

УРАЛЬСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

УГЛТУ

1-2 (42-43)

2012

ЛЕСА РОССИИ И ХОЗЯЙСТВО В НИХ



ISSN 2218-7545

ЛЕСА РОССИИ И ХОЗЯЙСТВО В НИХ

№ 1–2 (42–43), 2012 г.

Материалы X юбилейной Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса»

Члены оргкомитета:

- А.В. Мехренцев** – ректор УГЛТУ
С.В. Залесов – проректор УГЛТУ по научной работе
Е.Е. Баженов – директор Института автомобильного транспорта и технологических систем (ИАТТС)
В.П. Сиваков – заместитель директора ИАТТС
С.М. Шанчуров – заместитель директора ИАТТС
А.П. Паньчев – заведующий кафедрой сервиса и эксплуатации транспортных и технологических машин
Б.А. Сидоров – заведующий кафедрой автомобильного транспорта

Редакция журнала:

- А.С. Оплетаев** – заведующий редакционно-издательским отделом
А.И. Гуцин – шеф-редактор
Е.Л. Михайлова – редактор
Т.В. Упорова – компьютерная верстка

Отрасли экономического комплекса страны характеризуются по-разному – энергоёмкие, наукоёмкие, материалоёмкие ... Отрасли лесного комплекса относятся к трудоёмким. Сложность и многовариантность технологических процессов диктуют необходимость создания новых и совершенствования существующих машин для заготовки, транспортирования и выполнения операций ухода за лесами.

Технологический и научный уровни любой страны определяются развитием авиации, космонавтики и автомобилестроения. Все достижения этих отраслей рано или поздно появляются в смежных отраслях науки и техники. Новейшие достижения автомобилестроителей в области создания транспортных средств повышенной и высокой проходимости используются в специальных лесозаготовительных и лесотранспортных машинах.

В течение десяти лет Екатеринбург является организатором всероссийской конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Десятая, юбилейная, конференция прошла в УГЛТУ.

Редакция журнала «Леса России» любезно предоставила свои страницы для опубликования материалов участников X конференции. И это не случайно.

Сегодня УГЛТУ – единственный вуз в Уральском федеральном округе, создавший образовательную структуру транспортного профиля – Институт автомобильного транспорта и технологических систем. В институте трудится двенадцать докторов наук, имеются четыре выпускающие кафедры: три автомобильного профиля и одна технологического. Научные работы сотрудников института в области автомобилестроения и автомобильного транспорта цитируются коллегами и используются на производстве. Институт занимается обучением студентов и научными исследованиями во всех направлениях транспортного комплекса – автомобиле- и тракторостроении, организации перевозок и управлении на транспорте, организации и безопасности движения, сервисе и технической эксплуатации транспортных и технологических систем. И перечень направлений в перспективе будет расширяться.

Надеемся на Ваше дальнейшее участие в конференциях «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса».

Подписано в печать 26.12.11 Формат 60 × 84 1/8 Печать офсетная
 Уч.-изд. л. 7,00. Усл. печ. л. 6,04. Тираж 60 экз. Заказ № 451

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»
 620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37
 тел.: 8(343)262-96-10. Редакционно-издательский отдел

Отпечатано с готового оригинал-макета
 Типография ООО «ПРО - ПРИНТ»
 620034, Екатеринбург, ул. Одиарка, 6, оф. 316

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Д.Б. Андреев, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов</i> Разработка методики расчёта управляемой пневматической подвески автомобиля	4
<i>Е.Е. Баженов, И.В. Чупров</i> Рациональное распределение силовых потоков между двигателями сочленённой транспортной системы. Стохастическая оценка проходимости	5
<i>Р.Р. Басыров, Э.Ф. Шайхуллин</i> Технологии моделирования параметров при проектировании автомобиля	8
<i>А.А. Благодеров, А.В. Юркевич, В.А. Солдаткин, А.В. Терешин</i> Энергосбережение при использовании в трансмиссии АТС механического трансформатора и маховика-аккумулятора	9
<i>М.С. Бородин</i> Организация сервиса тягово-транспортных средств с гибридной силовой установкой	11
<i>И.А. Братцев, Р.Н. Ковалев, А.М. Пирогов, Л.М. Саранчук</i> Анализ участников региональных грузовых автомобильных перевозок на территории России	12
<i>С.В. Будалин, С.В. Никулин, П.Д. Смирнов</i> Обоснование выбора автомобилей при формировании парка	15
<i>С.В. Будалин, А.В. Кочуров, В.Э. Жирихин</i> Уточненное определение эксплуатационных затрат лесовозного автомобиля	17
<i>А. В. Василевский</i> Обработка дизельного топлива ультразвуковым кавитационным воздействием	18
<i>А.С. Васильев, В.И. Скрыпник</i> Автопоезд высокой проходимости с активным прицепом	20
<i>М.А. Верняев, Н.М. Филькин, Д.К. Шакуров</i> Расчетные исследования шаровой опоры подвески автомобиля при повышении ее ресурса	22
<i>А.В. Власов, Р.Н. Ковалев</i> Анализ теоретических аспектов управления и методов оценки качества услуг пассажирского автотранспорта	24
<i>С.А. Войнаш, А.С. Войнаш, Т.А. Жарикова</i> Технологическое использование автотрактора на передачах заднего хода	26
<i>Д.А. Галкин, В.С. Макаров, В.В. Беляков</i> Математическая модель Преодоления разрушаемого уступа многоосной колесной машиной	28
<i>К.О. Гончаров, В.С. Макаров, В.В. Беляков</i> Проведение замеров микропрофиля поверхности движения типа ровное поле	29
<i>К.И. Городецкий, В.М. Шарипов, С.К. Муратова</i> Развитие концепции создания гусеничного сельскохозяйственного трактора	31
<i>С.В. Горюнов, В.М. Шарипов</i> Прогнозирование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов	32
<i>Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семенов</i> Гусеницы боевых машин для арктических условий	34
<i>В.М. Душкин, С.Д. Тереньтьев</i> Внедрение нанотехнологий в автомобилестроении	35
<i>Л.Э. Еремеева</i> Некоторые проблемы автотранспортной логистики в деятельности схем лесопромышленных предприятий	36
<i>Б.П. Жилкин, Д.С. Шестаков, Л.В. Плотников</i> Стабилизация течения потока во впускном трубопроводе поршневого двс с наддувом	38
<i>А.С. Зайцев, Д.А. Галкин, В.С. Макаров, В.В. Беляков</i> Математическая модель преодоления рва многоосной колесной машиной	39
<i>Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров, В.В. Беляков</i> Расчетный анализ влияния параметров двигателей на показатели эффективности колесных машин при движении по снежному полотну пути	41

В.В. Илюшин, А.С. Христолюбов, Б.А. Потехин Перспективный антифрикционный материал	42
Н.К. Казанцева, Т.В. Казанцева Досье: органы по сертификации	47
Д.В. Камнев, В.С. Чуклов, В.М. Пашенко Использование СВЧ-волн для обработки биодизеля	57
И.А. Кротов, И.А. Тараторкин Исключение резонансных режимов в гидромеханической трансмиссии транспортной машины	58
А.Р. Магзумьянов Опытное исследование характеристик радиально-осевой турбины малоразмерного ТКР с переменной закруткой потока газа на входе в рабочее колесо	60
В.С. Макаров, С.В. Макарова Классификация методов оценок, применяемых для определения экономической устойчивости автотранспортных предприятий	62
С.В. Макарова, В.С. Макаров Определение коэффициентов экономической устойчивости автотранспортных предприятий по ряду разнородных критериев	63
А.Ф. Мельников, Ф.П. Мельников Применение наноматериалов при обкатке двигателей внутреннего сгорания	65
Д. Н. Некрасов, С. В. Ляхов, С. В. Будалин Алгоритм выбора лесовозного подвижного состава для автопарка лесопромышленного предприятия	67
Д.Н. Некрасов, С.В. Будалин Выбор лесовозных автопоездов по технико-эксплуатационным показателям	70
В.Н. Никишин, В.С. Гольмаков, В.Р. Исякаев Новый подход к проектированию и доводке шестерёнчатых приводов дизелей камаз	73
В.Н. Никишин, К.Н. Светличный Диагностирование силиконового демпфера крутильных колебаний коленчатого вала по параметрам вибрации	76
В.Н. Никишин, К.Г. Белоконов Ударные процессы в подшипниках скольжения коленчатого вала от крутильных колебаний	78
Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев Динамика изменения скорости и давления потока в выпускном канале поршневого ДВС	82
С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов Расчетная методика выбора параметров управляемого амортизатора	83
С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов Теоретические выкладки к расчетной методике выбора параметров управляемого амортизатора	85
А.В. Редкозубов, В.С. Макаров, В.В. Беляков О целесообразности моделирования дорог при помощи фрактального исчисления	87
Ф.В. Свойкин Мобильная канатно-рельсовая трелевочная установка (МКРТУ)	88
А.С. Ушенин, И.А. Тараторкин Динамическая нагруженность гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси	90
А.Г. Федоров Информационные системы поддержки принятия решений в системе технического обслуживания автомобилей АПК	92
А. Г. Хабибуллин, Н.О. Вербицкая Компетенция распознавания и устранения неполадок в повышении надежности водителя (на примере тормозной системы автомобиля КамАЗ-5320)	94
В.Б. Хлюпин, С.В. Дмитриев Влияние впрыска воды в дизель на содержание оксида и диоксида углерода	95
А.Н. Шапкин Метод определения критической скорости гусеничных машин по заносу	97
В.М. Шарипов Автоколебательные процессы на парах трения фрикционного сцепления	99
С.В. Щитов, З.Ф. Кривуца Энергетическая оценка транспортировки сельскохозяйственных грузов	102

УДК 629.113.012.82/83

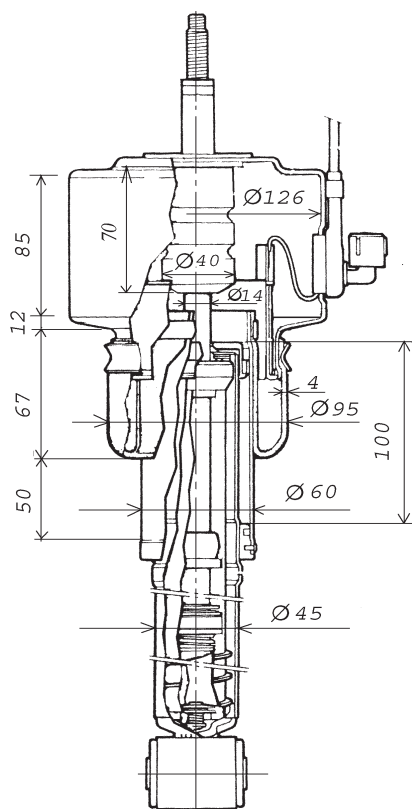
Д.Б. Андреев, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-ПетербургРАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА УПРАВЛЯЕМОЙ
ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Развитие конструкции легкового автомобиля привело к необходимости разработки и применения регулируемых подвесок.

Управляемая пневматическая подвеска состоит из резиновых пневмобаллонов (по одному или несколько на каждом колесе), компрессора, воздушного фильтра, ресивера с перепускными клапанами и магистралей. Сжимаемый в баллонах под нагрузкой воздух приводит к прогрессивному увеличению удельной жесткости подвески. Кроме того, дополнительной подкачкой воздуха (или газа) можно приподнимать или опускать машину над дорогой, задавая дифферент и крен.

Темой работы является разработка методики расчёта управляемой пневматической подвески (рисунок).



Пример амортизаторной стойки с пневматической рессорой

Объект исследования – автомобиль малого класса 2-й группы, для которой рабочий объём цилиндров не превышает 1,5 л, а неснаряженная масса достигает 1050 кг, с управляемой пневматической подвеской.

В основу методики положено нахождение оптимальных для плавности хода значений передней и задней подвесок в зависимости от условий эксплуатации автомобиля:

- изменение нагрузки на передней и задней осях подвески;
- изменение дорожных условий;
- изменение скорости движения.

