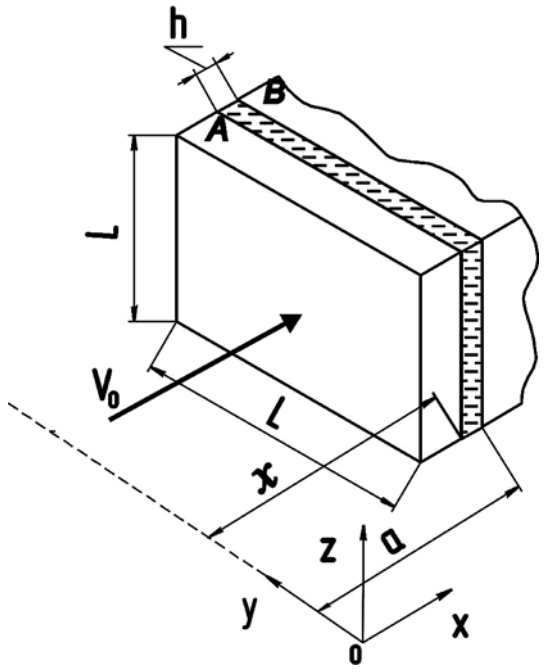


Рис. 5. Расчетная схема удара зубьев шестерен через слой масла

Скорости тела A и масла связаны зависимостью:

$$V_{эк} = \frac{1}{4} \frac{V_0 L}{h}, \qquad (6)$$

где $V_{эк}$ — скорость истечения масла; V_0 — скорость пластины А перед ударом; h — зазор между пластинами; L — длина стороны квадратной пластины.

Из формулы (6) следует, что непосредственный контакт тел не произойдет, поскольку при $h = 0$ скорость масла должна увеличится до бесконечности. Это обстоятельство должно существенно отразится на формировании ударных импульсов, так как упругие свойства масла значительно отличаются от свойств материала соударяющихся тел.

Экспериментальная проверка результатов. Для экспериментального уточнения действующих нагрузок предлагается измерительный комплекс для одноканального измерения энергетических параметров ударных процессов в зубьях зубчатых венцов прямозубых шестерен с использованием АЦП и микро-ЭВМ. В качестве объекта испытаний была выбрана шестерня (количество зубьев $Z = 19$, модуль $m = 5$) привода заднего хода грузового автомобиля. В исследованиях вычислялась величина ускорения $A(t)$, по которой определялось значение динамической силы $F(t)$. Такой порядок определения величин обусловлен характером экспериментальных исследований, в которых посредством пьезоакселерометра непосредственно измерялась и регистрировалась величина ускорения $A(t)$. Параметры ударной нагрузки, основными из которых являются амплитуда ускорения A_{max}, длительность контакта $t_к$ и закон изменения этой нагрузки во времени $A(t)$, определяются свойствами самих тел, геометрическими характеристиками поверхностей контакта и находящихся на них материалов. Измерительный комплекс позволил резко повысить информативность измерительной системы путем отработки полученных данных на ЭВМ по алгоритмам, реализованным на языках высокого уровня (С, С++) и переведенная с помощью транслятора языка в машинный код. На рис. 6 показана блок-схема измерительной системы, где *1* — испытуемое зубчатое колесо с валом; *2* — ударник; *3* — направляющая; *4* — основание; *5* — акселерометр; *6* — усилитель; *7* — АЦП; *8* — блок сопряжения; *9* — микро-ЭВМ; 10 — осциллограф; *11* — блок запуска; *12* — генератор начальных импульсов. Ударный импульс воз-

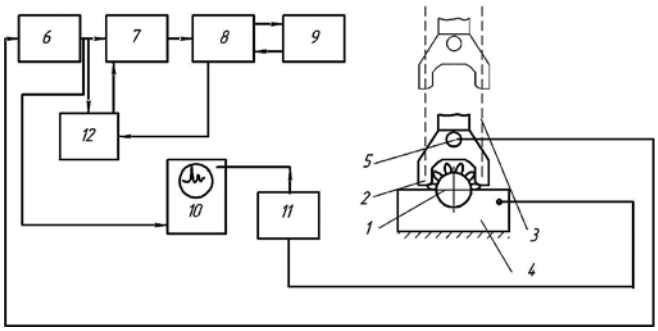


Рис. 6. Блок-схема измерительной системы

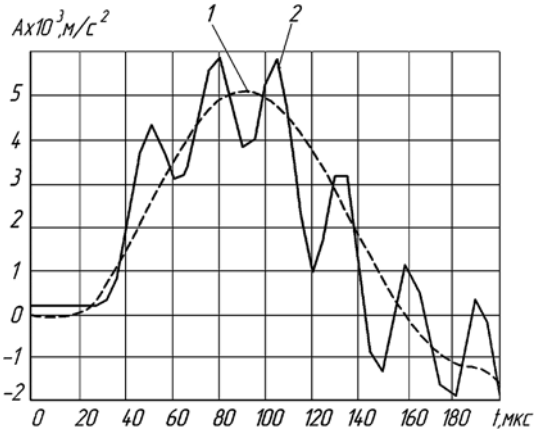


Рис. 7. Импульс ускорения возмущающей силы при ударе

буждается ударником *2*. Сигнал с датчиков *5* поступает в усилитель 6 и в АЦП 7. Пуск АЦП осуществляется генератором начальных импульсов *12*.

Следующим этапом исследований являлось изучение ударной нагрузки при взаимодействии ударника и боковых зубьев шестерни через нанесенную на них смазку. Нанесение смазки осуществлялось окунанием ударника и шестерни, нагретых до температуры 65 °С, в жидкую смазку такой же температуры. Использовалось трансмиссионное масло вязкостью SAE 80W90. Исследования (рис. 7, 8) показали, что потери энергии во время соударения боковых поверхностей зубьев при наличии смазки составляют 14—35 %. На рис. 7 приведены: *1* — расчетные данные; *2* — по результатам эксперимента. Слой масла между поверхностями соударения обладает большой несущей способностью, даже при наличии щелей для свободного выхода смазки из-под соударяемых зубьев. По результатам экспериментальных исследований установлено, что различие силовых и кинематических параметров не превышает 5 %.

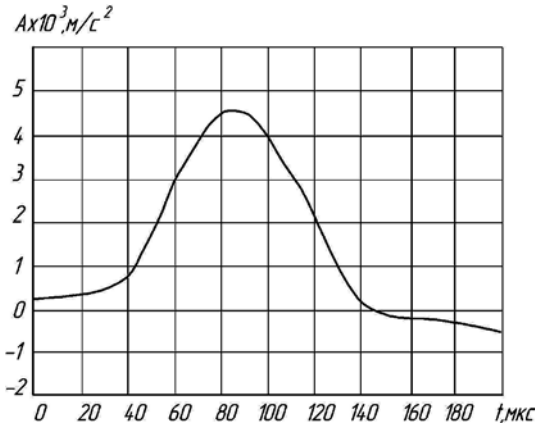


Рис. 8. Экспериментальный импульс ускорения возмущающей силы при ударе через слой смазки

Вывод. В ходе исследований было установлено, что в слое смазки возникают гидродинамические давления, равнодействующая которых уравновешивается внешней нагрузкой. Это приводит к тому, что величины этих давлений распределяются более равномерно по поверхности зуба и определяются формой зазора между ними. Кроме того, установлено, что слой смазки уменьшает высокочастотные составляющие ударного импульса. Для достаточно коротких импульсов наблюдается уменьшение их амплитуды и энергии, что происходит из-за сглаживания крутых фронтов и приводит к изменению спектра удара. Исследования показали, что потери энергии во время соударения поверхностей зубьев при наличии смазки составляют 14—35 %. Слой масла между поверхностями соударения обладает большой несущей способностью даже при наличии щелей для свободного выхода смазки из-под соударяемых зубьев. Эти явления можно использовать для снижения динамичности ударных нагрузок в электромеханических трансмиссиях на режимах переключения передач или подключения ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Драгунов Г. Д., Яковлев П. В., Гонтарев Е. П., Мартынов А. Н.** Новая раздаточная коробка для автомобиля высокой проходимости // Автомобильная промышленность, 2010. — № 7. — С. 18—20.
2. **Коднир Д. С.** Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д. С. Коднир, Е. П. Жильников, Ю. И. Байбородов. — М.: Машиностроение, 1988. — 159 с.
3. **Башта Т. М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машгиз, 1963.

УДК 629.113

Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, **И. И. Салахов, В. В. Волошко,** инж-ры,
Камская государственная инженерно-экономическая академия (ИНЭКА)
E-mail: faskhiev@mail.ru

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА — МОДУЛЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Представлены кинематическая схемы модуля планетарной системы универсального многопоточного дифференциального механизма (ПС УМДМ), дифференциальные механизмы на каждой передаче и методика расчета коэффициента полезного действия автоматической коробки передач на основе модуля ПС УМДМ.

Ключевые слова: *автоматическая коробка передач, планетарная система, планетарные ряды, дифференциальные механизмы, универсальный многопоточный дифференциальный механизм, методика определения КПД, аналитический расчет.*

С учетом тенденции повышения мощности современных транспортных средств актуализируется задача повышения коэффициента полезного действия (КПД) их агрегатов и узлов, в том числе и трансмиссии. В трансмиссиях автомобилей часто используются планетарные механизмы, в которых передача энергии между звеньями происходит как в относительном, так и переносном движении зубчатых колес. Относительное движение звеньев всегда сопровождается потерями на трение в зубчатых зацеплениях, тогда как при переносном движении эти потери отсутствуют. Мощность силы трения на зубьях колес, определяющая КПД механизма, зависит от нормального давления, прикладываемого на зубья, и скорости относительного скольжения. Скорость относительного скольжения определяется типом передачи, т. е. является ли передача планетарной, дифференциальной или замкнутой дифференциальной передачей.

Методы финишной обработки зубчатых колес (шлифование, шевингование и др.) дают возможность получить очень высокое значение КПД зубчатых передач. Так, передачи с прямозубыми колесами, нарезанными с высокой точностью, имеют КПД в пределах 0,980—0,985, а при менее точно нарезанных зубьях — 0,975 ÷ 0,980. КПД косозубых передач без учета потерь в подшипниках в среднем достигает 0,970÷0,975.

На практике для определения КПД планетарных зубчатых механизмов в основном применяют три метода:

1. Непосредственное определение потерь на трение во всех подвижных соединениях звеньев по усилиям, действующим между ними, и по скоростям относительного движения. При этом усилия определяют предварительно без учета трения, а по ним уже находят силы и работу сил трения. Полученная работа сил трения на зубьях и известная работа сил сопротивления позволяют определить КПД.

2. При определении КПД предполагается, что потери на трение в каждой паре зубчатых колес дифференциальной передачи пропорциональны произведению окружного усилия на зубьях и скорости точки начальной окружности зубчатого колеса сателлита по отношению к водилу. Это произведение носит название потенциальной мощности.

3. Планетарные или дифференциальные передачи путем инверсии сводят к простой передаче с неподвижными осями, предполагая, что добавочное вращение, сообщенное всему механизму в целом, в результате преобразования ничего не меняет в моменте, а следовательно и в работе сил трения.

При определении КПД не учитываются дополнительные потери от давления в кинематических парах, возникающего под действием центробежных сил и моментов сил инерции сателлитов [2].

Определение КПД ПС УМДМ по методике М. А. Крейноса. Как указывалось в работе [6] в качестве основы создания конкурентоспособных автоматических коробок передач может быть принят универсальный многопоточный дифференциальный механизм (рис. 1) по патенту № 2384773 [5].

Предположим, что все звенья ПС УМДМ вращаются с постоянными угловыми скоростями и каждый дифференциальный механизм уравновешен. В этом случае соотношения между моментами на звеньях ПС УМДМ не зависят от того, вращаются ли все эти звенья или одно из них неподвижно. Например, мысленно остановим водило ПС УМДМ, в этом случае получится обычная передача с неподвижными осями валов, в которой угловые скорости центральных зубчатых колес $\omega_1' = \omega_1 - \omega_H$, $\omega_4' = \omega_4 - \omega_H$, $\omega_6' = \omega_6 - \omega_H$, $\omega_7' = \omega_7 - \omega_H$, $\omega_8' = \omega_8 - \omega_H$, а энергия передается только при относительном движении звеньев.

Для определения КПД ПС УМДМ целесообразен метод, предложенный проф. М. А. Крейносом [4]. Для любой передачи ПС УМДМ, учитывающий потери мощности в полюсах зацепления, КПД определяется по выражению:

$$\eta_p = \frac{N_{\text{отв}}}{N_{\text{подв}}} = \frac{M_{\text{вм}}\omega_{\text{вм}}}{M_{\text{вщ}}\omega_{\text{вщ}}} = \frac{\hat{i}_q}{i_q}, \qquad (1)$$

где $N_{\text{отв}}$ и $N_{\text{подв}}$ — мощность соответственно отводимая от ПС УМДМ и подводимая к ней; $M_{\text{вщ}}$ и $M_{\text{вм}}$ — моменты соответственно на ведущем и на ведомом валах ПС УМДМ; $\omega_{\text{вщ}}$ и $\omega_{\text{вм}}$ — угловая скорость вращения соответственно ведущего и ведомого валов ПС УМДМ; $\hat{i}_q$ и i_q — силовое и кинематическое передаточные отношения ПС УМДМ.

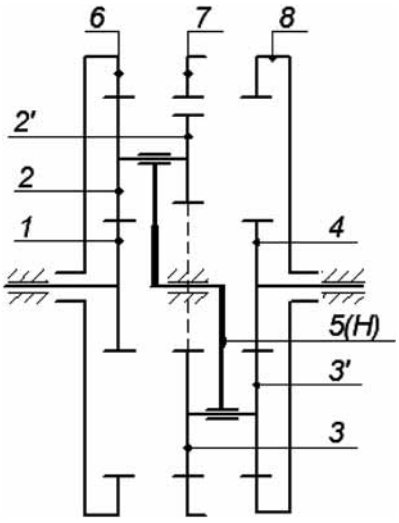


Рис. 1. Кинематическая схема ПС УМДМ:

1, *4* — солнечные центральные шестерни, *2—2'*, *3—3'* — сцепленные двухвенцовые сателлиты, *5* (*H*) — водило, *6*, *7*, *8* — коронные колеса

В работах М.А. Крейноса установлено, что силовое передаточное отношение $\hat{i}_q$ выражается той же зависимостью, что и кинематическое передаточное отношение i_q, только при этом каждая характеристика планетарного ряда должна быть умножена или разделена на КПД планетарного ряда в относительном движении η_0 (при остановленном водиле).

Следовательно, если кинематическое передаточное отношение ПС:

$$i_q = f(k_1, k_2, ..., k_i), \qquad (2)$$

где k_1, k_2, ..., k_i — характеристики планетарных рядов, составляющих кинематическую цепь (внутренние передаточные отношения), то ее силовое передаточное отношение:

$$\hat{i}_q = f\left(k_1\eta_0^{x_1}, k_2\eta_0^{x_2}, ..., k_i\eta_0^{x_i}\right). \qquad (3)$$

Здесь x_i — показатель степени со знаком плюс или минус единица (т. е. $x_i = +1$ или $x_i = -1$).

В каждом частном случае показатель степени должен быть такой, чтобы потери в исследуемом звене были положительными. Если передаточное отношение принимается как отношение числа оборотов ведущего звена к числу оборотов ведомого звена, то есть в направлении движения потока мощности, то $x_i = +1$; если же передаточное отношение звена взято как отношение числа оборотов ведомого элемента к числу оборотов ведущего элемента, то есть против направления движения потока мощности, то $x_i = -1$.

Таким образом, какой бы сложной не была кинематическая схема механизма, знак показателя степени КПД x_i определяется по следующей зависимости [3]:

$$x_i = Sign\frac{k_i}{i_q}\frac{\partial i_q}{\partial k_i}. \qquad (4)$$

Здесь символ *Sign* обозначает "знак" и говорит о том, что показатель x_i равен плюс единице, если выражение под знаком сигнатуры положительно, и минус единице, если это выражение отрицательно.

Определение КПД ПС УМДМ в общем случае производится по следующему алгоритму:

1) из общей кинематической схемы ПС УМДМ выделяются по передачам схемы планетарных рядов, работающих на данной передаче;

2) по кинематической схеме ПС УМДМ с использованием уравнений кинематики дифференциальных механизмов определяется передаточное число i_q на q передаче $i_q^p = i_{\text{вщ}H}^p \cdot i_{H\text{вв}}^p$ (где p — заторможенное звено; $i_{\text{вщ}H}^p$ —передаточное отношение переносного движения; $i_{H\text{вв}}^p$ — передаточное отношение относительного движения), либо приравниванием кинематического передаточного числа ПС УМДМ на данной передаче определяется внутреннее передаточное отношение планетарного ряда;

3) по выражению $x_i = Sign\dfrac{k_i}{i_q}\dfrac{\partial i_q}{\partial k_i}$ определяются знаки показателей степени x_i;

4) по выражению $\hat{i}_q^p = i_{\text{вщ}H}^p \eta_{\text{вщ}H}^x \cdot i_{H\text{вв}}^p \eta_{H\text{вв}}^x$ определяется силовое передаточное число $\hat{i}_q$ на q передаче (где $\eta_{\text{вщ}H}^x$, $\eta_{H\text{вв}}^x$ — КПД переносного и относительного движения);

5) из соотношения $\eta_q = \dfrac{i_{\text{вщ}H}^p \eta_{\text{вщ}H}^x \cdot i_{H\text{вв}}^p \eta_{H\text{вв}}^x}{i_{\text{вщ}H}^p \cdot i_{H\text{вв}}^p}$ определяется КПД ПС УМДМ на q передаче.

Расчет КПД ПС УМДМ на основе положений теории машин и механизмов. При торможении коронного колеса одного из планетарных рядов многопоточного дифференциального механизма сателлиты этого ряда начинают обкатываться по заторможенному коронному колесу, передавая крутящий момент через оси на водило H, которое при этом будет совершать переносное движение. Далее переносное движение водила H передается на звено *8*, соединенное с выходным валом. При этом тормоз коронного колеса воспринимает реактивный момент.

Методика расчета КПД УМДМ, в соответствии с положениями теорией машин и механизмов, состоит из определения КПД переносного и относительного движений, которые определяются по нижеприведенным зависимостям. Известно, что КПД переносного движения [2]:

$$\eta_{\text{вщ}H} = \frac{1-(1-i_{\text{вщ}H})\eta_{\text{вщ}q}^x}{i_{\text{вщ}H}} = \frac{1-[1-(1-i_{\text{вщ}q})]\eta_{\text{вщ}q}^x}{1-i_{\text{вщ}q}} = \frac{1-i_{\text{вщ}q}\eta_{\text{вщ}q}^x}{1-i_{\text{вщ}q}}. \quad (5)$$

КПД относительного движения:

$$\eta_{H\text{вв}} = \frac{i_{\text{вм}H}}{1-(1-i_{\text{вм}H})\eta_{\text{вм}q}^x} = \frac{1-i_{\text{вм}q}}{1-[(1-i_{\text{вм}q})]\eta_{\text{вм}q}^x} = \frac{1-i_{\text{вм}q}}{1-i_{\text{вм}q}\eta_{\text{вм}q}^x}. \quad (6)$$

Тогда уравнение для определения КПД ПС УМДМ:

$$\eta_{\text{вщвм}} = \frac{1-i_{\text{вщ}q}\eta_{\text{вщ}q}^x}{1-i_{\text{вщ}q}}\,\frac{1-i_{\text{вм}q}}{1-i_{\text{вм}q}\eta_{\text{вм}q}^x}. \quad (7)$$

При торможении водила H, КПД рассчитывается как в обычных редукторах:

$$\eta_{\text{вщвм}}^H = \eta_{12}\eta_{2/3}\eta_{3/8}, \quad (8)$$

где η_{12}, $\eta_{2/3}$ — КПД внешних зубчатых зацеплений; $\eta_{3/8}$ — КПД внутреннего зубчатого зацепления.

В табл. 1 приведены формулы расчета КПД ПС УМДМ, полученные с учетом уравнений (7)—(8).

Анализ методик расчета КПД ПС УМДМ. С целью анализа рассматриваемых методик дальнейшее изложение вопроса удобно провести на конкретном примере АКП на основе модуля ПС УМДМ. Для управления ПС используются фрикционные тормоза (T_1, T_2, T_3, $T_{\text{з.х.}}$) и фрикционная блокирующая муфта (Ф), схема которой представлена на рис. 2.