При разработке методики использованы:

- частотные методы анализа динамических систем колебаний поддресоренной массы автомобиля (расчёт плавности хода);
- расчёт частотной характеристики с использованием математической системы *Mathcad*;
- метод корреляционного анализа микропрофиля дорог;
- ОСТ 37.001.291-84 «Допустимые технические нормы плавности хода легковых и грузовых автомобилей».

Основные положения методики

1. Выбор расчётной модели (двухмассовая схема подвески с учетом деформации шин) и определение для неё передаточной функции.

2. Подготовка исходных данных для системы уравнений колебания поддресоренной массы.

3. Анализ дорожных условий и выбор характеристики микропрофиля дороги. Задание допустимых ускорений по нормам плавности хода.

4. Составление программы для *Mathcad*, предполагающей ввод данных и расчет последовательно коэффициентов передаточной функции, спектральной плотности воздействия дороги, среднеквадратического ускорения и построение графиков.

5. Проведение расчётных исследований по определению максимальной скорости, допустимой по плавности хода, в функции от жесткости подвески $V_{\max} = f(C)$ для различной загрузки автомобиля и для различных дорожных условий.

6. Определение диапазона изменения жесткости передней и задней подвесок при движении.

7. Расчёт пневматической рессоры и дополнительного резервуара для осуществления управления по жесткости.

В рамках п. 7 выполняют следующие действия.

7.1. Определяют объём воздуха в основной полости пневматической рессоры.

В качестве примера можно использовать пневматическую стойку. Данный тип подвески уже нашёл своё применение на некоторых автомобилях.

По известным размерам пневматической рессоры определяют внутренний объём воздушной полости в статическом положении.

7.2. Определяют давление воздуха в пневматической рессоре, которое в статическом положении меняется в зависимости от загрузки:

- для передней оси (два человека);
- для передней оси (пять человек и багаж);
- для задней оси (аналогично передней для двух, четырех и пяти человек).

Соответственно объём стойки также меняется в зависимости от загрузки автомобиля. Объём зависит и от жесткости, приведенной к колесу. А для статического положения жесткость меняется в зависимости от типа дороги. При расчете объема можно принять допущение, что передаточное отношение как для подвески типа *McPherson*, так и для подвески на диагональных рычагах $U = 1$.

7.3. Определяют дополнительный объём пневматической стойки последовательно для трех выбранных типов дороги.

Полученные данные сводят в таблицу, которая показывает изменение внутреннего объёма пневматической рессоры передней и задней осей в зависимости от типа дороги и загрузки автомобиля при учёте норм плавности хода.

Из анализа табличных данных делают вывод, в каком диапазоне необходимо изменение внутреннего объёма рессоры, что реализуется конструктивно, для достижения оптимальных показателей плавности хода. Минимальный объём, который возможно реализовать конструктивно, – это внутренний объём стойки с пневморессорой. Данный объём будет использован для

передней и задней стоек при движении по асфальту. Ранее, рассчитывая максимальную скорость движения по асфальту, ограниченную по нормам плавности хода, задавали максимальную жесткость. Это объясняется тем, что при расчёте плавности хода не было получено каких-либо ограничений по скорости, и поэтому, принимая во внимание тот факт, что управляемость на больших скоростях тем лучше, чем выше жесткость подвески, задавали максимальную жесткость. Ограничивая внутренний объём пневморессоры определенным значением, уменьшают жесткость пневмобаллона, не ограничивая при этом максимальную скорость движения по асфальту независимо от загрузки автомобиля. Значения жесткостей пневмобаллонов с учётом введен-

ного ограничения представляют в табличной форме.

Для бульжной дороги реализовать изменение внутреннего объёма возможно, не прибегая к каким-либо дополнительным ограничениям. При этом максимальная скорость ограничена по нормам плавности хода.

Для гравия, не изменяя норм плавности хода, необходимо уменьшать максимальную скорость движения. Это объясняется тем, что при уменьшении полученного значения объёма пневморессоры жесткость увеличивается. Что, в свою очередь, ведёт к уменьшению максимальной скорости по гравию, не нарушая нормы плавности хода. Значения жесткостей пневмобаллонов с учётом введенного ограничения представляют в табличной форме. Отмечают при этом максимальную скорость.

Заключение

1. Предлагаемая методика расчёта управляемой пневматической подвески позволяет на основании расчётной оценки плавности хода определять необходимый диапазон жёсткости при движении автомобиля в различных условиях эксплуатации, на различных типах дорожного покрытия и при различной загрузке при допустимом уровне среднеквадратического ускорения на сиденье водителя.
2. Для реализации методики разработан алгоритм расчёта плавности хода и составлена программа расчёта среднеквадратических ускорений на сиденье водителя с использованием математической системы *Mathcad*.
3. Принцип выбора диапазона жёсткости подвески для управляемой пневматической подвески проиллюстрирован на примере легкового автомобиля малого класса II группы.
4. Предложен метод определения размеров пневматической рессоры и дополнительного резервуара для управления изменением жесткости пневматической подвески.

УДК 629.014.5

Е.Е. Баженов, И.В. Чупров
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

РАЦИОНАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПОТОКОВ МЕЖДУ ДВИЖИТЕЛЯМИ СОЧЛЕНЁННОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ. СТОХАСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРОХОДИМОСТИ

В качестве критерия оценки опорно-сцепной возможности движения транспортного средства в конкретных дорожных условиях используется неравенство

$$P_{\psi} \leq P_{\kappa} \leq P_{\varphi} \quad (1)$$

где P_{ψ} – суммарная сила сопротивления движению АСТС;

P_{φ} – суммарная сила сцепления колес АСТС с опорной поверхностью;

P_{κ} – сумма элементарных касательных реакций в зоне контакта

ведущих колес с опорной поверхностью.

Несоблюдение (1) ведет к потере проходимости или из-за низких сцепных возможностей движителя с опорной поверхностью, или из-за недостатка тяговых возможностей транспортного средства. При предварительном тяговом расчете считается, что если величина тяговой силы лежит в интервале, ограниченном, с одной стороны, максимальной силой сопротивления движению, а с другой стороны, силой

сцепления движителя с опорной поверхностью, то в данных дорожных условиях транспортному средству обеспечивается проходимость. Эти соображения положены в основу детерминированного подхода к выбору величины крутящего момента, подводимого к движителю П, изложенного автором в [1].

Такой подход не учитывает стохастический характер изменения коэффициентов ψ и φ .

В [2, 3, 4] показано, что коэффициент суммарного сопротивления

движению и коэффициент сцепления движителя с грунтом носят не детерминированный, а стохастический характер. На основании обработки статистического материала получены законы распределения случайных значений коэффициентов суммарного сопротивления и сцепления:

– ψ подчиняется нормальному закону распределения;

– ϕ подчиняется двухпараметрическому закону распределения Вейбулла при отрицательном коэффициенте асимметрии и параметре формы больше четырёх или усеченному нормальному распределению. Таким образом, возможна ситуация, когда в силу существования разброса случайных значений коэффициентов сцепления и сопротивления значение силы тяги движителей будет находиться вне диапазона, определяемого неравенством (1).

Функция плотности распределения для коэффициента ψ :

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{(\psi - m_\psi)^2}{2\sigma_\psi^2} \right\},$$

где ψ – случайное (вероятное) значение коэффициента сопротивления движению;

m_ψ – математическое ожидание величины ψ ;

σ_ψ – среднее квадратическое отклонение коэффициента ψ .

$$m_\psi = \sum_{i=1}^n m_{\psi_i} p_i,$$

$$\sigma_\psi^2 = D_\psi = \sum_{i=1}^n (m_{\psi_i} - m_\psi)^2 p_i,$$

где m_{ψ_i} – математическое ожидание величины ψ для i -х дорожных условий;

p_i – вероятность i -х дорожных условий.

Эти величины получают при обработке значительных массивов экспериментальной информации. Для конкретного i -го вида дорожных условий (при непрерывной записи сопротивления качению) определяется

$$m_{\psi_i} = \frac{1}{L} \int_0^L \psi(x) dx,$$

где L – протяжённость участка записи значений ψ ;

x – текущее значение протяжённости участка.

При дискретной записи величины коэффициента суммарного сопротивления движению ψ

$$m_{\psi_i} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \psi_{ij},$$

где ψ_{ij} – j -е значение величины ψ_i , измеренной на одном из типичных k участков.

Для оценки надёжности АТС при испытании обычно принимают следующие значения пробегов в различных дорожных условиях (для полноприводных автомобилей в %):

– усовершенствованные дороги – 20;

– булыжные, гравийные, щебёночные – 30;

– грунтовые в удовлетворительном состоянии – 30;

– разбитые грунтовые – 10;

– грунтовые в распутицу, бездорожье – 10.

Соответственно [2]:

$$P_1 = 0,2; P_2 = 0,3; P_3 = 0,3; \\ P_4 = 0,1; P_5 = 0,1.$$

Вместо функции плотности распределения $f(\psi)$ на практике используют функцию вероятности распределения $p(\psi)$, которая определяет вероятность появления на участке дороги определенного сопротивления движению.

Для какого-либо интервала значений ψ_1 и ψ_2

$$p\{\psi_1 < \psi < \psi_2\} = \int_{\psi_1}^{\psi_2} f(\psi) d\psi = \\ = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \exp \left\{ -\frac{(\psi - m_\psi)^2}{2\sigma_\psi^2} \right\} d\psi. \quad (2)$$

Вид этой функции точно такой же, как и для $f(\psi)$, только она даёт в долях (или процентах) текущего значения коэффициента ψ от общей вероятности всех значений ψ , которая равна единице (или 100 %). Из графика этой функции определяются параметры распределения и относительные различные значения коэффициента ψ .

Выполняется правило трех сигм:

$$m_\psi \pm \sigma_\psi \rightarrow 68,26 \%;$$

$$m_\psi \pm 2\sigma_\psi \rightarrow 95,45 \%;$$

$$m_\psi \pm 3\sigma_\psi \rightarrow 99,73 \%.$$

Значения математического ожидания и среднего квадратического отклонения коэффициента суммар-

ного сопротивления движению для различных дорожных условий приведены в таблице.

Изменения коэффициента ϕ более широки, чем ψ (рис. 1), и не подчиняются нормальному распределению (так как существует воздействие климатических факторов и осадков). Коэффициент ϕ , как указывалось ранее, подчиняется двухпараметрическому распределению Вейбулла при отрицательном коэффициенте асимметрии или значениях параметра формы больше 4:

$$f(\phi) = \frac{m}{t_0} t^{m-1} \exp^{-\frac{t}{t_0}},$$

где $m > 0$ – параметр формы;

$t_0 > 0$ – параметр масштаба.

Условие движения можно записать иначе:

$$\psi < D < \phi. \quad (3)$$

Таким образом, в силу существования разброса случайных величин ψ и ϕ значение D (или P_u) будет находиться в пределах диапазона, определяемого этим неравенством.

На рис. 2 представлены плотности распределения случайных значений коэффициентов сцепления и суммарного сопротивления движению. Площадь adb характеризует вероятность потери проходимости в случае попадания случайных значений коэффициента ψ в интервал cb , а коэффициента ϕ – в интервал ac . При этом детерминированный расчёт даёт 100%-ное выполнение неравенства (1), а фактически происходит потеря проходимости по сцеплению или сопротивлению (≈ 20 % случаев).

Такой подход к оценке вероятности потери проходимости применяется для определения величины крутящего момента, который необходимо реализовать на колесах первой и второй секций, и позволяет максимально использовать тягово-сцепные возможности сочлененного транспортного средства.

Для реализации методики была создана программа *KALA* на языке *Python*. Алгоритм программы позволяет в заданном диапазоне реализовать случайные значения коэффициентов сцепления и сопротивления, распределенные по соответствующим

щему закону. Среднеквадратическое отклонение при этом принимается из результатов экспериментальных данных. По полученным значениям коэффициентов рассчитываются силы тяги по сцеплению и сопротивлению движения для конкретной машины. С полученными значениями сил тяги сравнивается фактическое значение суммарной продольной силы для данного транспортного средства. Два счетчика суммируют случаи несоблюдения правой и левой частей неравенства (1).

В качестве продольной силы тяги на двигателе второй секции АСТС принимается часть максимально возможной, реализуемой на каждой передаче в коробке перемены передач с учетом потерь в трансмиссии.

Число реализаций при расчете задается в диалоговом режиме.

Далее рассчитывается вероятность того, что реализуемые продольные силы на двигателе будут больше силы сцепления или меньше силы суммарного сопротивления.

Например, при 1 000 реализаций (т.е. 1 000 раз генерируются значения коэффициентов сцепления и

суммарного сопротивления движению) вероятность потери проходимости на первой передаче для автомобиля КраЗ-260 на обледенелой дороге с отбором 25 % суммарного крутящего момента двигателя на активный прицеп составит 19,5 %. Детерминированный расчет при тех же начальных условиях показывает соблюдение неравенства (3), т.е. должно обеспечиваться движение. Время работы программы при 1 000 реализаций – 4,5 с.

На рис. 3–5 представлена графическая зависимость вероятности потери проходимости второй секции АСТС от величины продольной силы на двигателе второй секции в процентах от продольной силы на двигателе первой секции.

На графиках очевидны экстремальные участки, соответствующие минимальной вероятности потери проходимости. Левая ветвь кривых соответствует потере проходимости по сопротивлению (невыполнение правой части неравенства (1), т.е. продольная сила меньше суммарной силы сопротивления движению). Правая ветвь – потеря проходимости по сцеплению (правая часть неравенства (1)).

Характеристики плотности распределения коэффициента суммарного сопротивления движению

Дорожные условия	$m\psi$	$\sigma\psi$
С твёрдым покрытием	0.022	0.012
Булыжные, гравийные, щебёночные	0.032	0.018
Грунтовая в удовлетворительном состоянии	0.045	0.022
Разбитая грунтовая	0.08	0.030
Бездорожье	0.16	0.045

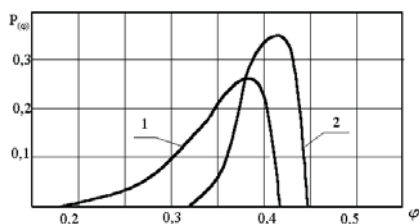


Рис. 1. Плотность распределения значений коэффициента сцепления для различных грунтовых условий: 1 – грунтовая дорога удовлетворительного состояния; 2 – грунтовая дорога в распутицу

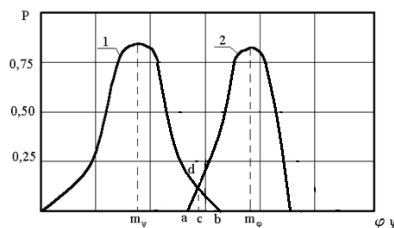


Рис. 2. Плотности распределения значений коэффициентов суммарного сопротивления движению (1) и сцепления (2)

Таким образом, при создании АСТС необходимо учитывать наиболее специфичные условия, в которых планируется использование транспортной системы, и вводить

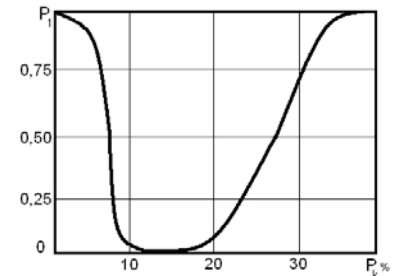


Рис. 3. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на двигателе второй секции АСТС (при обособленном движении). Дорога обледенелая: $\varphi = (0,05-0,15)$; $\psi = (0,025-0,05)$

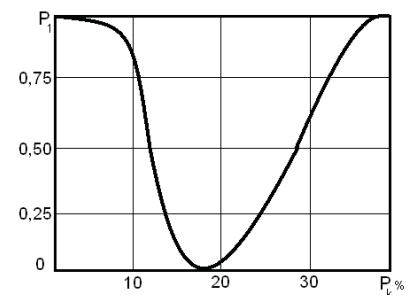


Рис. 4. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы тяги на двигателе второй секции (при отсутствии продольной силы на двигателе первой секции). Дорога обледенелая: $\varphi = (0,05-0,15)$; $\psi = (0,025-0,05)$

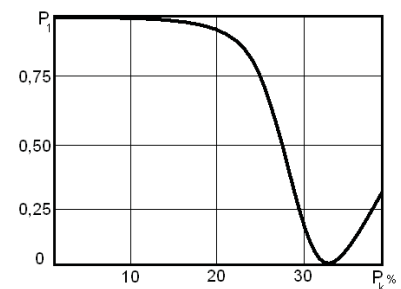


Рис. 5. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на колесах второй секции (при отсутствии продольной силы на двигателе первой секции). Дорога грунтовая в распутицу: $\varphi = (0,25-0,35)$; $\psi = (0,15-0,25)$

полученное в результате имитационного моделирования соотношение в привод двигателя второй секции. Если АСТС предназначена для экс-

плуатации в различных дорожных условиях, конструкция привода должна включать устройства, контролирующие состояние дорожного

покрытия и автоматически вводящие регулирование величины отбираемого на двигатель второй секции крутящего момента.

Библиографический список

1. Баженов Е.Е., Голомидов С.И., Юшков А.И. Определение мощности привода активной оси прицепа // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: межвуз. сб. науч. тр. Свердловск, 1985. С. 72–75.
2. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 312 с.
3. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. / под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 488 с.
4. Баженов Е.Е. Обоснование эксплуатационных показателей автопоезда с активным прицепом: дис. ... канд. техн. наук / Е.Е. Баженов. Свердловск: УЛТИ, 1990. 230 с.
5. Баженов Е.Е. Разработка научных методов прогнозирования эксплуатационных свойств сочлененных наземных транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра техн. наук / Е.Е. Баженов. Екатеринбург, 2011. 311 с.

УДК 629.113

Р.Р. Басыров, Э.Ф. Шайхуллин
Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,
г. Набережные Челны

ТЕХНОЛОГИИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМОБИЛЯ

На сегодняшний день в процессе проектирования новой продукции все чаще применяются системы виртуального моделирования автомобилей. Применение этих систем диктует жесткая конкуренция на рынке и, как результат, требование по сокращению времени проектирования. Также без систем трехмерного твердотельного моделирования невозможно представить современное высокоточное производство, позволяющее добиться высокого качества продукции.

Эти системы по целевому назначению разделяются:

- на САД – средства автоматизированного проектирования;
- САЕ – средства автоматизации инженерных расчетов;
- САМ – средства технологической подготовки производства изделий.
- САРР – средства автоматизации планирования технологических процессов, применяемые на стыке систем САД и САМ.

САД-системы используются для создания трехмерных моделей проектируемых изделий. Также при помощи этих инструментов создаются чертежи деталей для производства.

САЕ-системы обычно применяются параллельно с процессом создания трехмерных моделей. В процессе расчетов используются программные оболочки, позволяющие производить инженерные расчеты различной направленности, расчеты на прочность, долговечность и многие другие. Также следует отметить, что на сегодняшний день все большее распространение имеют программные продукты, рассчитанные на создание в их среде виртуального автомобиля с целью расчета конечных потребительских свойств автомобиля в целом. Среди крупных продуктов можно выделить системы Applus IDIADA (Испания), LMS Amesim (Франция), MVC и др. Все эти системы рассчитаны на поэтапное создание внутри них виртуального автомобиля со всеми системами и узлами. Но существуют коренные отличия между системами. Если рассматривать систему MVC, то она позволяет производить расчеты, направленные только лишь на тягово-динамические и топливно-экономические характеристики.

Другие системы позволяют проводить более углубленные расчеты процессов, происходящих внутри автомобиля (расчет потока воздуха

в кабине, потока воздуха через радиатор, расчет упругих характеристик подвески, определение характеристик управляемости автомобиля на этапе проектирования и многое другое). Всё это говорит о том, что системы с таким инструментарием позволяют уменьшить время определения необходимых параметров узлов и агрегатов для достижения наиболее оптимальных конечных характеристик продукта. Как следствие, это дает ощутимое уменьшение времени проектирования и снижает финансовые затраты предприятия. Следует отметить, что такие программные продукты позволят также проводить виртуальные дорожные испытания как автомобиля в целом, так и имитировать стендовые испытания его узлов и агрегатов. Согласно исследованиям фирм-разработчиков при достаточном уровне проработки виртуальной модели значения результатов после виртуальных испытаний и реальных дорожных испытаний разнятся не более чем на 5–10%. Вследствие этого можно с уверенностью сказать, что использование данных расчетов позволит отказаться от некоторых реальных дорожных испытаний, но не полностью, так как проверку

потребительских характеристик на опытных образцах техники необходимо проводить в любом случае. Из-за существующих требований по сертификации вновь спроектированный автомобиль должен пройти процесс одобрения типа транспортного средства. Но автомобили, производимые уже на базе спроектированной модели, можно испытывать на виртуальных системах, зная, что результаты мало отличаются от результатов, полученных на реальных дорожных испытаниях.

Если рассматривать процесс проектирования нового изделия в рамках производства грузового автотранспорта, то создание новой модели автомобиля проходит в 4 этапа:

1) разработка эскизного проекта, определение ключевых потребительских характеристик конечного

изделия, утверждение конечной модели, создание конструкторско-технологической документации и изготовление опытного образца. На современных предприятиях на разработку нового продукта отводится в среднем 4 месяца;

2) параллельно с первым этапом проводятся комплексные расчеты как отдельных сборочных единиц, так изделия в целом. Проводятся прочностные расчёты конструктивных элементов, несущих конструкций и элементов, отвечающих за пассивную безопасность. При помощи различных программных оболочек и систем моделируются различные системы автомобиля (двигатель, система охлаждения, системы выпуска и нейтрализации газов, подвеска автомобиля, рама и другие узлы и агрегаты);

3) изготовление опытного образца;

4) проводятся испытания. Уточняются потребительские характеристики автомобиля, которые были заложены на первом этапе. Процесс испытания сам по себе очень длителен и требует больших финансовых и временных затрат.

Современные технологии моделирования параметров на этапе создания модели новой продукции позволяют резко сократить время проектирования, что принесет ощутимый экономический эффект. К тому же использование виртуальных испытаний позволит сэкономить на реальных испытаниях, так как стоимость испытаний может быть в три, пять и более раз больше, чем стоимость создания конструкторской документации.

УДК 621.83.062

*А.А. Благодравов, А.В. Юркевич, В.А. Солдаткин, А.В. Терешин
Институт машиноведения УрО РАН,
г. Курган*

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ТРАНСМИССИИ АТС МЕХАНИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА И МАХОВИКА-АККУМУЛЯТОРА

Применение представленного в работе* метода расчета внешней характеристики механического трансформатора – момента с колебательным движением внутренних звеньев – позволяет рассчитывать энергозатраты при движении АТС, в трансмиссии которого, помимо такого трансформатора, установлен маховик-аккумулятор. При этом режимы движения могут определяться по стандартному ездовому циклу (Правила ЕЭК ООН № 84), состоящему из первой части (городской цикл) и второй части (внегородской цикл). Использование маховика-аккумулятора во внегородском цикле малоэффективно. Поэтому здесь рассматривается только городской цикл, состоящий из четырех одинаковых простых городских циклов. Такой цикл представлен на рис. 1.