При торможении водила H, коронного колеса *6*, солнечной центральной шестерни *4*, коронного колеса *7* соответственно получаем первую передачу $\left(i_{\text{I}} = i_{18}^H\right)$, вторую передачу $\left(i_{\text{II}} = i_{18}^6\right)$, третью пере-

Таблица 1

Зависимости КПД ПС УМДМ для каждой передачи (ступени)

Передачи ПС УМДМ	КПД ПС УМДМ
1	$\eta_{18}^H = \eta_{12}\eta_{2/3}\eta_{3/8}$
2	$\eta_{18}^6 = \dfrac{1-i_{16}\eta_{16}^x}{1-i_{16}}\,\dfrac{1-i_{86}}{1-i_{86}\eta_{86}^x}$
3	$\eta_{18}^4 = \dfrac{1-i_{14}\eta_{14}^x}{1-i_{14}}\,\dfrac{1-i_{84}}{1-i_{84}\eta_{84}^x}$
4	$\eta_{18}^{\text{бл}} = 1$
з. х.	$\eta_{18}^7 = \dfrac{1-i_{17}\eta_{17}^x}{1-i_{17}}\,\dfrac{1-i_{87}}{1-i_{87}\eta_{87}^x}$

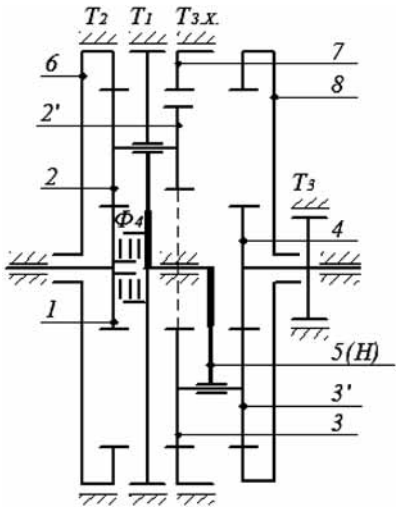


Рис. 2. Кинематическая схема АКП на основе модуля ПС УМДМ

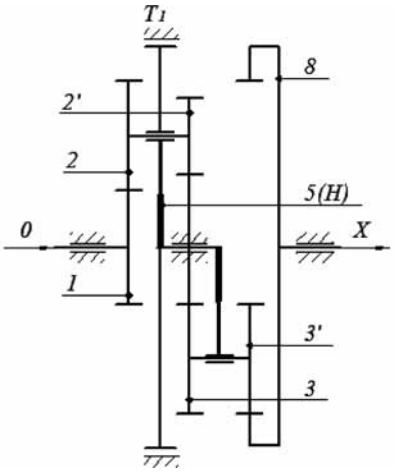


Рис. 3. Кинематическая структура ПС УМДМ на первой передаче

дачу $\left(i_{\text{III}} = i_{18}^{4}\right)$, передачу заднего хода $\left(i_{\text{з.х}} = -i_{18}^{7}\right)$. При блокировке ПС УМДМ получаем четвертую передачу, с передаточным числом, равным единице ($i_{\text{VI}} = 1$) [5].

После аналитического определения внутренних передаточных отношений УМДМ i_{14}, i_{16}, i_{17}, i_{18}, вычисляем величины передаточных чисел:

$$i_{\text{I}} = 3{,}71;\ i_{\text{II}} = 2{,}00;\ i_{\text{III}} = 1{,}85;$$
$$i_{\text{IV}} = 1{,}00;\ i_{\text{з.х}} = -5{,}2.$$

Из кинематической схемы ПС УМДМ выделим схему дифференциального механизма, передающую мощность на первой передаче (рис. 3).

На 1-й передаче при остановке водила ПС УМДМ работает как редуктор. Силовое передаточное число находится по выражению:

$$\hat{i}_{\text{I}} = i_{18}^{H}\,\eta_{18}^{X_1}, \qquad (9)$$

где η_{18} — коэффициент полезного действия третьего дифференциального механизма модуля ПС УМДМ ($\eta_{18} = 0{,}95$). $X_1 = \pm 1$. Знак X определяется по выражению (4):

$$x_1 = Sign\frac{i_{18}}{i_{\text{I}}}\frac{\partial i_{\text{I}}}{\partial i_{18}} = Sign\frac{i_{18}}{i_{18}} > 0;$$
$$\Rightarrow x_1 = +1.$$

Подставляя $x_1 = +1$ в (9) получим:

$$\hat{i}_{\text{I}} = 3{,}71 \cdot 0{,}95 = 3{,}52.$$

Таким образом, коэффициент полезного действия на первой передаче составит:

$$\eta_{\text{I}} = \frac{\hat{i}_{\text{I}}}{i_{\text{I}}} = \frac{3{,}52}{3{,}71} = 0{,}950.$$

Адекватность вычисления подтверждается расчетами по выражению, приведенному в табл. 1:

$$\eta_{\text{I}} = \eta_{18}^{5} = \eta_{12}\eta_{23}\,\eta_{3/8} =$$
$$= 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 0{,}950.$$

На второй передаче (рис. 4), работает первый дифференциальный механизм. Силовое передаточное число находится по выражению:

$$\hat{i}_2 = \frac{1 - i_{16}\eta_{16}^{X_2}}{1 - i_{86}\eta_{86}^{X_{2'}}}, \qquad (10)$$

где η_{16} — коэффициент полезного действия первого дифференциального механизма модуля ПС УМДМ ($\eta_{16} = 0{,}97$). $X_2 = \pm 1$. Знак X определяется по выражению (4):

$$x_2 = Sign\frac{i_{16}}{\dfrac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}}}\frac{\partial\dfrac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}}}{\partial i_{16}} = Sign\frac{i_{16}}{\dfrac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}}}\frac{i_{86} - 1}{(1 - i_{86})^2} > 0;$$
$$\Rightarrow x_2 = +1.$$

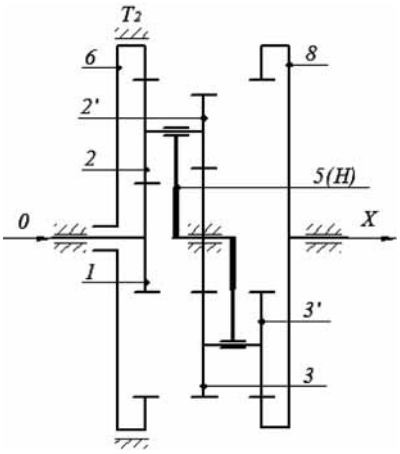


Рис. 4. Кинематическая структура ПС УМДМ на второй передаче

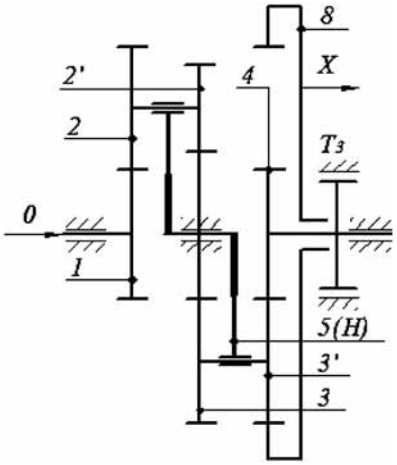


Рис. 5. Кинематическая структура ПС УМДМ на третьей передаче

Здесь η_{86} — коэффициент полезного действия между выходным и заторможенным звеньями ($\eta_{86} = 0{,}96$). $X_{2'} = \pm 1$. Знак X определяется по выражению (4):

$$x_{2'} = Sign\frac{i_{86}}{\frac{1-i_{16}}{1-i_{86}}}\frac{\partial\frac{1-i_{16}}{1-i_{86}}}{\partial i_{86}} = Sign\frac{i_{86}}{\frac{1-i_{16}}{1-i_{86}}}\frac{1-i_{16}}{(1-i_{86})^2} < 0;$$

$$\Rightarrow x_{2'} = -1.$$

Подставляя вышеполученные значения в уравнение (10), определяем:

$$\hat{i}_{II} = \frac{1-(-2{,}167)\cdot 0{,}97^{+1}}{1-(-0{,}583)\cdot 0{,}96^{-1}} = 1{,}92.$$

Таким образом, коэффициент полезного действия на второй передаче составит:

$$\eta_{II} = \frac{\hat{i}_{18}^{6}}{i_{18}^{6}} = \frac{1{,}92}{2{,}00} = 0{,}960.$$

Адекватность вычисления подтверждается расчетом КПД по выражению, приведенному в табл. 1:

$$\eta_{II} = \frac{1-i_{16}\eta_{16}^{x}}{1-i_{16}}\frac{1-i_{86}}{1-i_{86}\eta_{86}^{x}} =$$

$$\frac{1-(-2{,}167)\cdot 0{,}97^{+1}}{1-(-2{,}167)}\frac{1-(-0{,}583)}{1-(-0{,}583)\cdot 0{,}96^{-1}} = 0{,}96.$$

На третьей передаче (рис. 5) работает четвертый дифференциальный механизм УМДМ. Силовое передаточное число находится по выражению:

$$\hat{i}_{III} = \frac{1-i_{14}\eta_{14}^{X_3}}{1-i_{84}\eta_{84}^{X_{3'}}}, \qquad (11)$$

где η_{14} — коэффициент полезного действия четвертого дифференциального механизма модуля ПС УМДМ ($\eta_1 = 0{,}94$). Знак X_3 определяется по выражению (4):

$$x_3 = Sign\frac{i_{14}}{\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}\frac{\partial\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}{\partial i_{14}} = Sign\frac{i_{14}}{\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}\frac{i_{84}-1}{(1-i_{84})^2} > 0;$$

$$\Rightarrow x_3 = +1.$$

η_{84} — коэффициент полезного действия между выходным и заторможенным звеном ($\eta_{84} = 0{,}97$). Знак $X_{3'}$ рассчитывается из соотношения (4):

$$x_{3'} = Sign\frac{i_{84}}{\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}\frac{\partial\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}{\partial i_{84}} = Sign\frac{i_{84}}{\frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}}\frac{1-i_{14}}{(1-i_{84})^2} < 0;$$

$$\Rightarrow x_{3'} = -1.$$

Подставляя $x_3 = +1$ и $x_{3'} = -1$ в уравнение (11), определим:

$$\hat{i}_{III} = \frac{1-(-1{,}714)\cdot 0{,}94^{+1}}{1-(-0{,}462)\cdot 0{,}97^{-1}} = 1{,}77.$$

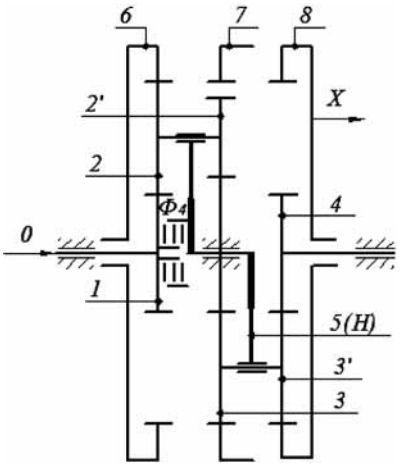


Рис. 6. Кинематическая структура ПС УМДМ на четвертой передаче

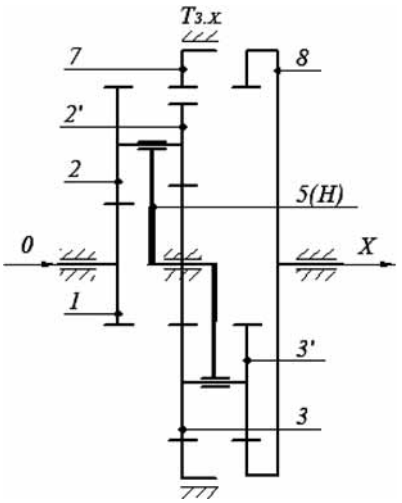


Рис. 7. Кинематическая структура ПС УМДМ на передаче заднего хода

Таким образом, коэффициент полезного действия на третьей передаче составит:

$$\eta_{III} = \frac{\hat{i}_{18}^{4}}{i_{18}^{4}} = \frac{1{,}77}{1{,}86} = 0{,}952.$$

Определим η_{III} по формуле табл. 1:

$$\eta_{III} = \frac{1 - i_{14}\eta_{14}^{x}}{1 - i_{14}} \frac{1 - i_{84}}{1 - i_{84}\eta_{84}^{x}} =$$

$$= \frac{1 - (-1{,}714) \cdot 0{,}94^{+1}}{1 - (-1{,}714)} \frac{1 - (-0{,}462)}{1 - (-0{,}462) \cdot 0{,}97^{-1}} = 0{,}950.$$

На четвертой передаче, за счет соединения звена *1* и водило *H* ПС УМДМ фрикционной блокирующей муфтой *Ф*, водило и центральная солнечная шестерня первого планетарного ряда получают одинаковое число оборотов. При этом происходит блокировка ПС, и она работает как жесткий вал, осуществляя прямую передачу. КПД на прямой передаче с учетом потерь на трение в подшипниках имеет значение $\eta_{IV} = 0{,}99$.