Трансмиссия АТС имеет четыре режима работы, обеспечивающих: 1 – разгон АТС от ДВС; 2 – разгон маховика от ДВС; 3 – торможение

АТС с помощью разгона маховика; 4 – разгон АТС с использованием кинетической энергии маховика. Заметим, что разгон может быть

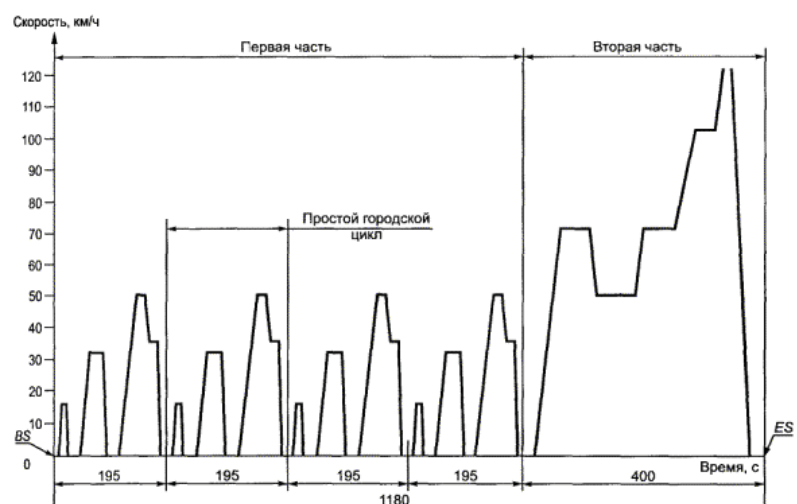


Рис. 1. Стандартный ездовой цикл

* Благодравов А.А. Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. 2011. № 10.

и с нулевым ускорением (движение с постоянной скоростью), когда энергия двигателя или кинетическая энергия маховика расходуется только на преодоление сопротивления движения АТС. Так как скорость движения в городском цикле менее 50 км/ч, то сопротивление воздуха учитывать не будем. Не будем также учитывать внутренние потери в механических передачах.

Кинематическая схема трансмиссии показана на рис. 2. Стрелками показаны направления потока мощности, а величины передаточных отношений i равны отношению угловых скоростей на выходе к угловым скоростям на входе.

В этом случае $i > 1$ соответствует ускоряющей передаче. Предлагаются следующие значения передаточных отношений: $i_1 = i_2 = 2$; $i_3 = 7,07$ (включая простую и планетарную передачи); $i_4 = 0,471$.

Маховик для АТС типа «Газель» представляет собой полуметровый отрезок стальной трубы с толщиной стенки 10 мм и диаметром 300 мм. Для того чтобы его масса была в 100 раз меньше массы АТС, а его кинетическая энергия $T_{\text{м.мах}}$ равнялась бы кинетической энергии АТС при скорости 60 км/ч, частота вращения маховика должна составлять 10610 мин^{-1} . Так как частота вращения маховика реально будет всегда значительно меньше 10000 мин^{-1} , то газодинамическое сопротивление можно не учитывать. Вакуумный кожух не требуется.

При выполнении простого городского цикла по Правилам ЕЭК

ООН №84 целесообразно перед каждым подциклом иметь кинетическую энергию маховика примерно $0,3 T_{\text{м.мах}}$ и начинать разгон АТС с использованием этой энергии (4-й режим). Двигатель при этом может работать на холостом ходу. Ускорение АТС регулируется водителем путем большего или меньшего нажатия на педаль, положение которой соответствует определенной величине амплитуды колебаний φ_0^* . Когда ускорение, создаваемое маховиком, окажется меньше требуемого Правилами, подключается двигатель путем простого увеличения частоты вращения его вала и соединения с ведущим валом трансформатора с помощью механизма свободного хода (МСХ). При этом маховик, отсоединенный от ведущего вала трансформатора, продолжает вращаться с постоянной частотой с помощью другого МСХ.

Для обеспечения заданного Правилами замедления АТС включается третий режим. Величина замедления регулируется водителем также, как величина ускорения. Если замедление меньше, чем требуется Правилами, то подключаются тормоза, а третий режим выключается. Накопленная энергия маховика будет использована в последующем подцикле.

При скорости АТС менее 10 км/ч осуществить требуемую Правилами величину замедления с помощью разгона маховика затруднительно. При уменьшении скорости АТС частота вращения ведущего вала трансформатора уменьшается, пе-

редаточное отношение увеличивается, а момент, развиваемый на ведомом валу, становится меньше. В результате интенсивность замедления даже при предельном увеличении φ_0 уменьшается. Поэтому при скорости менее 10 км/ч торможение осуществляется с помощью тормозов. Выбранные параметры трансмиссии позволяют выполнять все требуемые Правилами ускорения и замедления в простом городском цикле и использовать тормоза только при скорости АТС менее 10 км/ч.

Рассмотрим, как следует рассчитывать энергозатраты. Затратами энергии будем считать только ту работу, которую нельзя вернуть. Это работа по преодолению сил сопротивления движению на пройденном пути и работа, затраченная в тормозах на погашение излишней кинетической энергии АТС. Работу, направленную на создание кинетической энергии АТС или маховика, не следует относить к затратам, так как эта энергия может быть использована для преодоления сил сопротивления движению на определенном пути. Так, если разогнать машину до скорости 60 км/ч, а потом отсоединить двигатель, то машина пройдет до полной остановки путь в 700 м. Поэтому работу, затраченную на участке пути от трогания с места до остановки, будем определять по формуле

$$A = mg\psi s_0 + 0,5\delta m v_a^2 - mg\psi s_T,$$

где m – масса АТС; δ – коэффициент учета вращающихся масс при отключенном двигателе, $\delta = 1,04$; ψ – коэффициент дорожного сопротивления, для города $\psi = 0,02$; s_0 – общий путь участка; v_a – скорость АТС, при которой началось использование тормозов; s_T – путь, пройденный при использовании тормозов. Последний член уравнения уменьшает работу трения тормозов, так как s_T способствует снижению скорости.

Расчет по формуле, выполненный для городского цикла, соответствующего Правилам, показал, что АТС, оборудованное маховиком-аккумулятором, расходует энергии на 33 % меньше, чем АТС без такого

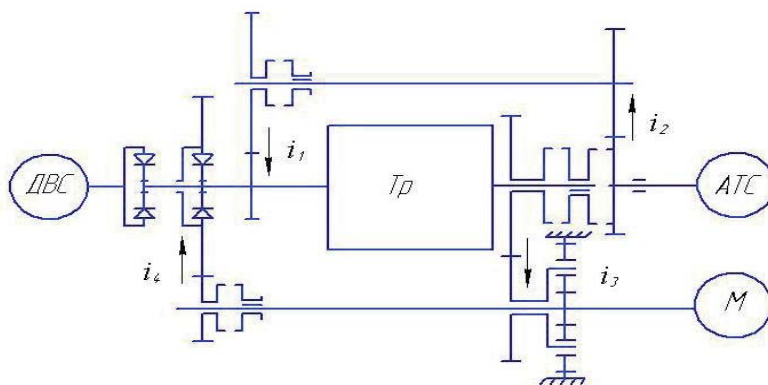


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии с маховиком-аккумулятором

* Благоданов А.А. Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев //Вестник машиностроения. 2011. № 10.

устройства. Расход топлива может отличаться еще больше, так как значительная часть разгона АТС и его движение с постоянной скоростью осуществляются с использованием кинетической энергии маховика,

а его зарядка от двигателя может производиться при работе последнего на наиболее экономичном режиме. Подробное рассмотрение этого вопроса – предмет специального исследования. Полученный

здесь результат уже свидетельствует о целесообразности и даже необходимости развития этого направления в автостроении и в первую очередь для АТС, используемых автотранспортными предприятиями.

УДК 629.113

М.С. Бородин

*Московский государственный агроинженерный университет
имени В.П. Горячкина,
г. Москва*

ОРГАНИЗАЦИЯ СЕРВИСА ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ

Оптимальное количество и эффективность деятельности сервисных станций могут быть определены лишь на основе современных научных методов оптимального проектирования производственных процессов на принципах ресурсосбережения и высокой производительности. Поэтому необходимо установить эффективные соотношения между количеством поступающих за единицу времени заявок и производительностью или пропускной способностью соответствующей сервисной станции.

Основными объектами исследования являются сервисные станции и электрические транспортные средства в зоне обслуживания, нуждающиеся в процессе производственной деятельности в заряде тяговых аккумуляторных батарей.

Эффективная деятельность сервисных станций может осуществляться лишь на основе современных научных методов оптимального проектирования производственных процессов, принципах ресурсосбережения и высокой производительности. Данная статья посвящена разработке таких научных методов.

Общей характерной чертой взаимосвязанного функционирования обслуживаемых транспортных средств и сервисных станций является наличие источников заявок или требований и исполнителей этих заявок. Следовательно, имеет место типичная система обслуживания, принципы организации работы которой за-

висят от характера потока заявок или требований.

С учетом возможного множества работающих независимо друг от друга обслуживаемых транспортных средств в различных природно-производственных условиях можно предположить, что поступающий от них поток заявок на выполнение зарядных работ будет случайным в вероятностном смысле. Соответственно и методы исследования взаимосвязанного функционирования обслуживаемых средств и зарядных станций также должны быть вероятностными.

Из приведенного краткого описания следует, что в соответствии с общими принципами исследования операций [1] зарядные процессы являются типичными системами массового обслуживания. Основная задача при этом заключается в установлении эффективных соотношений между количеством поступающих за единицу времени заявок и производительностью или пропускной способностью соответствующей сервисной станции.

Сложность при этом заключается в том, что из-за случайного характера поступления заявок по времени возможны как образование очереди этих заявок с соответствующим ожиданием, так и простой оборудования сервисной станции из-за отсутствия заявок. Разрабатываемые научные методы должны обеспечить минимальные потери от этих простоев как для обслуживаемых, так и для обслуживающих средств.

Наиболее эффективными для решения подобных задач являются общие методы теории массового обслуживания (ТМО) [2, 3], что подтверждается и исследованиями [4] применительно к производственным процессам.

Особенно эффективны методы теории массового обслуживания при наличии в системе обслуживания Марковского случайного процесса, когда потоки событий, переводящие систему из одного состояния в другое, являются пуассоновскими без последствия.

Наиболее эффективными для решения подобных задач являются современные методы оптимизации параметров и режимов работы техники, основанные на многокритериальном системном подходе. Соответственно указанные методы оптимизации целесообразно использовать и при решении задач применительно к процессам зарядки.

Конкретное применение намеченных общих принципов решения оптимизационных задач повышения эффективности зарядных станций показано далее.

Количество транспортных средств в группе m определяется из равенства

$$m = \frac{F_{\Pi}}{D_{\text{кп}} \alpha_{\text{к}} W_{\text{м}} T_{\text{см}} K_{\text{см}}} \leq m_{\text{д}}$$

где F_{Π} – количество подвижного состава в расчетной области, шт.; $D_{\text{кп}}$ – обслуживаемый период, ч; $\alpha_{\text{к}}$ – средний коэффициент исполь-

зования времени смены; W_m – производительность одной зарядной станции, шт./ч; T_{CM} – нормативная продолжительность смены, ч; K_{CM} – коэффициент сменности; m_d – наибольшее допустимое число подвижного состава по организационным и другим условиям.

Основными в любом полевом технологическом процессе являются транспортные средства. Если их количество $m > 1$, то их следует принимать за основные обслуживаемые при прочих равных условиях.

От m обслуживаемых средств через соответствующие промежу-

тки времени исходит поток требований на технологическое обслуживание, удовлетворяемый другими обслуживающими n станциями. Поскольку значения m и n ограничены, то соответственно имеет место замкнутая СМО с ожиданием.

Библиографический список

1. Вентцель Е. С. Исследование операций. М.: Сов. радио, 1972. 551 с.
2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Физматгиз, 1962. 564 с.
3. Новиков О. А., Петухов С. И., Прикладные вопросы теории массового обслуживания. М.: Сов. радио, 1969. 399 с.
4. Овчаров Л. А. Прикладные задачи теории массового обслуживания. М.: Машиностроение, 1969. 324 с.