На передаче заднего хода (рис. 7), работает третий дифференциальный механизм. Силовое передаточное число для заднего хода:

$$\hat{i}_{з.х} = \frac{1 - i_{17}\eta_{17}^{X_4}}{1 - i_{87}\eta_{87}^{X_{4'}}}, \qquad (12)$$

где η_{17} — коэффициент полезного действия четвертого дифференциального механизма модуля ПС УМДМ ($\eta_{17} = 0{,}95$). $X_4 = \pm 1$. Знак X определяется по выражению (4):

$$x_4 = Sign \frac{i_{17}}{\frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}} \frac{\partial \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}}{\partial i_{17}} = Sign \frac{i_{17}}{\frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}} \frac{i_{87} - 1}{(1 - i_{87})^2} > 0;$$

$$\Rightarrow x_4 = +1.$$

Здесь η_{87} — коэффициент полезного действия между выходным и заторможенным звеном ($\eta_{87} = 0{,}98$). $X_{4'} = \pm 1$. Знак X определяется по выражению (4):

$$x_{4'} = Sign \frac{i_{87}}{\frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}} \frac{\partial \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}}{\partial i_{87}} = Sign \frac{i_{87}}{\frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}} \frac{1 - i_{17}}{(1 - i_{87})^2} < 0;$$

$$\Rightarrow x_{4'} = -1.$$

Подставляя $x_4 = +1$ и $x_{4'} = -1$ в уравнение (12), получим:

$$\hat{i}_{з.х} = \frac{1 - (2{,}583) \cdot 0{,}95^{+1}}{1 - (0{,}696) \cdot 0{,}98^{-1}} = -5{,}01.$$

Таким образом, коэффициент полезного действия на передаче заднего хода составит:

$$\eta_{з.х} = \frac{\hat{i}_{18}^{7}}{i_{18}^{7}} = \frac{5{,}01}{5{,}20} = 0{,}963.$$

Для заднего хода расчет КПД по формуле табл. 1 дает значение:

$$\eta_{з.х} = \frac{1 - i_{17}\eta_{17}^{x}}{1 - i_{17}} \frac{1 - i_{87}}{1 - i_{87}\eta_{87}^{x}} =$$

$$= \frac{1 - 2{,}583 \cdot 0{,}94^{+1}}{1 - 2{,}583} \frac{1 - 0{,}696}{1 - 0{,}696 \cdot 0{,}97^{-1}} = 0{,}963,$$

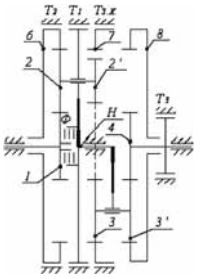
которое полностью совпадает с результатом расчета по предложенной формуле (12).

Результаты расчета КПД ПС УМДМ по формулам, разработанным на основе метода проф. Крейноса и положений теории механизмов и машин показывают (табл. 2), что они полностью совпадают.

По предложенной методике расчета КПД для автоматической коробки передач на основе ПС УМДМ были определены зависимости значений КПД от передаточных отношений на каждой передаче, которые

Таблица 2

Результаты расчета КПД для ПС УМДМ при $i_I = 3{,}71$; $i_{II} = 2{,}00$; $i_{III} = 1{,}85$; $i_{IV} = 1{,}00$; $i_{з.х} = -5{,}2$

Схема АКП на базе модуля ПС УМДМ	Показатель степени, x_i	КПД на q передаче, η_q (методом М.А.Крейноса)	КПД на q передаче, η_q (на основе ТММ)
	$x_{18} = +1$	$\eta_I = 0{,}950$	$\eta_I = 0{,}950$
	$x_{16} = +1$ $x_{86} = -1$	$\eta_{II} = 0{,}960$	$\eta_{II} = 0{,}960$
	$x_{14} = +1$ $x_{84} = -1$	$\eta_{III} = 0{,}952$	$\eta_{III} = 0{,}952$
	–	$\eta_{IV} = 0{,}990$	$\eta_{IV} = 0{,}990$
	$x_{18} = +1$ $x_{87} = -1$	$\eta_{з.х} = 0{,}963$	$\eta_{з.х} = 0{,}963$

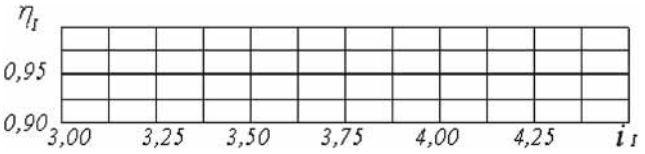


Рис. 8. График изменения КПД при значениях передаточного числа $i_I = 3{,}00 \div 4{,}50$ на первой передаче

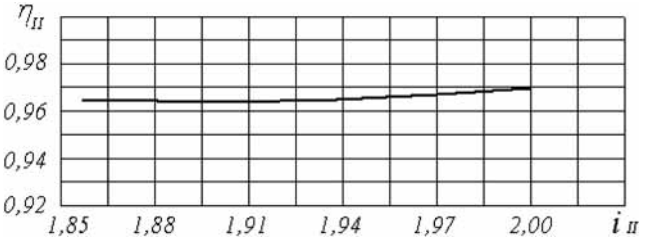


Рис. 9. График изменения КПД при значениях передаточного числа $i_{II} = 1{,}857 \div 2{,}000$ на второй передаче

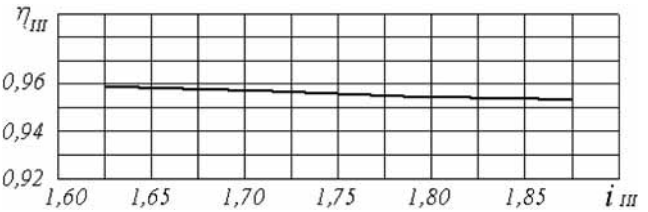


Рис. 10. График изменения КПД при значениях передаточного числа $i_{III} = 1{,}625 \div 1{,}928$ на третьей передаче

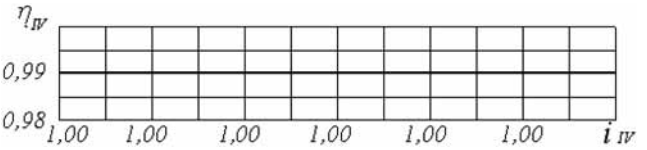


Рис. 11. График изменения КПД на четвертой (прямой) передаче

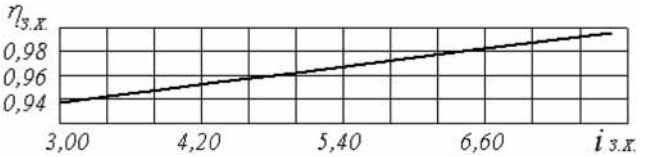


Рис. 12. График изменения КПД при значениях передаточного числа $i_{х.з} = -3{,}00 \div -7{,}66$ на передаче заднего хода

изображены на рис. 8—12. Эти зависимости показывают, что КПД ПС УМДМ наиболее чувствителен изменению передаточных отношений второй, третьей передачи и передачи заднего хода.

Выводы. Разработанные формулы расчета КПД на основе метода проф. Крейноса и положений теории механизмов и машин для ПС УМДМ дают идентичные результаты расчета. Необходимо отметить, что метод, предложенный проф. Крейносом, предпочтителен для расчета КПД планетарных систем со сложной кинематической схемой. Полученные формулы расчета КПД рекомендуются для практического применения с целью определения потерь мощности в автоматических коробках передач, созданных на базе УМДМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа [Текст] / Ю. Н. Кирдяшев. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 223 с.
2. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин [Текст] / С. Н. Кожевников. — М.: Машиностроение, 1969. — 584 с.
3. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В. М. Шарипов. — М.: Машиностроение, 2004. — 590 с.
4. **Расчет** и конструирование гусеничных машин [Текст] / Под ред. Н. А. Носова. — Л.: Машиностроение, 1972. — 560 с.
5. **Патент РФ № 2384773** "Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач" от 20.03.2010 г.
6. **Фасхиев Х. А.** Методика кинематического расчета универсального дифференциального механизма автоматических коробок передач [Текст] / Х. А. Фасхиев, В. В. Волошко, И. И. Салахов // Грузовик, 2010. — № 9. — С 5—13.

УДК 629.3.02-592.027.45

А. А. Хазиев, канд. техн. наук, МАДИ
E-mail: madi-chim@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрены причины перегрева тормозных механизмов легковых автомобилей, описан процесс возникновения деформаций тормозного диска, приведены рекомендации по предупреждению деформации тормозных дисков.

Ключевые слова: *тормозные механизмы, тепловые деформации, тормозной диск.*

Одним из самых эффективных способов обеспечения активной безопасности современных легковых автомобилей является эффективная система тормозов.

Торможение автомобиля представляет процесс, при котором кинетическая энергия движущегося транспортного средства преобразуется в тепловую, звуковую и световую энергию (рис. 1). На большинстве современных легковых автомобилей применяются дисковые тормозные механизмы, основными элементами которых являются тормозной диск, суппорт и тормозные колодки.

Требования к эффективности тормозных систем автомобилей постоянно возрастают. Эффективность торможения резко снижается при высокой температуре в паре трения тормозной диск — колодка. Чем интенсивнее торможение, тем больше нагреваются детали тормозного механизма. Для тормозной колодки это приводит к снижению коэффициента трения, а для привода — к возможному закипанию тормозной жидкости. Последнее означает практически полную потерю тормозных свойств автомобиля.

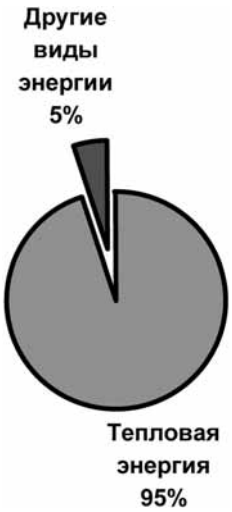


Рис. 1. Распределение кинетической энергии автомобиля при торможении [2]

С другой стороны, результатом перегрева тормозного диска может быть его повышенный износ, появление трещин и разрушение.