УДК-656.073.7

И.А. Братцев, Р.Н. Ковалев, А.М. Пирогов, Л.М. Саранчук
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

АНАЛИЗ УЧАСТНИКОВ РЕГИОНАЛЬНЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК НА ТЕРРИТОРИИ РОССИИ

Анализ состояния и проблем функционирования грузового транспорта привлекает повышенное внимание автотранспортных предприятий и органов государственного управления и контроля в сфере транспорта потому, что отсутствуют данные мониторинга, реальные количественные показатели, характеризующие состояние и направление развития грузового транспорта. Пассажирский автотранспорт, который в части регулярных перевозок сохранил лицензирование, имеет постоянный мониторинг состояния. Таксомоторные перевозки все в большей степени регулируются региональными и муниципальными нормативными актами, о них также в большей степени накапливаются данные о состоянии и проблемах развития.

Грузовой автотранспорт уже десятилетия находится в тени, точные данные для анализа можно использовать только в сфере международных грузовых перевозок. Определенные данные имеются о перевозчиках, работающих по перевозке контейнеров, об обслуживании железнодорожных, портовых терминалов. Грузовые магистральные и региональные перевозки трудно изучать, данные о них

приблизительные, и, следовательно, органы управления экономическим развитием страны, принимая те или иные управленческие решения, вынуждены основываться на спорных данных.

Авторы статьи поставили перед собой задачу мониторинга грузовых организаций, работающих по перевозке различных грузов на региональных маршрутах. И первый шаг здесь – анализ действующих в данной сфере грузовых перевозок субъектов автотранспортной деятельности по следующим параметрам: форма собственности, организационно-правовая форма, порядок формирования объема перевозок, взаимоотношения с клиентами. Исследование проводилось с использованием данных Свердловской области.

Грузовые транспортные организации представлены в следующих организационно-правовых формах: юридические лица – общества с ограниченной ответственностью, закрытые акционерные общества, а также в виде предпринимательства без образования юридического лица. Причем установлена характерная зависимость выбора организационно-правовой формы от

объема бизнеса: крупный бизнес выступает в виде юридических лиц, средний бизнес – в виде юридических лиц и предпринимателей без образования юридического лица, малый бизнес – исключительно без образования юридического лица.

По форме собственности можно утверждать, что государственная и муниципальная формы собственности остались только в тех грузовых предприятиях, которые задействованы в сфере коммунального хозяйства, дорожного строительства, в обслуживании предприятий муниципальной сферы и составляют минимальный процент участников рынка.

Частная форма собственности, которая определяет сегодня грузовой транспорт, в значительной степени препятствует сбору данных и проведению мониторинга по причине нежелания владельцев бизнеса делать его прозрачным для контрольных и налоговых органов.

Основные характеристики субъектов автодеятельности по перевозке грузов фиксируют результаты организации транспортной деятельности, функционала персонала транспортной организации, способа обработки и доставки груза. Именно по

способу организации транспортной деятельности авторы статьи определили следующую классификацию субъектов грузового автопредпринимательства.

1. Транспортная организация крупного бизнеса – более 100 единиц автотранспортных средств, находящихся в частной собственности юридического лица. Персонал – штатные сотрудники и водители, обслуживание транспорта и всего транспортного процесса осуществляется без привлечения работников со стороны. Заработная плата начисляется и выплачивается полностью или частично в установленном законом порядке. Имеется собственная материально-техническая база для обслуживания транспорта и груза. Предприятие ведет перевозочную и транспортно-экспедиционную деятельность. Заказчики транспортных услуг здесь – устойчивая группа или даже одно предприятие. Заказчиками выступают:

- учредитель транспортной организации, промышленное предприятие-производитель товара;
- группа получателей профильного товара;
- оптовые торговые, логистические предприятия.

Маршруты перевозки грузов в данной группе предприятий отработаны и носят регулярный долгосрочный характер. Объем перевозок – устоявшийся, постоянный или имеющий незначительные изменения, вызванные общими с товаропроизводителем колебаниями рынка. Тариф на грузоперевозку формируется транспортной организацией по согласованию с грузоотправителями и/или грузополучателем или вообще устанавливается учредителем – производителем товара. В этом случае тариф грузоперевозки учитывается в конечной цене продукции.

2. Транспортная организация крупного бизнеса, учредителями которой является группа физических лиц, не представляющая ни производителей, ни оптовых покупателей. Достаточно часто транспортная организация данного вида приобрела частную форму собственности в ходе приватизации. Владельцами являются первый со-

став руководителей приватизированного предприятия или второй состав – приобретшие долю специалисты, работавшие в транспортном предприятии, родственники первого состава владельцев. В этом случае транспортная организация приобретает качества семейного наследуемого бизнеса.

Автопредприятие этой группы имеет собственный парк транспортных средств, собственную материально-техническую базу, штатных сотрудников и водителей, сложившиеся традиции трудового коллектива. Заказчиками являются традиционно сложившаяся группа потребителей транспортных услуг, порой в занятой нише предприятие занимает доминирующее положение. Вместе с тем данный вид предприятий в полной мере испытывает все изменения рынка, увеличение числа заказчиков происходит в результате экспансии на рынке грузовых перевозок, энергичного продвижения на рынке комплекса транспортных услуг, борьбы за заказчика путем применения гибкой системы скидок на оплату транспортных услуг. Объем перевозок зависит от стабильности производственных показателей постоянных клиентов, от качества предоставляемых им транспортных услуг. Вместе с тем постоянные клиенты определяют большую часть объема перевозок. Несмотря на то, что тариф определяется региональным рынком транспортных услуг по видам товаров, стабильность и длительность хозяйственных связей позволяет нивелировать резкие колебания тарифа. Тариф включает не только себестоимость (в том числе в соответствии с законодательством сформированную заработную плату, обеспечение транспортной безопасности), но и рентабельность. Причем норма прибыли сопоставима с прибылью на других видах транспорта. Действуют системы страхования автотранспортных средств и груза.

Данный вид предприятий имеет и свои негативные тенденции развития, связанные с объемом бизнеса и способом организации транспортной деятельности. Искусственно созданные государством привилегии малому и среднему бизнесу в нало-

гообложении создают для них неравные конкурентные условия рынка. Предприятия данного вида испытывают недобросовестную агрессивную конкуренцию со стороны малого и среднего предпринимательства, которое использует свое положение для ухода от уплаты налогов. В условиях последствий экономического кризиса затяжная борьба с недобросовестными участниками рынка принуждает крупные предприятия «дробиться в правовом смысле», т.е. искусственно приобретать форму малого или среднего бизнеса и получать налоговые льготы. Автопарк данного вида предприятий, полученный порой еще 20 лет назад, обновляется медленно. В совокупности с «дроблением» эти факторы понижают конкурентоспособность данных предприятий.

3. Предприятия третьего вида субъектов деятельности по перевозке грузов – аналогичны первым двум по форме организации транспортной деятельности. Время работы на рынке у них – от 3 до 5 лет. Предприятия создаются за счет собственных средств группой физических или юридических лиц. Отличие от первых двух видов – в размере бизнеса (средний бизнес 50–70 транспортных средств) и объеме перевозок, что ведет к необходимости при росте заказов привлекать других контрагентов (владельцев транспортных средств). Причем привлечение иных перевозчиков для обслуживания собственно клиентской базы ведется на постоянной основе путем формирования постоянного круга заказчиков с небольшими, хотя и постоянными объемами перевозок, и постоянного круга привлекаемых по подряду перевозчиков.

Материально-техническая база таких предприятий обычно находится в стадии формирования и рассчитана на обслуживание только собственного автопарка. Тариф в таких предприятиях формируется рыночно, причем применяется порой не один, а два и более тарифа в зависимости от клиента. На более высокий тариф ставится собственный транспорт, на низкий тариф – привлекаемый. Применение заниженного тарифа возможно именно за счет использования «особенно-

стей» привлекаемых транспортных организаций малого бизнеса, проще говоря, организаций, имеющих возможность ухода от налогообложения. Страхование груза выборочное и производится грузоотправителем.

4. Транспортное предприятие среднего бизнеса с собственным автопарком от 15 до 50 транспортных средств. Создается группой физических лиц для транспортного обслуживания устойчивой группы из 1–3 промышленных предприятий, расположенных в одной местности. Такого типа предприятия характерны для малых и средних населенных пунктов. Заказчики удерживаются традиционными личными связями и приоритетами, которые складываются между руководителями малых населенных пунктов. Объем перевозок постоянный, без скачков. Транспортная организация нацелена на выполнение именно данного вида перевозок. Транспортные средства приобретаются только для эксплуатации в установленном направлении деятельности, чужой транспорт не привлекается. Тариф формируется по договоренности с владельцами грузов. Грузоотправители длительное время не изменяют требования к качеству перевозок, страхованию груза. Территориально-производственное ограничение не позволяет данным предприятиям расти, конкуренция практически отсутствует.

5. В особый вид субъектов грузового транспорта необходимо выделить транспортно-экспедиционные предприятия. Эти предприятия работают исключительно как операторы, не имеют собственного автотранспорта и материально-технической базы. Учредителями юридических лиц выступает группа физических лиц, имеющих опыт работы в качестве специалистов грузовых предприятий. Часто это первый опыт создания собственного транспортного бизнеса. Портфель заказов формируется на рынке, порой это разовые перевозки. Эти компании, как правило, молодые, работают на рынке с момента создания до 3 лет. Для них характерно стремление ухода от ответственности за груз.

Тариф формируется только с целью покрытия затрат (на грани себестоимости). Накопление капитала – в первую очередь путем ухода от всех форм выплат и налогов.

6. Транспортные организации, использующие в качестве организационно-правовой формы статус предпринимателя без образования юридического лица. Предприятия малого бизнеса, имеющие в собственности от 1 до 15 транспортных средств. Порой владелец бизнеса сам работает водителем. Предприятия этой группы, как правило, не имеют собственной материально-технической базы, арендованная база минимальна. Заказчиков получают от транспортно-экспедиционных предприятий (логистических операторов). Обычно работают сразу с несколькими операторами, расположенными в разных регионах. Тариф формируется на каждую поездку путем соглашения с оператором. Главный инструмент «выживания» на рынке – демпингование тарифов.

Рассматривая совокупность всех выделенных авторами статьи субъектов транспортной деятельности, можно выделить параметры, определив которые для каждого вида предприятий, можно сделать выводы и в отношении всей совокупности транспортных организаций, работающих на рынке перевозки грузов в нашем регионе. К таким параметрам относятся:

- уровень удовлетворения потребности в грузоперевозках;
- обеспечение качества транспортных услуг по перевозке грузов, востребованного грузоотправителем, в том числе сохранность груза, безопасная организация транспортной деятельности;
- надежность процесса оказания транспортных услуг по перевозке грузов;
- конкурентоспособность грузовых транспортных организаций.

Анализ имеющейся у авторов статьи информации, полученной в результате практического взаимодействия и опросов субъектов грузовой деятельности, позволяет сделать общие выводы в отношении сложившегося рынка грузовых перевозок:

– рынок перевозок грузов в России в целом удовлетворяет потребность в транспортных услугах во всем спектре грузоперевозок;

– стабильность деятельности комплекса транспортных организаций на уровне региона в целом достигнута;

– качество транспортных услуг по перевозке грузов в целом устраивает грузоотправителей; как у грузоотправителей, так и у грузоперевозчиков нет стимула к повышению их качества;

– обеспечение сохранности груза не является основным критерием выбора грузоперевозчика, предпочтение отдается критериям надежности перевозок и величине тарифа;

– безопасность организации транспортной деятельности не осмысливается как важный критерий эффективности процесса грузоперевозок ни отправителями грузов, ни грузоперевозчиками. Этот фактор потребителями транспортных услуг по перевозке грузов в отличие от пассажироперевозок вообще не изучается при заключении договора;

– конкурентоспособность транспортных предприятий по автопарку, персоналу, материально-технической базе, организации транспортной работы развивает рынок, но крайне медленно, нецеленаправленно. Конкурентоспособность транспортного комплекса в целом – тема неизученная, и критерии, по которым можно было бы ее оценить хотя бы на уровне региона, пока не ясны.

В заключение статьи хотелось бы коснуться вопроса о наличии предпосылок изменения структуры субъектов транспортной деятельности по перевозке грузов на региональных и магистральных маршрутах. Актуален вопрос, имеется ли целевое влияние государства на изменение или сохранение состава участников рынка.