Тепловые деформации, возникающие в диске, являются особым классом деформаций, происходящих в результате расширения при повышении температуры, или сжатия при понижении температуры. Для однородных материалов деформации одинаковы во всех направлениях. Тепловые деформации при определенной температуре T можно принять пропорциональными изменению температуры ΔT в конкретном интервале температур, и рассчитать по формуле:

$$\varepsilon = \alpha(T - T_0) = \alpha(\Delta T),$$

где T_0 — отсчетная температура, при которой деформации приняты за 0; α — коэффициент теплового расширения материала.

Для определения напряжений можно использовать закон Гука:

$$\sigma = E\alpha(\Delta T) = E\varepsilon.$$

Напряжения, возникающие в материале при нагреве, пропорциональны изменению температуры и снимаются при снижении температуры до начальной. Обычно подобным образом восстанавливается и исходная форма тела. В то же время следует учитывать, что если суммарные напряжения, возникающие в материале, превысят предел текучести, то

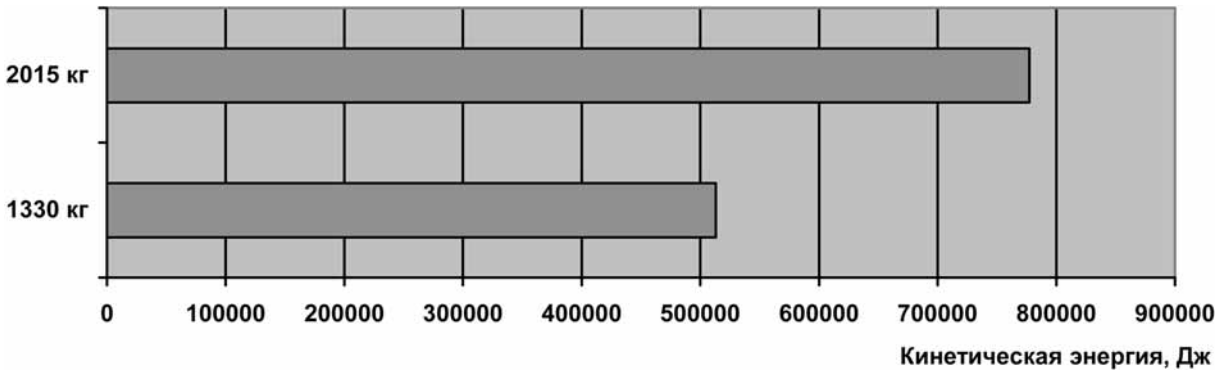


Рис. 2. Кинетическая энергия автомобилей разной массы при скорости 100 км/ч

деформация становится пластической и остается после снятия нагрузки.

Тормозной диск под действием температуры деформируется, приобретая конусность. В сущности это нарушение условия параллельности рабочей поверхности диска по отношению к базовой поверхности.

Это является следствием неравномерного распределения температуры по радиусу диска, вследствие того, что точки на внешней части диска проходят больший путь, а значит больше нагреваются.

При последовательном разгоне и торможении легкового автомобиля со 100 до 50 км/ч с замедлением, равным 0,6 g, напряжение от температурного расширения в тормозном диске может достигать 400 МПа [1]. Нагрузка на диск и соответственно его температура при торможении зависят от скорости вращения и давления, с которым колодки прижимаются к диску. В результате неравномерного распределения температуры в радиальном направлении диск приобретает конусность. При этом угол конусности зависит от температуры.

Причины перегрева тормозного механизма многообразны. Помимо нерационального стиля вождения и ошибок при проектировании тормозной системы, он может быть следствием неправильной приработки пары трения. В процессе приработки тормозных дисков первые 200 км пробега следует избегать резких торможений. Нарушение этого правила ведет к потере колодками фрикционных свойств, снижению эффективности торможения.

Также возможен перегрев вследствие перегрузки автомобиля. При этом повышается его инерция, и, следовательно, нужно приложить большее усилие, чтобы его остановить. Для примера, автомобиль массой 1330 кг при скорости 100 км/ч имеет кинетическую энергию, равную 513 117 Дж. В то же время полностью загруженный автомобиль массой 2015 кг при скорости 100 км/ч уже имеет кинетическую энергиию, равную 777 392 Дж (рис. 2) [2].

Рекомендации по предупреждению деформации тормозных дисков:

не использовать процедуру проточки тормозных дисков, поскольку это уменьшает их толщину и увеличивает риск деформации дисков в дальнейшем;

при замене дисков обязательно менять тормозные колодки, стремиться использовать оригинальные тормозные колодки и диски, поскольку они изначально рассчитаны с учетом фрикционных свойств и температурного режима;

строго соблюдать инструкцию по приработке новых тормозных колодок и дисков;

не допускать износа тормозных дисков больше установленного производителем значения;

регулярно, в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя, менять тормозную жидкость.

Для повышения активной безопасности автомобилей, обеспечения продолжительной и надежной работы тормозных механизмов, их совершенствование идет по следующим направлениям:

1) применение вентилируемых тормозных дисков;

2) совершенствование методики расчета тормозных механизмов;

3) повышение давления колодок на тормозной диск за счет увеличения числа поршней в суппорте (применение двух- и четырех поршневых систем);

4) разработка более эффективных фрикционных материалов тормозных колодок;

5) совершенствование методики аэродинамического расчета автомобиля для более эффективного охлаждения тормозных механизмов набегающим потоком воздуха.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Хван П., Ви Х., Джон И. Б.** Анализ напряженного состояния сплошного тормозного диска при нагреве с использованием 3D моделирования. Пер. с англ. 2009 г. — 8 с.
2. **Елток М., Асфор С., Алмакки М.** Исследование температурного режима работы тормозных дисков. Материалы конференции Инженерного колледжа Майами. Пер. с англ. 2006 г. — 4 с.

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук., проф. **Н. А. Иващенко**, д-р техн. наук, проф. (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
С. Н. Девянин, д-р техн. наук, проф. (МГАУ им. В. П. Горячкина)
E-mail: markov@power.bmstu.ru

СНИЖЕНИЕ ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БИОДОБАВОК К ТОПЛИВУ

Проанализированы особенности образования сажи в камере сгорания дизеля. Рассмотрена возможность снижения выброса сажи — дымности отработавших газов путем использования кислородсодержащих добавок к топливу. Представлены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С, работающего на дизельном топливе с добавками растительных масел и метиловых эфиров этих масел.

Ключевые слова: *дизель, дизельное топливо, рапсовое масло, подсолнечное масло, метиловый эфир рапсового масла, смесевое биотопливо, дымность отработавших газов.*

Экологические качества моторных топлив характеризуются целой совокупностью показателей. Основными из них являются показатели токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей, работающих на этих топливах. Известны различные факторы загрязнения окружающей среды, связанные с эксплуатацией транспортных средств (испарение топлива при заправках, утечки топлива и масла, утечки моющих средств при мойке автомобилей, износ шин, тормозов, асфальта и др.), но основным фактором является выброс токсичных компонентов с ОГ ДВС [1— 4]. Таким образом, сжигание топлива в камерах сгорания (КС) двигателей определяет основной экологический ущерб, наносимый транспортом окружающей среде.

Состав и количество токсичных компонентов в ОГ двигателей зависит от типа двигателя, конструктивных и регулировочных показателей, степени совершенства рабочего процесса, режимов работы двигателя, его технического состояния и других факторов [1, 5]. Но определяющее влияние на токсичность ОГ оказывает состав сжигаемого топлива.

Жидкие нефтяные топлива, используемые в ДВС, содержат в своем составе углерод С, водород Н и в малых количествах — кислород О, азот N и серу S [5, 6]. Поэтому при идеальном (полном) сгорании топлива в воздухе (состав воздуха: азот — около 78 %, кислород — около 21 %, углекислый газ — 0,03—0,04 %, аргон, водород и другие инертные газы — примерно 0,94 %) в продуктах сгорания должны быть лишь азот N_2, углекислый газ CO_2, инертные газы и пары воды. Однако реальный состав ОГ намного сложнее.

Отработавшие газы представляют собой гетерогенную смесь различных газообразных веществ с разнообразными химическими и физическими свойствами, состоящую из продуктов полного и неполного сгорания топлива, избыточного воздуха, аэрозолей и различных микропримесей (газообразных, жидких и твердых), поступающих в выпускную систему ДВС. Кроме продуктов сгорания топлива в ОГ присутствуют продукты сгорания смазочного масла и веществ, образующихся из присадок к топливу и маслу. В незначительных количествах (1—2 %) ОГ содержат водород H_2 и инертные газы — аргон Ar и др. В сумме они содержат около 300 веществ, многие из которых токсичны.

Вещества, содержащиеся в ОГ, по характеру воздействия на организм человека можно разделить на несколько групп. К группе нетоксичных веществ относятся азот, кислород, водород и водяной пар. Слаботоксичным является диоксид углерода (углекислый газ) CO_2. К токсичным веществам относят оксиды азота NO_x, монооксид углерода CO, газообразные углеводороды C_nH_m, альдегиды RCHO (где R — углеводородный радикал), оксиды серы SO_x, сероводород H_2S и твердые частицы, основным

Таблица 1

Состав отработавших газов двигателей внутреннего сгорания

Компоненты ОГ	Содержание по объему, %		Токсичность
	Бензиновые двигатели	Дизели	
Азот N_2	74,0—77,0	76,0—78,0	Нетоксичен
Кислород O_2	0,3—8,0	2,0—18,0	Нетоксичен
Пары воды H_2O	3,0—5,5	0,5—9,0	Нетоксичны
Диоксид углерода CO_2	5,0—12,0	1,0—12,0	Малотоксичен
Монооксид углерода CO	0,5—12,0	0,005—0,4	Токсичен
Оксиды азота NO_x	0,01—0,8	0,004—0,5	Токсичны
Углеводороды CH_x	0,2—3,0	0,009—0,3	Токсичны
Альдегиды RCHO	0—0,2	0,001—0,009	Токсичны
Оксиды серы SO_x	0—0,002	0—0,03	Токсичны
Сажа C, г/м^3	0—0,04	0,01—1,1	Токсична
Бенз(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$, мкг/м^3	0—20,0	0—1,0	Канцероген

компонентом которых на большинстве режимов работы ДВС является сажа [3, 7]. Отдельную группу углеводородов составляют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), являющиеся канцерогенными веществами [4, 5]. Характерный представитель ПАУ — бенз(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$. Токсичные газы составляют около 0,1—1 % объема ОГ. Примерно 80—95 % от общей массы токсичных компонентов ОГ ДВС приходится на долю пяти токсичных компонентов: NO_x, CO, CH_x, альдегидов RCHO, диоксида серы SO_2. Состав ОГ бензиновых двигателей и дизелей представлен в табл. 1 [1, 5].

В процессе работы бензинового ДВС на режимах со средними частотами вращения и нагрузками при сгорании 1 кг бензина выделяется примерно 300—310 г токсичных компонентов ОГ: 200—250 г монооксида углерода CO, 50—60 г оксидов азота NO_x, 15—25 г газообразных углеводородов C_nH_m, 1,5—2,0 г оксидов серы SO_x, 0,8—1,0 г альдегидов RCHO, 1,0—1,5 г сажи C и ряд других вредных веществ. При этом среднестатистический легковой автомобиль выбрасывает от 0,6 до 1,7 кг/ч, а грузовой — от 1,5 до 2,8 кг/ч монооксида углерода CO. Сгорание в дизеле 1 кг дизельного топлива сопровождается выбросом в атмосферу около 80—100 г токсичных компонентов ОГ: 20—40 г оксидов азота NO_x, 20—30 г монооксида углерода CO, 4—10 г несгоревших углеводородов C_nH_m, 10—30 г оксидов серы SO_x, 0,8—1,0 г альдегидов RCHO, 3—5 г сажи C и ряда других токсичных компонентов ОГ [1].

Токсичные компоненты ОГ ДВС разделяют на нормируемые и ненормируемые. К первым относят: оксиды азота NO_x, монооксид углерода CO, углеводороды C_nH_m, дымность ОГ (сажа или твердые частицы — ТЧ) [2, 5]. Ненормируемые компоненты — альдегиды RCHO, бенз(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$, сероводород H_2S, оксиды серы SO_x (последние два нормируются косвенно через нормирование содержания серы в топливе). Их воздействие на организм человека может быть различно: от неприятных ощущений до возникновения серьезных заболеваний, вплоть до онкологических. Результатами этих воздействий являются острые или хронические отравления и различного рода заболевания — аллергии, злокачественные опухоли, лейкозы, лейкемии, анемии, психоневрологические расстройства, головные боли, слепота, потеря памяти и т. п. При значительных концентрациях этих веществ в воздухе (например, при установке ДВС в местах с ограниченным воздухообменом) они могут вызвать и смертельный исход.

Дизели отличаются от бензиновых двигателей лучшими экологическими показателями. В их ОГ содержится меньше монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов C_nH_m, оксидов азота NO_x, альдегидов RCHO. Поскольку дизельные двигатели характеризуются и лучшей топливной экономичностью (на 15—20 %), они выбрасывают в атмосферу меньшее количество основного парникового газа — диоксида углерода CO_2 (углекислого газа). И лишь по выбросам одного из основных токсичных компонентов — сажи C (углерод) или дымности ОГ K_x — дизели превосходят бензиновые двигатели.

Дымность (дым) — оптическая непрозрачность ОГ, которая вызвана наличием в ОГ мельчайших частиц сажи, механических частиц, находящихся во взвешенном состоянии, несгоревших паров и капель топлива, масла и других аэрозолей. На большинстве режимов работы дизеля основным компонентом дыма является сажа. В дисперсном состоянии сажа — твердый углеродный продукт, содержащий свыше 90 % чистого углерода. В ОГ дизелей сажа образуется в виде частиц разнообразной неправильной формы с линейными размерами 0,3—100 мкм. Большая часть сажевых образований имеет размер 0,4—5 мкм, а первичные частицы, из которых состоит сажа, достигают 0,015—0,17 мкм.

Сажа является продуктом неполного сгорания топлива. При сильном нагревании (выше 1300—1800 K) в зонах КС с недостатком кислорода наблюдается разложение углеводородов топлива с образованием сажи. Минимально допустимым с точки зрения дымности ОГ дизелей является значение коэффициента избытка воздуха $\alpha \approx 1{,}3$, которое назы-

вают пределом дымления. Диапазон α, в котором происходит наиболее интенсивное образование сажи, составляет 0,33—0,7 [5, 8]. При таких значениях α происходит реакция термического разложения (пиролиза) молекул углеводородного топлива по общей формуле:

$$C_nH_m \leftrightarrow nC + 0{,}5mH_2. \quad (1)$$

Так, разложение метана может происходить по реакции:

$$CH_4 \leftrightarrow C + 2H_2. \quad (2)$$

Возможны и другие реакции разложения метана, например:

$$2CH_4 \leftrightarrow C_2H_2 + 3H_2. \quad (3)$$

Образующийся при этом ацетилен C_2H_2 в условиях повышенной температуры в КС дизеля также может разлагаться на углерод и водород:

$$C_2H_2 \leftrightarrow 2C + H_2. \quad (4)$$

Таким образом, образование сажи представляет собой процесс термического разложения (пиролиза) углеводородов в газовой (паровой) фазе в условиях недостатка (отсутствия) кислорода. Образование сажи зависит от многих факторов: температуры и давления в КС, вида топлива, состава топливовоздушной смеси (коэффициента избытка воздуха), особенностей смесеобразования, времени сгорания, конструктивных особенностей дизеля и др. Влияние коэффициента избытка воздуха α на выброс сажи в дизеле, показано на рис. 1 (текущее значение α отнесено к α, при котором дымность ОГ равна 0,4 мг/л) [1, 5]. Схема возможных механизмов образования сажи представлена на рис. 2 [1]. Значительное влияние на сажеобразование в дизелях оказывают температуры цикла. Ускоренное образование сажи отмечается при температурах в КС выше 2050 К, а ее максимальная концентрация — при температуре около 2200 К [5]. При более высоких температурах скорость окисления сажи начинает превышать скорость ее образования и количество сажи в ОГ уменьшается. Окисление сажи проходит по следующим основным реакциям [3]:

$$C + O_2 \leftrightarrow CO_2, \quad (5)$$

$$2C + O_2 \leftrightarrow 2CO, \quad (6)$$

$$C + CO_2 \leftrightarrow 2CO, \quad (7)$$

$$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2, \quad (8)$$

$$C + 2H_2O \leftrightarrow CO_2 + 2H_2, \quad (9)$$

$$C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4. \quad (10)$$

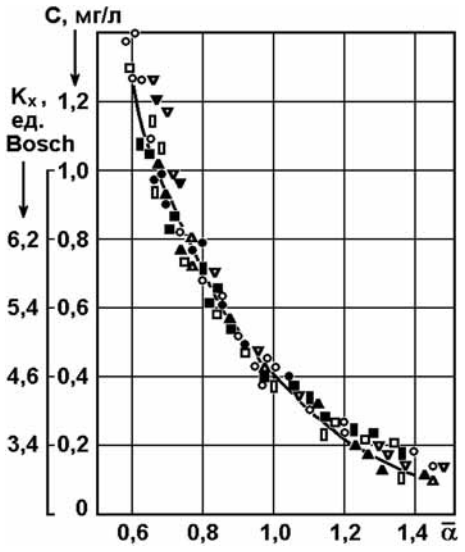


Рис. 1. Влияние коэффициента избытка воздуха αна выброс сажи

Рис. 2. Схема возможных путей образования сажи

При температурах более 2400 К концентрация сажи в КС очень незначительна. При этом значительная часть сажи выгорает в КС на такте расширения и в выпускной системе дизеля, где к образовавшимся частицам сажи вследствие диффузии и движения газов поступает кислород. Выгорание сажевых частиц происходит как путем окисления углерода кислородом, так и за счет реакции взаимодействия углерода с радикалами ОН. Если дизель работает на бедных смесях, то происходит прямое окисление сажи кислородом в цилиндре. При этом скорость выгорания сажи зависит от размеров частиц (их поверхности). Вся образовавшаяся в пламени сажа может выгореть только в том случае, если размеры частиц не превышают 0,01 мкм. Увеличе-

нию образования сажи способствуют такие факторы, как наличие в КС местных переобогащенных топливом зон, попадание топливных струй на холодные стенки. При увеличении турбулизации топливовоздушной смеси образование сажи уменьшается, поскольку ее выгорание увеличивается.

Известны различные методы снижения дымности ОГ дизельных двигателей. Для решения этой проблемы повышают давление впрыска топлива и вводят наддув. В результате удельные мощности современных дизелей могут превышать значения для бензиновых двигателей и доходить до 70 кВт/л и более. Однако повышение наддува приводит к росту механических и тепловых напряжений деталей двигателя, а повышение давлений впрыска может снизить надежность работы топливной аппаратуры.

Проведенный анализ показал, что одним из наиболее эффективных путей снижения дымности ОГ является повышение коэффициента избытка воздуха α. При уменьшении α полнота сгорания топлива снижается, а при значениях α, меньших предела дымления $\alpha_{дым} = 1{,}2—1{,}3$, наступает резкое ухудшение качества рабочего процесса двигателя, показателей топливной экономичности и токсичности ОГ. По абсолютной величине выбросы сажи достигают своих максимальных значений на режимах внешней скоростной характеристики с низкими α. Уменьшение цикловой подачи топлива уменьшает абсолютные величины выбросов сажи и других продуктов неполного сгорания. В частности, при нагрузке (подаче топлива), равной 70—80 % от полной, выбросы сажи составляют не более 10—20 % своего максимального значения [5].

Следует отметить, что увеличение коэффициента избытка воздуха α путем снижения подачи топлива во многих случаях оказывается неприемлемым, поскольку это приводит к снижению мощности двигателя. Повышение давления наддува с целью увеличения подачи воздуха и, следовательно, увеличения α достигается, в основном, путем увеличения производительности турбокомпрессора, что также не всегда приемлемо. Но увеличение полноты сгорания топлива может быть достигнута и при сравнительно низких значениях α путем добавки в топливо кислородсодержащих компонентов. Таковыми являются, в частности, диметиловый эфир и другие простейшие эфиры [1, 9, 10, 11].

Несомненным преимуществом использования эфиров в качестве топлива для дизелей или добавок к нефтяному дизельному топливу (ДТ) является малые выбросы сажи или ее практически полное отсутствие в ОГ. По данным работ [9, 10] при дымности ОГ дизеля, работающего на ДТ, равной $K_x = 55$ %,

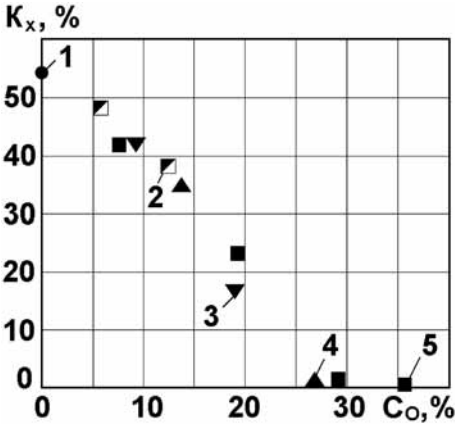


Рис. 3. Зависимость дымности ОГ K_x дизеля от содержания кислорода C_O в молекулах различных топлив:

1 — дизельное топливо; *2* — дибутиловый эфир; *3* — этилгексилацетат; *4* — нормальный монобутиловый эфир этиленгликоля; *5* — диметиловый эфир диэтиленгликоля. Кроме данных по эфирам приведены данные по их смесям с дизельным топливом

его перевод на эфиры, молекулы которых содержат более 25—30 % кислорода, сопровождается снижением K_x до величины менее 1 % по шкале Хартриджа (рис. 3).