Внутренняя потребность у хозяйствующих субъектов есть, в одном случае перейти из состояния «выживания» к стабильной деятельности, в другом случае повысить рентабельность предприятия. Рост доходов требует смены автопарка.

Внутренняя производственная экономия средств диктует применение более современных технологий работы с грузом. Со стороны государства грузовые транспортные организации не чувствуют не только контроля за своей деятельностью, но и каких-то ясно сформулированных ориентиров развития. Например, отсутствуют экологические требования, обязательность ответственности и страхования груза. Сформированная государством система налогообложения создает неравные конкурентные условия на рынке для всех работающих субъектов грузоперевозок. Государство не мотивирует своевременное об-

новление автопарка, привлечение в транспортные организации высокопрофессиональных специалистов, вследствие чего намечается тенденция снижения уровня профессионализма среди владельцев и руководителей грузоперевозчиков. В совокупности указанные факторы приводят к тому, что уровень конкурентоспособности предприятий отрасли грузовых перевозок становится недопустимо низким по отношению к международным стандартам.

Анализ субъектов перевозок грузов сделан авторами статьи по данным, полученным в результате мониторинга, проводимого по пред-

приятиям Свердловской области. Более широкий или сравнительный анализ в данное время невозможен в связи с отсутствием в свободном доступе данных о грузовом автотранспорте, государственного мониторинга грузоперевозок, отсутствием установленных единообразных качественно-количественных критериев изучения и систематизации данных по грузовому автотранспорту. В дальнейшем авторы статьи ставят своей задачей проведение выборочного мониторинга предприятий всех выявленных видов субъектов грузоперевозочной деятельности и научный анализ данных мониторинга субъектов грузоперевозок.

УДК 630.36

С.В. Будалин, С.В. Никулин, П.Д. Смирнов
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ПАРКА

На сегодняшний день предприятия сами планируют свою деятельность и виды оказываемых услуг, поэтому приобретение автомобиля без оценки его эффективности было бы неправильно. Число субъектов автомобильного транспорта довольно велико, и предложения на услуги превышают спрос. Поэтому иметь свою долю на рынке автотранспортных услуг удастся лишь тем предприятиям, у которых есть подвижной состав, отвечающий современным требованиям. Если клиент по тем или иным причинам не удовлетворен перевозчиком, то имеет реальную возможность обратиться к услугам других.

При выборе автомобилей с целью формирования парка АТП необходимо в первую очередь определить принципиальные положения объективной оценки транспортных средств, установить измерители эффективности и разработать метод расчетного их определения, наиболее доступного для практического применения. Проведем анализ принципов оценки эффективности и выбора автомобилей,

показателей оценки и методов их определения.

Для оценки автомобилей разработано достаточно много подходов и оценочных критериев. Во многих из них критерием оценки является категория «качество». В соответствии с ГОСТ 15467-79 и изменениями № 1 (утверждены в январе 1985 г. ИУС 4-85) качество – это совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением [1]. По определению Международной организации по стандартизации (ИСО), поддерживаемой РФ, качество – это совокупность свойств и характеристик продукта, которые придают ему способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности [1].

Наряду с этой категорией для оценки потребительских товаров, в том числе автомобилей, применяется также категория конкурентоспособность. Понятие «конкурентоспособность» товара тесно связано с понятием «качество». Не-

качественный товар не может быть конкурентоспособным. Для оценки эффективности автомобилей в эксплуатации наиболее подходящим является качество.

Как оценочный показатель автотранспортных средств, категория качество использовалась для сравнения новых разработок с уже существующими изделиями. Качество конструкции автомобиля и его элементов (агрегатов, узлов, деталей) определялось сопоставлением присущих им свойств с качественными требованиями, предъявляемыми к этим свойствам. Эти свойства автомобилей и их элементов закладываются в процессе производства, а проявляются затем в эксплуатации автомобилей. Еще на ранних стадиях проектирования производитель предполагает область эксплуатации автомобиля и важных эксплуатационных параметров. При этом, используя эти показатели и параметры, производится оценка автомобиля. Таким образом, рассматриваемые в сфере производства показатели качества имеют эксплуатационный характер

и вполне применимы для оценки эффективности автомобиля с точки зрения потребителя. Поэтому при анализе методов оценки эффективности автомобиля в эксплуатации качественные показатели, применяемые в сфере производства, также необходимо анализировать [2].

Автомобиль является сложным техническим изделием, характеризуется техническими, производственными, эксплуатационными, эстетическими, экологическими, экономическими и производственными показателями. Выделить какой-то один параметр из обширного ряда показателей и по нему оценить автомобиль трудно. Есть ряд параметров и показателей, которые являются и конструктивными, и эксплуатационными, эксплуатационными и экономическими одновременно и т.д. Дело в том, что величины тех или иных конструктивных параметров автомобиля проявляются в эксплуатации, поэтому их можно считать и эксплуатационными. К примеру, грузоподъемность автомобиля относится к конструкционному параметру, который одновременно является и важнейшим его эксплуатационным параметром. Можно также считать и эксплуатационным, и экономическим показателем топливную экономичность автомобиля.

Автомобиль состоит из элементов и систем, от качества каждого из которых зависит его эффективность работы в целом. Для определения эффективности самого автомобиля и в частности его агрегатов были использованы разные показатели и методы их определения. Круг их весьма широк, так как стремление как можно более полно отразить технический уровень автомобиля

приводит к необходимости привлечения и данных о тягово-динамической характеристике, тормозных качествах, управляемости, и об эксплуатационных затратах, и о надежности конструкции и т.д.

Впервые система качественных характеристик автомобиля была рассмотрена основоположником отечественной теории конструирования автомобилей академиком Чудаковым Е.А. Он выделил восемь основных эксплуатационных качеств: динамику, экономику, надежность, проходимость, устойчивость, легкость управления, мягкость хода, простоту ухода [2]. В дальнейшем к этим качествам были добавлены: емкость (тоннаж), запас хода, использование габарита, маневренность и некоторые другие показатели. С теми или иными изменениями, в той или иной интерпретации эти качества входят в большинство современных классификационных систем основных параметров и показателей автомобилей.

В автомобилестроении были попытки на отраслевом уровне посредством инструкции ввести интегральный показатель оценки качества автомобилей [2]. Для интегральной оценки качества легковых автомобилей были отобраны пять групповых показателей оценки: Π_D – динамики автомобиля; Π_K – комфортабельности; Π_B – безопасности; Π_3 – эксплуатационных затрат на топливо, ТО и ремонт; Π_H – надежности. Интегральная оценка производится с учетом коэффициентов весомости, определенных экспертным путем, по формуле

$$\Pi_{\text{сум}} = K_D \Pi_D + K_K \Pi_K + K_B \Pi_B + K_3 \Pi_3 + K_H \Pi_H, \quad (1)$$

где K_D, K_K, K_B, K_3, K_H – коэффициенты весомости соответствующих комплексных показателей. Комплексные показатели вычисляются из соотношения

$$\Pi_i = \sum_{j=1}^m \frac{Y_j}{m}, \quad (2)$$

где m – число групповых показателей; Y_j – относительный показатель i -го свойства или качества, равный

$$Y_i = \frac{X_i^0}{X_i^m}, \quad (3)$$

где X_i^0 – значение i -го показателя оцениваемого автомобиля; X_i^m – значение показателя образца модуля.

Представленный метод комплексной оценки автомобилей с помощью взвешенных количественных характеристик позволяет получить оценочные различия в совершенстве сравниваемых изделий. Недостатком метода является ограниченность рассматриваемых свойств, большое внимание уделено техническим показателям, не учитываются некоторые эксплуатационные, экологические, эргономические параметры автомобиля. Также в вышеописанном методе комплексной оценки не учитывается один важный фактор – изменение параметров автомобилей по мере их старения.

В настоящее время при приобретении автомобиля предприятия ориентируются в основном на его стоимость и доступность, что часто приводит к неправильному решению. Если у выбранного автомобиля низкий технический уровень и большие эксплуатационные затраты, использование его будет неэффективным.

Библиографический список

1. ГОСТ 15467-79. Управление качеством продукции. Основные понятия, термины и определения. Введ. 1979.07.01. М.: Гостстандарт СССР, 1979. 34 с.
2. Нуретдинов Д.И. Методика выбора типа подвижного состава для автотранспортного предприятия по технико-экономическим критериям: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 14.12.04 / Нуретдинов Дамир Имамудинович. Набережные Челны, 2004. 172 с.

УДК 656.13

С.В. Будалин, А.В. Кочуров, В.Э. Жирихин
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

УТОЧНЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

Объективность оценки экономической эффективности лесовозных автомобилей в существенной степени зависит от точности расчета затрат на топливо, которые в структуре эксплуатационных затрат автопарка могут достигать 25–30 %. Определение расхода топлива на автомобильном транспорте необходимо:

- для сравнительной оценки экономичности разных моделей автомобилей;
- выбора более эффективного ПС;
- ведения статистической и оперативной отчетности хозяйствующего субъекта;
- определения себестоимости перевозок и других видов транспортных работ;
- планирования потребности предприятий в обеспечении нефтепродуктами;
- осуществления расчетов по налогообложению предприятий;
- обеспечения режима экономии и энергосбережения потребляемых нефтепродуктов;
- обоснования тарифов на перевозку;
- расчетов с пользователями транспортных услуг, водителями и т.д.

Повышение стоимости горюче-смазочных материалов требует уточнения методов расчета их расхода, что будет способствовать экономному использованию топлива. Выбор покупателями грузовых автомобилей и сравнительная оценка их эксплуатационных свойств также требует наличия точных методов расчета расхода топлива.

В настоящее время на практике расход топлива, как правило, определяется по нормативному методу. С 15 марта 2008 г. распоряжением Министерства транспорта № АМ-23-р в России введены методические рекомендации «Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте» [1]. Для грузовых, в том числе и лесовозных, автомобилей он рассчитывается по формуле [1]

$$Q_m = \left(\frac{N_s S}{100} + \frac{N_w W}{100} \right) (1 + 0,01D), \quad (1)$$

где S – общий пробег автомобиля, км; W – грузооборот, выполняемый автомобилем, т-км; N_s – базовая норма расхода топлива на 100 км пробега, л/100 км; N_w – норма расхода на транспортную работу, л/100 т-км, D – суммарный поправочный коэффициент.

К сожалению, нормативный метод не позволяет с необходимой точностью определить расход топлива. Сравнения расчетных значений расхода топлива различных лесовозных автомобилей с экспериментальными данными, полученными при эксплуатации на конкретных маршрутах, показывают, что отличие доходит до

20 %. В формуле (1) не учитываются реальные условия эксплуатации, например, коэффициент сопротивления качению; коэффициент использования пробега; степень загрузки автомобиля; скорость движения автомобиля; наличие устройств, предназначенных для снижения расхода топлива, и др. Значение нормы расхода на транспортную работу для всех лесовозных автомобилей не может быть одинаковым. Оно в существенной степени зависит от мощности двигателя, КПД трансмиссии автомобиля и наличия крана-манипулятора. Кроме того, в руководящем документе не для всех лесовозных автомобилей установлена базовая норма расхода топлива, особенно для новых моделей, освоенных автозаводами в последнее время.

Для более точного определения расхода топлива необходим индивидуальный подход к каждой марке автомобиля. Формула расчета расхода топлива должна учитывать конструктивные особенности автомобиля и условия эксплуатации, т.е. расход топлива должен рассчитываться с учетом физических явлений, происходящих при транспортировке лесоматериалов.

Для определения расхода топлива может быть принято теоретическое положение о том, что энергия, затраченная автомобилем для выполнения определенного объема работы, должна равняться энергии, полученной при сгорании определенного объема топлива, скорректированного на потери в двигателе, в трансмиссии и в ходовой части автомобиля. Формула для расчета годового расхода топлива с учетом вышеназванного положения была предложена профессором Х.А. Фасхиевым и имеет вид [2]

$$V_m = \frac{1,01 K_{зим} K_u L_{год} \left[1000 f_0 (G_0 + \beta \gamma q) \left(1 + \frac{v_T^2}{20000} \right) + \frac{0,05 \rho_a F c_x v_T^3}{3,6^2} \right] 10^4}{\rho_m H \eta_{дв} \eta_{мп}} \times (1 + g_m), \quad (2)$$

где $K_{зим}$ – коэффициент повышения расхода топлива в зимний период; K_u – коэффициент, учитывающий использование мощности двигателя; $L_{год}$ – общий годовой пробег автомобиля, км; f_0 – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях (30–40 км/ч); G_0 – снаряженная масса автомобиля, т; β – коэффициент использования пробега; γ – коэффициент использования грузоподъемности; q – грузоподъемность автомобиля, т; v_T – средняя техническая скорость автомобиля, км/ч; F – площадь лобового сопротивления, м²; c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_m – плотность топлива, кг/л; H – низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; $\eta_{дв}$ – КПД двигателя; $\eta_{мп}$ – КПД трансмиссии; g_m – годовой темп роста расхода топлива.

Формула (2) позволяет более точно определить расход топлива грузового лесовозного автомобиля. Применительно к лесовозным автомобилям, вывозящим лесоматериалы в условиях IV–V категорий дорог, не учитываются потери энергии на лобовое сопротивление. Кроме того, предложенная формула позволяет оценить топливную экономичность новых моделей лесовозных автомобилей.

Учет таких эксплуатационных факторов, как рельеф местности, сложность маршрута движения, дополнительный расход на горизонтальных участках дорог IV–V категорий при вывозке леса производится с помощью поправочных коэффициентов, регламентированных в руководящем документе [1] в виде процентов повышения значения, полученного по формуле (2).

Затраты на топливо S_T , руб, определяются по формуле

$$S_T = V_m C_m, \quad (3)$$

где V_m – объем израсходованного топлива;

C_m – стоимость 1 л топлива.

Для лесовозных автомобилей с дизельным двигателем C_m принимается по выражению

$$C_m = (7C_{m1} + 5C_{m2})/12, \quad (4)$$

где C_{m1} , C_{m2} – стоимость 1 л летнего и зимнего дизельного топлива соответственно.

Затраты на масло для двигателя, трансмиссионные, консистентные смазочные материалы, а также на керосин и обтирочные материалы на практике обычно определяют в зависимости от затрат на топливо [2]. Например, для внедорожных автомобилей с дизельным двигателем сумма затрат на моторное масло рассчитывается по формуле [1]

$$S_{cm} = 0,045S_T. \quad (5)$$

Изменение в различной пропорции цен на топливо и смазочные материалы, усовершенствование системы смазки автомобиля, повышение норматива пробега до замены масла и проведения смазочных работ приводят на практике к существенному отклонению расчетных значений затрат по формуле (5) от действительных.

Эксплуатационные затраты на масла и материалы зависят от пробега автомобиля, от периодичности технического обслуживания (ТО). Смазочные работы проводятся во время ТО, поэтому чем больше периодичность ТО, тем расходы на смазочные материалы будут меньше. Исходя из этого обстоятельства, предлагается годовые затраты на смазку по лесовозным автомобилям с некоторым уточнением определять по формуле [2]

$$S_{cm} = L_{год} \left[\left(\sum_{i=1}^m V_{1i} C_i \right) / L_{ТО-1} + \left(\sum_{i=1}^m V_{2i} C_i \right) / L_{ТО-2} \right] + \sum V_{ci} C_i + (V_m \alpha C_m) \left(1 + \frac{g_{cm}}{100} \right) / 100, \quad (6)$$

где V_{1i} , V_{2i} , V_{ci} – объем смазки i -го типа, необходимый при ТО-1, ТО-2 и сезонном обслуживании соответственно, л или кг; C_i – стоимость смазки i -го типа, руб/л или руб/кг; $L_{ТО-1}$, $L_{ТО-2}$ – пробеги автомобиля между соответствующими ТО, км; C_m – стоимость моторного масла, руб/л; g_{cm} – годовой темп роста затрат на смазочные материалы, %; α – расход моторного масла на угар, %.

Формулы (2) и (6) получены с учетом физических явлений, происходящих при эксплуатации лесовозных автомобилей, что позволяет более точно рассчитать затраты в эксплуатации на топливо и смазочные материалы. Эти формулы можно использовать для сравнения затрат оцениваемых конкурентных лесовозных автомобилей.

Библиографический список

1. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте: утв. М-вом транспорта Рос. Федерации 14.03.2008. М.: ООО А-Приор, 2009. 122 с.
2. Нуретдинов Д.И. Методика выбора типа подвижного состава для автотранспортного предприятия по технико-экономическим критериям: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 14.12.04 / Нуретдинов Дамир Имамутдинович. Набережные Челны, 2004. 172 с.

УДК 629.113.52

А. В. Василевский

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт) – РВВДКУ (ВИ),

г. Рязань

ОБРАБОТКА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА УЛЬТРАЗВУКОВЫМ КАВИТАЦИОННЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Все более жесткие требования предъявляются сейчас к эксплуатационным материалам (бензинам, дизельным топливам, смазочным материалам) в плане повышения качества и экономичного использова-

ния [1]. Особое внимание уделяется эксплуатации дизельного топлива в условиях низких температур ввиду его активной парафинизации.

Одно из важнейших требований к качеству дизельного топлива

– легкая прокачиваемость при различных температурах окружающей среды [2]. Это качество определяется вязкостью и температурой застывания топлива. Вязкость дизельного топлива зависит от температуры,

и примерная зависимость приведена в таблице.

При повышении вязкости дизельное топливо хуже проходит через топливные фильтры, что способствует снижению подачи топлива и падению мощности. Оптимальная вязкость дизельного топлива с точки зрения распыливания и прокачиваемости – 3–8 мм²/с при 20 °С (рисунок).

Температура застывания определяет условия складского хранения топлива, а температура помутнения и предельная температура фильтруемости условия его применения, в частности низкотемпературные свойства топлива. Исследования показали, что при охлаждении дизельных топлив в первую очередь выпадают парафиновые углеводороды нормального строения. Извлечение парафиновых углеводородов улучшает низкотемпературные свойства топлива, с одной стороны, а с другой стороны, снижает цетановое число.

Цетановое число и низкотемпературные свойства топлива – это взаимосвязанные величины: чем лучше низкотемпературные свойства топлива, тем ниже его цетановое число. Так, топлива с температурой застывания ниже –45 °С характеризуются цетановым числом около 40.

Хорошие низкотемпературные свойства достигаются несколькими способами: существенным облегчением фракционного состава (температура конца кипения 300–320 вместо 360 °С), проведением депарафинизации топлива (извлечением n-парафиновых углеводородов). При этом во всех случаях снижается цетановое число.

Европейским стандартом на дизельное топливо установлен нижний предел цетанового числа – 48 единиц.

Расчетная формула для определения цетанового числа (ЦЧ) то-

плива исходя из углеводородного состава [2]:

$$\text{ЦЧ} = 0,85П + 0,1Н - 0,2А, \quad (1)$$

где $П$, $Н$, $А$ – содержание соответственно парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов.

Существуют присадки для повышения ЦЧ ДТ – изопропил- или циклогексилнитраты. Они допущены к применению, но их вводят в крайне ограниченных количествах для повышения цетанового числа с 38 до 40, так как при этом понижается температура вспышки, повышается коксуемость топлива.

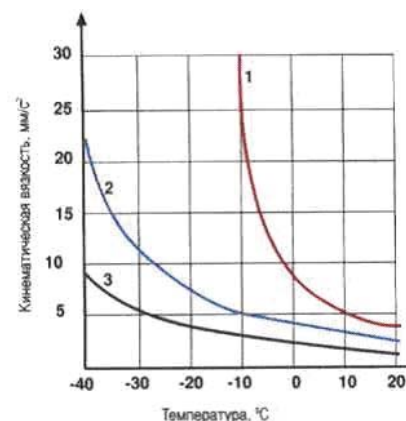
Одним их эффективных методов интенсификации химико-технологических процессов в жидкостях является кавитационное воздействие на обрабатываемую среду. Кавитация представляет собой средство локальной концентрации энергии низкой плотности в высокую плотность энергии, связанную с пульсациями и захлопыванием кавитационных пузырьков [3].

В ультразвуковом диапазоне наиболее распространены пьезоэлектрические и магнитострикционные генераторы кавитации. В этих электроакустических преобразователях используется прямой магнитострикционный и пьезоэлектрический эффект в переменных магнитных и электрических полях. Диапазон частот возбуждения преобразователей является очень широким (от 8 до 44 кГц и выше). Ультразвуковые колебания от преобразователя передаются к обрабатываемым веществам через специальные трансформирующие и согласующие устройства (концентраторы, пластины и др.), заканчивающиеся излучающей поверхностью.

Принцип действия импульсного электроразрядного излучателя основан на электрогидравлическом эффекте, заключающемся в генерации ударных волн в жидкости при

ее пробое. Протекание электрического разряда в жидкости (электрогидравлического удара) вызывает сложный комплекс явлений: ионизацию и разложение молекул в плазме канала и возле него, световое излучение канала разряда, ударные волны, интенсивное ультразвуковое излучение, образование и пульсацию газового пузыря, кавитационные процессы, импульсные магнитные поля.

Кавитация ускоряет диффузию дизельного топлива в полости парафина, интенсифицирует процесс его разрушения. Ускорение растворения парафина идет за счет усиления перемешивания топлива на границе топливо – парафин и действия импульсов давления, которые как бы разбрызгивают частицы парафина. Кавитация разрывает непрерывную цепочку, разрушая связи между отдельными частями молекул, влияет на изменение структурной вязкости, т. е. на временный разрыв ван-дер-ваальсовых связей. Под воздействием кавитации большой интенсивности на протяжении длительного времени нарушаются С-С-связи в молекулах парафина, вследствие чего происходят изменения физико-химического состава (уменьшение молекулярного веса, температуры кристаллизации и др.) и свойств дизельного топлива (вязкости, плотности, температуры вспышки и др.), что обеспечивает его использование при более низких температурах. В процессе импульсной кавитационной обработки топлива энергия, выделяющаяся при схлопывании кавитационных



Зависимость вязкости дизельного топлива от температуры:

1 – летнее; 2 – зимнее; 3 – арктическое

Зависимость вязкости топлива от температуры

Дизельное топливо	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С			
	20	0	–10	–20
Летнее	6,36	12,94	20,59	50,92
Зимнее	4,26	8,36	12,43	20,6

пузырьков, используется для разрыва химических связей между атомами больших молекул углеводородных соединений.

Энергия диссоциации связи С-Н колеблется в зависимости от молекулярной массы и структуры молекулы в пределах 322–435 кДж/моль, энергия диссоциации связи С-С – 250–348 кДж/моль. При разрыве связи С-Н от углеводородной молекулы отрывается водород, при разрыве связи С-С углеводородная молекула разрывается на две неравные части. При кавитационной

обработке углеводородного сырья происходит деструкция молекул, вызванная микрокрекингом молекул и процессами ионизации.

Кавитационное воздействие на парафиновые углеводороды в дизельном топливе позволяет решить проблему его парафинизации в условиях низких температур. Это становится возможным за счет концентрации энергии в пространстве и во времени, как это происходит при коллапсе кавитационного пузыря.

В условиях низких температур работа машин особенно затрудне-

на, а более 50% территории РФ относится к климатической зоне со среднегодовой температурой января ниже минус 20 °С [4].

Ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива с целью повышения его пусковых и низкотемпературных качеств является одним из эффективных способов воздействия на топливо и обеспечивает выполнение возложенных на автомобильную технику задач в суровых климатических условиях при низких температурах окружающей среды.