Снижение дымности ОГ дизелей достигается добавкой к нефтяному ДТ не только указанных эфиров, но и других кислородсодержащих веществ (оксигенатов). В отличие от традиционных противодымных присадок, которые добавляются к нефтяному ДТ в очень незначительных количествах, содержание кислородсодержащих компонентов в базовом топливе может превышать 5—10 %. Наибольший эффект в снижении дымности ОГ наблюдается при добавлении к нефтяному ДТ кислородсодержащего компонента с температурой кипения не ниже температуры перегонки 50 % основного ДТ, т. е. более 250—280 °С. В качестве такого кислородсодержащего компонента целесообразно использовать растительные масла или продукты их переработки, которые в настоящее время рассматриваются как перспективные альтернативные виды топлива для дизелей [11].

Авторами статьи проведен анализ дымности ОГ по результатам испытаний дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) производства ММЗ на режимах внешней скоростной характеристики. В качестве добавок к нефтяному ДТ использованы рапсовое и подсолнечное масло, а также метиловый эфир рапсового масла. Основные характеристики исследуемых топлив с добавками рапсового масла (РМ) приведены в табл. 2. Более подробные характеристики этих топлив и результаты испытаний дизеля по мощностным, экономическим и экологическим показате-

лям приведены в работе [12]. Испытания дизеля на чистом рапсовом масле не проводились, и данные по РМ в табл. 2 приведены для справки.

Основные характеристики нефтяного ДТ с добавками подсолнечного масла (ПМ) даны в табл. 3. Более подробные характеристики этих топлив и результаты моторных испытаний на них представлены в работе [13]. На чистом подсолнечном масле испытания также не проводились, а данные по ПМ в табл. 3 приведены для справки.

Физико-химические свойства базового нефтяного топлива с добавками метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) представлены в табл. 4. Более подробные данные по свойствам этих топлив и результатам их испытаний на моторном стенде даны в работе [14]. На чистом МЭРМ испытания не проводились, а его свойства в табл. 4 представлены для справки.

Следует отметить, что увеличение количества рассматриваемых растительных масел и МЭРМ в смесевом топливе сопровождается повышением его плотности и вязкости, а также содержанием доли кислорода в топливе, что приводит к снижению теплотворной способности смесевого топлива и уменьшению необходимого количества воздуха для его сгорания.

Дизель типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) имел камеру сгорания типа ЦНИДИ с объемно-пленочным смесеобразованием. Он был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, топливным насосом высокого давления фирмы *Motorpal* (Чехия) модели *PP4M10U1f* и форсунками АО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) с распылителями *DOP*

Таблица 2

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками рапсового масла

Физико-химические свойства	Топливо				
	ДТ	Смесь 80 % ДТ и 20 % РМ	Смесь 60 % ДТ и 40 % РМ	Смесь 40 % ДТ и 60 % РМ	РМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	848,0	865,0	882,0	916,0
Вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,8	9,0	19,0	30,0	75,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	41,5	40,4	39,4	37,3
Цетановое число	45	—	—	—	36
Температура самовоспламенения, °С	250	—	—	—	318
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,0	13,6	13,2	12,5
Содержание, % по массе					
С	87,0	85,0	83,0	81,0	77,0
Н	12,6	12,5	12,4	12,2	12,0
О	0,4	2,5	4,6	6,8	11,0

Примечание. Указано объемное содержание ДТ и РМ в смесевом топливе.

Таблица 3

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками подсолнечного масла

Физико-химические свойства	Топливо				
	ДТ	Смесь 95 % ДТ и 5 % ПМ	Смесь 90 % ДТ и 10 % ПМ	Смесь 80 % ДТ и 20 % ПМ	ПМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	834,7	839,3	848,6	923,0
Вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,8	5,0	6,0	8,0	72,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	42,1	41,9	41,4	37,0
Цетановое число	45	—	—	—	33
Температура самовоспламенения, °С	250	—	—	—	320
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,2	14,1	13,9	12,4
Содержание, % по массе					
С	87,0	86,5	86,1	85,1	77,6
Н	12,6	12,5	12,5	12,4	11,5
О	0,4	1,0	1,4	2,5	10,9

Примечание. Указано объемное содержание ДТ и ПМ в смесевом топливе.

Таблица 4

Основные свойства исследуемых смесевых топлив с добавками МЭРМ

Физико-химические свойства	Топливо						
	ДТ	Смесь 95 % ДТ и 5 % МЭРМ	Смесь 90 % ДТ и 10 % МЭРМ	Смесь 80 % ДТ и 20 % МЭРМ	Смесь 60 % ДТ и 40 % МЭРМ	Смесь 40 % ДТ и 60 % МЭРМ	МЭРМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	832,0	835,0	839,0	848,0	858,0	877,0
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	3,9	4,1	4,4	5,2	6,0	8,0
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	42,2	41,9	41,5	40,5	39,6	37,8
Цетановое число	46,5	47	49	50	51,5	53	54
Температура самовоспламенения, °С	250	—	—	—	—	—	230
Кол-во воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	14,2	14,0	13,6	13,3	12,9	12,6
Содержание, % по массе							
С	87,0	86,5	86,1	85,1	83,2	81,4	77,6
Н	12,6	12,6	12,5	12,5	12,4	12,3	12,2
О	0,4	0,9	1,4	2,4	4,4	6,3	10,2

Примечание. Указано объемное содержание ДТ и МЭРМ в смесевом топливе.

119S534 фирмы *Motorpal*. Форсунки были отрегулированы на давление начала впрыска $p_{фо}$ = 21,5 МПа, установочный УОВТ был равен θ = 13° поворота коленчатого вала до ВМТ. При испытаниях регулировочные и установочные параметры оставались неизменными. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы *Hartridge* (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. При работе на всех исследуемых топливах частота вращения вала двигателя *n* по внешней скоростной характеристике изменялась в диапазоне от 1080 до 2400 мин$^{-1}$.

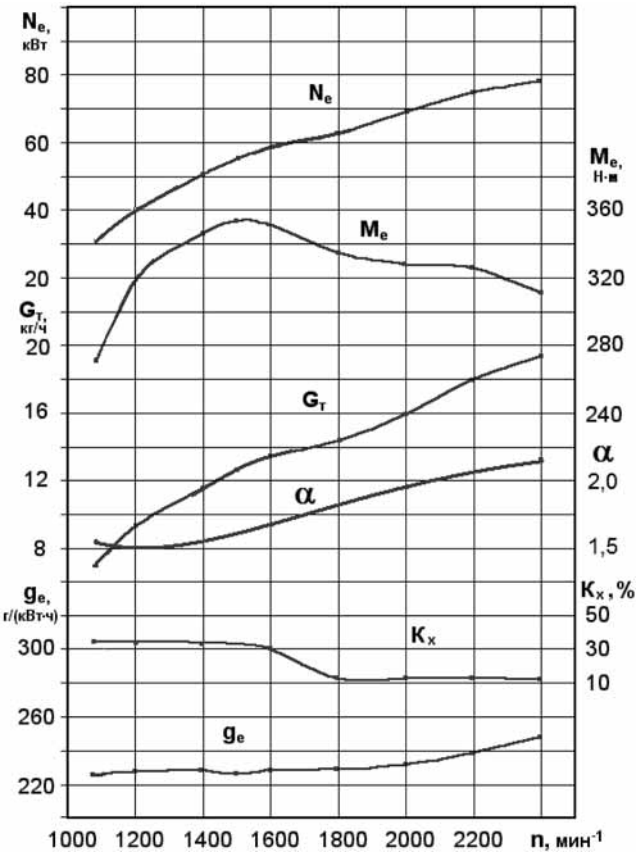


Рис. 4. Параметры дизеля Д-245 при его работе на дизельном топливе на режимах внешней скоростной характеристики

Один из вариантов внешней скоростной характеристики двигателя при его работе на базовом ДТ показан на рис. 4. Коэффициент избытка воздуха α на режимах внешней скоростной характеристики при работе на дизельном топливе менялся в диапазоне 1,45—2,21 и увеличивался с ростом частоты вращения. При работе на смесях ДТ с РМ он менялся в диапазоне от 1,52 до 2,17, на смесях ДТ с ПМ — от 1,48 до 2,12, а на смесях ДТ с МЭРМ — от 1,53 до 2,11. Изменение коэффициента избытка воздуха α при работе на различных топливах не превышало 7 % от среднего значения для каждого режима.

Полученные результаты, отражающие влияние массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива G_{O2} на дымность ОГ K_x дизеля типа Д-245.12С, представлены на рис. 5. Они свидетельствуют о том, что значение G_{O2} оказывает существенное влияние на дымность выхлопа — она практически линейно снижается с ростом массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива. Причем с увеличением частоты вращения абсолютное значение снижения дымности ОГ уменьшается. Так при частоте вращения *n* = 1080 мин$^{-1}$ (рис. 5, характеристика 1) при увеличении доли атомов кислорода G_{O2} от 0,004 до 0,07 — в абсолютных долях (или в процентах — от 0,4

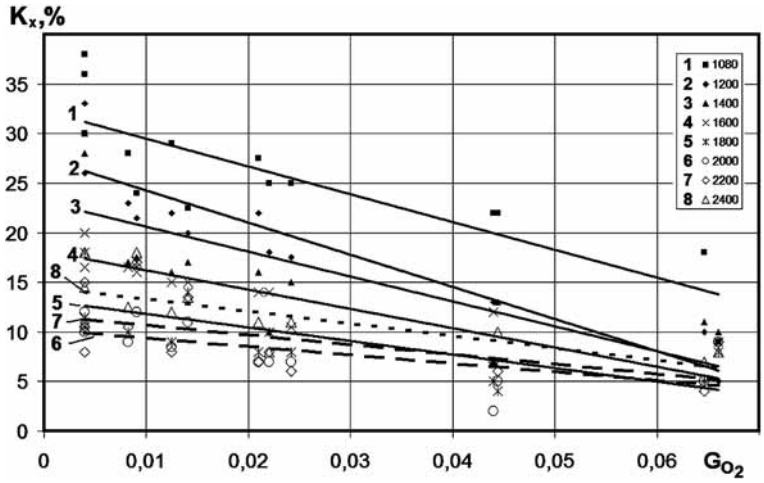


Рис. 5. Зависимость дымности ОГ дизеля Д-245.12С от массовой доли атомов кислорода в молекулах топлива на режимах с различной частотой вращения коленчатого вала двигателя *n* от 1080 до 2400 мин$^{-1}$

до 7 %; первое значение соответствует 5-процентному содержанию РМ в смесевом топливе, последнее — 60-процентному содержанию РМ) дымность ОГ K_x уменьшилась с 31 до 14 % по шкале Хартриджа, а при частоте вращения n = 2400 мин$^{-1}$ (рис. 5, характеристика 8) — с 14 до 7 % по шкале Хартриджа. В обоих случаях дымность ОГ снизилась примерно в два раза. В целом, при увеличении доли кислорода от 0,004 до 0,07 G_{O2} для всех режимов работы внешней скоростной характеристики дизеля, дымность ОГ снизилась в среднем в 2,5 раза.

Следует отметить, что приведенные данные по снижению дымности ОГ можно связать только с содержанием кислорода в топливе, потому что такие характеристики топлива как вязкость и плотность увеличились с ростом концентрации кислорода в топливе и должны были увеличить дымность ОГ. Теплотворная способность топлива уменьшилась незначительно и ее влиянием на процессы сажеобразования и выгорания сажи можно пренебречь. Для смесей нефтяного ДТ с растительными маслами и МЭРМ изменение цетанового числа различно, а эффект на дымность ОГ одинаков. Таким образом, можно сделать вывод о том, что добавление кислородсодержащих компонентов на основе растительных масел в нефтяное ДТ является эффективным средством снижения дымности ОГ дизеля на режимах с полной нагрузкой.

Если экстраполировать представленные на рис. 5 характеристики в сторону увеличения доли кислорода в топливе G_{O2}, то при концентрации его G_{O2} = 12 % (такая концентрация атомов кислорода в молекулах топлива характерна, в частности, для чистого рапсового масла) следует ожидать практически бездымный выхлоп дизеля на исследованных режимах работы. При добавлении кислородсодержащих компонентов в нефтяное ДТ эффект от снижения дымности ОГ может быть использован и с целью повышения мощности двигателя при сохранении дымности ОГ на уровне норм, регламентируемых ГОСТ Р 41.24—2003. Анализ полученных данных показывает, что увеличение подачи кислородсодержащего топлива на 5—15 % (при соответствующем снижении коэффициента избытка воздуха α) позволит увеличить мощность дизеля на режимах внешней скоростной характеристики в среднем (в зависимости от режима работы дизеля) до 10 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. — 216 с.
2. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
3. **Кульчицкий А. Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. — Владимир: Изд-во ВлГУ, 2000. — 256 с.
4. **Лиханов В. А., Сайкин А. М.** Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Колос, 1994. — 224 с.
5. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
6. **Гуреев А. А., Азев В. С., Камфер Г. М.** Топливо для дизелей. Свойства и применение. — М.: Химия, 1993. — 336 с.
7. **Звонов В. А.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1981. — 160 с.
8. **Жегалин О. И., Лупачев П. Д.** Снижение токсичности автомобильных двигателей. — М.: Транспорт, 1985. — 120 с.
9. **Curran H. J., Fisher E. M., Glaude P. A.** et al. Detailed Chemical Kinetic Modeling of Diesel Combustion with Oxygenated Fuels // SAE Technical Paper Series. — 2001. — № 2001-01-0653. — P. 1—8.
10. **Miyamoto N., Ogawa H., Nurun N. M.** et al. Smokeless, Low NO_x, High Thermal Efficiency and Low Noise Diesel Combustion with Oxygenated Agents as Main Fuel // SAE Technical Paper Series. — 1998. — № 980506. — P. 1—7.
11. **Марков В. А., Девянин С. Н., Семенов В. Г., Шахов А. В., Багров В. В.** Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях. — М.: ООО НИЦ "Инженер", 2011. — 536 с.
12. **Марков В. А., Коршунов Д. А., Девянин С. Н.** Работа дизелей на растительных маслах / Грузовик &. — 2006. — № 7. — С. 33—46.
13. **Марков В. А., Девянин С. Н., Шустер А. Ю.** Использование подсолнечного масла в качестве топлива для дизелей / Грузовик &. — 2009. — № 4. — С. 46—56.
14. **Марков В. А., Зенин А. А., Девянин С. Н.** Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / Турбины и дизели. — 2009. — № 3. — С. 26—31.

АВТОБУСЫ ДЛЯ ОРЕНБУРГА

"Группа ГАЗ" поставила 40 автобусов малого класса ПАЗ-32054 в базовой комплектации оренбургскому пассажироперевозчику — ООО "Автотрейд". Автобусы реализованы по лизинговому договору Государственной транспортной лизинговой компании. Общая их стоимость превышает 39 млн руб.

Автобусы ПАЗ-32054 оборудованы бензиновым двигателем ЗМЗ экологического стандарта "Евро-3", мостами КААЗ, механической коробкой передач ГАЗ. Общая пассажировместимость автобуса — 42 человека, включая 23 посадочных места.

Автобусы ПАЗ-32054 — базовая модель Павловского автобусного завода. Модернизация автобуса ведется в соответствии с требованиями времени и потребительскими предпочтениями основных клиентов — транспортников. Так, с 2002 года все автобусы ПАЗ-3205 оборудуются пневматической тормозной системой с АБС.

В 2008—2011 гг. проведены работы по повышению надежности и ресурса автобуса, улучшению дизайна, комфорта пассажиров и водителя. В систему двигателя, трансмиссию, тормозное и рулевое управление, электрооборудование, кузов автобуса внесен ряд изменений, обновлен экстерьер. Особое внимание уделено улучшению эргономики рабочего места водителя. Например, переключатель поворотов и света фар перенесен на рулевую колонку, наружные зеркала заднего вида имеют электрообогрев. В салоне установлена перегородка кабины водителя, над пассажирскими дверями — поручни, подготовлены места для рейсоуказателей, плафоны салона современного дизайна.

Предусматривается возможность переоборудования автобуса для работы как на сжатом (метан), так и на сжиженном (пропан-бутан) газе.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Paschenko F. F., Krukovsky L. E., Torshin V. V.* Suv with the wave movement of the wheels
The article gives a brief description of the original method of movement and the fundamental design of all-terrain vehicle. The method consists in the creation of alternating harmonic forces acting in the longitudinal direction of motion in the direction of the wheel sets. At the same time along the support surface consistently, continuously and uniformly in one direction are the driving forces of the waves, causing the vehicle to shift in a direction opposite to the movement of waves. Speed of movement of all-terrain vehicle depends on the frequency of harmonic vibration forces.
Keywords: versatile wheeled all-terrain vehicle, the driving wave, the harmonic force, wheel sets, the frequency of oscillation, the point of force application, the phase angle

6 *Shupran V. N., Kartukov A. G., Bereznyak A. V.* Fuel equipment of modern diesel engines
This article presents the main criteria for the classification of transport diesel fuel systems, fuel system specifications and applications of various types, as well as additional requirements for diesel fuel military equipment.
Keywords: fuel injection equipment, diesel, high pressure fuel pump, nozzle

11 *Moroz S. M.* Selected technical roadside inspection of the roadworthiness of commercial vehicles — new component of the bus end truck transport vehicles
In this article some suggestions on organization of selected inspection of transportation means safety, got from traffic are grounded. Selected inspection is suggested to be organized in the form of functional subsystem of technical inspection.
Keywords: safety, wheeled transport means, system of requirements, technical inspection, organization

15 *Maksimov V. A., Krylov G. A., Ismailov R. I., Maksimov P. V., Roshchak S. V.* On the assessment of the effectiveness of the work of the technical service bus transport enterprise
The article considers the mechanism of evaluation of the effectiveness of the work of the technical service bus transport enterprise.
Keywords: efficiency, technical support, buses, performance indicators, bus transport enterprise

17 *Khaziev A. A., Titov A. B.* Improving the efficiency of motor transport enterprises and service stations by means of technical service
The article considers causes of deterioration of service stations efficiency. The methods of providing reliable and safe functioning of technological equipment in motor transport enterprises and service stations are proposed.
Keywords: technological equipment, motor transport enterprise, service station

19 *Gaidar S. M., Bykov K., Dmitrevsky A. L., Goryachkin V. P.* Improved economic performance rolling with the use of nanotechnology
During the tests nanomodifikator UM-2 when you add it to the transmission oil in the central and side gears rolling trolley buses and trams. Application nanomodifikator reduces power consumption on the motion by an average of 12% and increase the reliability of rolling stock.
Keywords: nanotechnology, gear oil, the resistivity of the movement, energy consumption, friction

22 *Yanyushkin Yu. M.* The calculation of thermalphysics and mechanical characteristics of the braking unit: the rotating disc brake — the shoe during braking
Was examined the dinamics of disk braking, was received the analytical expressions for the angular velocity of the wheel (disk) rolation depending on the time of the process. Was defined the time of the wheel braking, the effective meaning of braking moment, the functional dependence from the time of the thermal stream thickness, acting on the surface of friction in the system shoe-disk. Was represented the dependence of the thermaloutput coefficient between the disk rotation and the surrounding milieu from the basic parameters process. Was brought the graphic comparison of the calculation and experimental results.
Keywords: Dynamics braking, moment, time braking, thermal stream, heat efficiency

26 *Yakovlev P. V.* Influence of lubricant on impact loading in the electromechanical transmission gear car
We consider three stages of the process of switching gear in a hybrid power plant with variable spacing. For the most important phases of the study are switching gear tooth loading. It is concluded that the prospects of a method to reduce the dynamic loading of gear due to the presence of the lubricating layer in the most loaded zone of contact.
Keywords: car, hybrid drive, the inclusion of transmission, impact, gear teeth

31 *Faskhiev Kh. A., Salakhov I. I., Voloshko V. V.* Design procedure of the universal multi-stream differential mechanism efficiency automatic gearboxes module
Kinematic schemes of the universal multi-stream differential mechanism planetary system (UMDM PS) module on each drive and automatic gearboxes efficiency design procedure on the UMDM PS module basis are presented.
Keywords: automatic gearbox, planetary system, planetary banks, differential mechanisms, universal multi-stream differential mechanism, efficiency evaluating technique, analytical calculation

38 *Khaziev A. A.* Improving of active safety of modern cars
The article considers causes of overheating of brake mechanisms of cars. Process of the appearance of brake disc deformations is described and recommendations to prevent of the brake discs are provided.
Keywords: brake mechanisms, thermal deformation, brake disc

40 *Markov V. A., Ivashchenko N. A., Devyanin S. N.* Reduction of exhaust smoke for diesel engines when using antismoke bioaddit-ives
Specific features of soot formation in the combustion chamber of a diesel engine have been analyzed. The potential for reducing soot emissions — exhaust smoke — by using oxygen-containing additives has been considered. The results of experimental research on a Д-245.12С diesel engine running on diesel fuel with vegetable oils and their methyl esters added to the fuel are presented.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, sunflower oil, rapeseed oil methyl ester, mixed biofuel, exhaust gases smoke

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 03.10.2012. Подписано в печать 19.11.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 6.37. Уч.-изд. л. 6,67.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4