Библиографический список

1. Милованов А.В. Топливо и смазочные материалы: учеб. пособие. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003. 80 с.
2. Анисимов И.Г. и др. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: справочник / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бнатов [и др.]; под ред. В.А. Школьников. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Изд. центр «Техинформ», 1999. 596 с.: ил.
3. Пирсол И. Кавитация / пер. с англ. Ю.Ф. Журавлева; ред., предисл. и доп. Л.А. Эпштейна. М.: Мир, 1975. 95 с.: илл. (В мире науки и техники).
4. Подчинок В.М. Эксплуатация военной автомобильной техники. Рязань: Рус. Слово, 2006. 696 с.

УДК 629.1

А.С. Васильев, В.И. Скрыпник
Петрозаводский государственный университет,
г. Петрозаводск

АВТОПОЕЗД ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ С АКТИВНЫМ ПРИЦЕПОМ

В настоящее время большая доля грузоперевозок осуществляется с использованием грузовых автопоездов, состоящих из автомобиля-тягача и прицепа. Во время перевозки грузов многим таким транспортным средствам приходится перемещаться не только по дорогам с хорошим дорожным покрытием, но и по дорогам с плохим дорожным покрытием и вне дорог, а также в плохих дорожных условиях (дождь, гололед), когда сцепление ведущих колес с дорожным полотном существенно снижено.

В настоящее время автомобильными заводами освоен выпуск большого количества моделей грузовых автомобилей, которые, имея большую мощность двигателя, развивают значительное тяговое усилие по двигателю, достаточное для трогания с места и движения автомобиля в составе автопоезда с четыреххос-

ным прицепом по дорогам общего пользования.

Однако для движения по дорогам низших категорий и трогания с места на крутых уклонах автопоезда даже на базе автомобилей высокой проходимости со всеми ведущими колесами (колесная формула 4×4, 6×6, 8×8), при комплектации их четыреххосными прицепами имеют недостаточную проходимость из-за низкого коэффициента сцепного веса и соответственно недостаточного тягового усилия по сцеплению.

К примеру, для лесовозных автопоездов рекомендуемые значения коэффициента сцепного веса должны быть не менее: при необходимости заезда на лесовозные усы в плохом состоянии – 0,6; на усах в удовлетворительном состоянии – 0,5; на ветках и магистралях – 0,4–0,45; на снежно-ледяных магистралях

в хорошем состоянии при низких температурах (без захода на усы) – 0,3–0,35.

При использовании у автопоездов с четыреххосным колесным прицепом в качестве тягачей автомобилей с колесной формулой 6×6 (колесная формула автопоезда 14×6) коэффициент сцепного веса составляет 0,411.

Таким образом, вывозка леса по усам автопоездами с четыреххосными прицепами даже при использовании тягачей с колесной формулой 6×6 практически невозможна, а при движении на ветках и магистралях затруднена, особенно при трогании с места после остановок на подъемах.

С целью решения проблемы повышения проходимости автопоездов была разработана конструкция трансмиссии автопоезда с механическим приводом активного при-

цепы [1], которая подробно описана в работах [2], [3].

В предлагаемой конструкции трансмиссии автопоезда (рисунок) увеличение проходимости обусловлено увеличением числа ведущих колес автопоезда за счет активизации колес прицепа. Согласно расчетам в этом случае коэффициент сцепного веса автопоезда с четырехосным прицепом на базе автомобиля с колесной формулой 6х6 с активным прицепом составит 0,706, что выше в 1,72 раза, чем для того же автопоезда, но с прицепом без активных осей.

В данной конструкции трансмиссии автопоезда для активизации ведущих колес прицепа используется механический привод. Отличительной особенностью является то, что и в качестве заднего моста 1 автомобиля-тягача, и в качестве переднего моста 2 прицепа используются стандартные мосты автомобиля-тягача с проходным валом. Данное техническое решение позволяет повысить технологичность изготовления автопоезда и обеспечить высокую надежность ведущих мостов автомобиля-тягача и прицепа. Кроме того, в зависимости от дорожных условий межколесные дифференциалы не только на заднем мосту автомобиля-тягача, но и переднем мосту прицепа могут одновременно включаться и выключаться, что положительно скажется на проходимости автопоезда.

Другой особенностью является то, что на карданных валах 3, 4, передающих крутящий момент от заднего ведущего моста автомобиля-тягача к переднему ведущему мосту прицепа, соединяемых карданным шарниром 5, расположенным на оси сцепки тягача и прицепа, установлено две сцепных пневматических муфты 6, 7, которые позволяют сделать механический привод прицепа подключаемым.

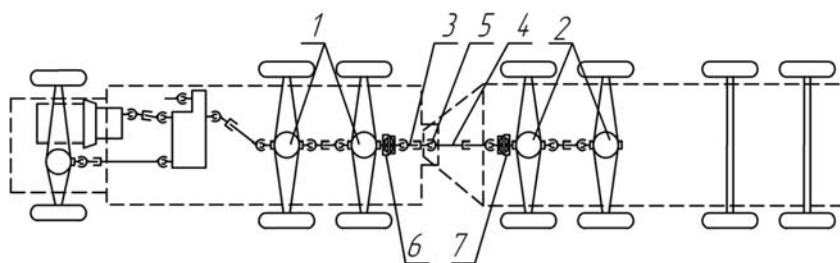
При прохождении плохого участка дороги, когда тягового усилия ведущих колес тягача не хватает, водитель с помощью аппаратуры управления, находящейся в кабине тягача, включает механический привод активного прицепа, в результате чего крутящий момент с проходного вала заднего ведущего моста тягача через карданные валы передается на ведущий передний мост активного прицепа, обеспечивая тяговое усилие на ведущих колесах активного прицепа.

После преодоления труднопроходимого участка дороги водитель с помощью аппаратуры управления отключает механический привод активного прицепа. При этом пневматическая муфта 6 разрывает механическую связь проходного вала заднего моста тягача и крутящий момент перестает передаваться на карданный вал 3, а пневматическая муфта 7 разрывает механическую связь карданного вала 4 и входного вала ведущего переднего моста активного прицепа, в результате чего

при движении автопоезда с активным прицепом при отключенном механическом приводе прицепа будет вращаться только короткий входной вал ведущего переднего моста прицепа, приводимый в движение за счет вращения колес, а карданные валы между тягачом и прицепом вращаться не будут. Данный факт позволит свести к минимуму потери мощности, связанные с вращением карданного вала, находящегося между тягачом и прицепом, характерные для конструкций механического привода прицепа, и повысить срок службы привода.

Использование предлагаемой конструкции механического привода активного прицепа позволит существенно расширить область использования автопоездов, так как они смогут одинаково эффективно использоваться как при перевозке грузов в плохих дорожных условиях, так и при движении с высокой скоростью по дорогам с хорошим дорожным покрытием.

Применительно к рассматриваемому примеру – лесовозному автопоезду – использование автопоезда с вышеописанной конструкцией трансмиссии позволит осуществлять вывозку леса не только по магистральным дорогам лесозаготовительных предприятий и дорогам общего пользования, но и с заездом к погрузочным пунктам в пределах лесосеки по временным дорогам (усам), что даст возможность отказаться от двухступенчатой вывозки леса, при которой приходится оставлять прицеп на нижнем складе и вывозить лес с лесосеки автомобилем без прицепа, затем перегружать вывезенный лес в прицеп и снова ехать на лесосеку для загрузки автомобиля-тягача автопоезда, и тем самым будет способствовать повышению производительности и снижению себестоимости вывозки леса.



Кинематическая схема трансмиссии автопоезда

Библиографический список

1. Патент на полезную модель RU 109730 U1. Автопоезд высокой проходимости с активным прицепом / И.Р. Шегельман, В.И. Скрыпник, А.С. Васильев, опубл. 27.10.2011.
2. Шегельман И.Р., Скрыпник В.И., Васильев А.С. Модернизация конструкции лесовозного автопоезда с целью повышения его проходимости // Глобальный научный потенциал. 2012. Вып. 1 (10). С. 73–75.
3. Шегельман И.Р., Скрыпник В.И., Васильев А.С. Обоснование технических решений по созданию высокопроходимого лесовозного автопоезда // Транспортное дело России. М., 2011. Вып. 7 (92). С. 64–66.

УДК 629.113

М.А. Верняев, Н.М. Филькин, Д.К. Шакуров
ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет
имени М.Т. Калашникова»,
г. Ижевск

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАРОВОЙ ОПОРЫ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПОВЫШЕНИИ ЕЕ РЕСУРСА

Ресурс шаровой опоры (шарнира) подвески автомобиля определяется в зависимости от трех факторов: категории (ровности) дороги, герметичности узла и применяемой смазки. На надежность и долговечность работы, определяющих ресурс опоры, оказывают влияние механические свойства материала корпуса, вкладыша и пальца, а также стабильность их эксплуатационных характеристик во времени. Анализ литературных источников позволяет сделать вывод о том, что повышение ресурса шарового шарнира представляется возможным одним из нижеприведенных способов.

Первый – внедрение инновационных конструкторских решений. Это означает, что производители должны использовать более износостойкие и более дорогостоящие материалы, а также принципиально новую конструкцию шаровой опоры. Первый способ, безусловно, будет связан с вынужденным повышением стоимости конечного изделия. Необходимо полностью обновлять как производственные мощности, так и, возможно, менять сырьевую базу [1].

Второй способ наиболее легкий и малозатратный – это способ повышения ресурса шаровой опоры путем ее модернизации. Данный способ заключается в улучшении существующих технологий изготовления шаровой опоры на основе расчетных исследований, базирующихся на современных компьютерных системах и технологиях, что, как показывает практика, приводит к повышению качества изготавливаемой продукции.

При расчете ресурса шаровой опоры автомобиля необходимо учитывать нагрузки, которые она будет воспринимать, их продол-

жительность, амплитуду и условия, в которых опоре предстоит работать, а также реакции внутри самой опоры. Основными силами, действующими на шаровую опору, являются:

1) сила вырыва. Сила вырыва является критерием, определяющим ресурс шарнира, так как в случае превышения установленных значений шарнир может выйти из строя и перестать быть работоспособным. Вырыв происходит при проезде неровностей, ухабов, при резком торможении, а также при прохождении слишком крутого виража, когда происходит перераспределение нагрузки вследствие крена. Максимальное значение сила вырыва имеет по периферии корпуса шаровой опоры, далее сила постепенно уменьшается до 0 в среднем сечении шара пальца;

2) сила выдавливания. Шаровой палец будет подвергаться критическому давлению в том случае, когда нагрузки со стороны автомобиля будут превышать предельно допустимые, а также когда степень износа вкладыша будет максимальной. Направление силы выдавливания противоположно вырыву. На величину силы выдавливания влияет как масса, приходящаяся на шаровую опору, так и нагрузки, которые испытывает опора в процессе эксплуатации;

3) ударные нагрузки со стороны автомобиля и дороги. В процессе эксплуатации шаровая опора подвергается ударным нагрузкам как со стороны автомобиля, так и со стороны дороги, при проезде неровностей, препятствий. В шаровой опоре происходит очень сложный процесс: в момент удара кинетическая энергия ударяющего тела превращается в потенциальную энергию деформации пальца,

которая передается и на вкладыш. Выражая эту энергию в функции силы, напряжения или деформации, получаем возможность вычислить эти величины. По закону классической физики, равенства сил действия и противодействия пальцу передается такая же сила, но обратно направленная. На элементы автомобиля от ударяемой шаровой опоры передаются очень большие ускорения, направленные в сторону, обратную действию напряжения, т.е. передается реакция, равная произведению массы ударяющего тела на это ускорение [1, 2].

Исходя из вышесказанного можно сделать вывод о том, что конструктору на этапе проектирования необходимо решать некоторые задачи оптимизации для обеспечения требуемого ресурса конструкции шаровой опоры, принимая во внимание действующие силы и нагрузки. Для исследования ресурса шаровой опоры необходимо существование определенной методики, включающей в себя как основные этапы конструкторского моделирования, так и элементы экспериментальных исследований. В условиях современного развития компьютерных систем и технологий, средств автоматизированного проектирования представляется возможным применение методики исследования, построенной на основе применения программ трехмерного геометрического моделирования узла с последующим расчетом его напряженно-деформированного состояния [3].

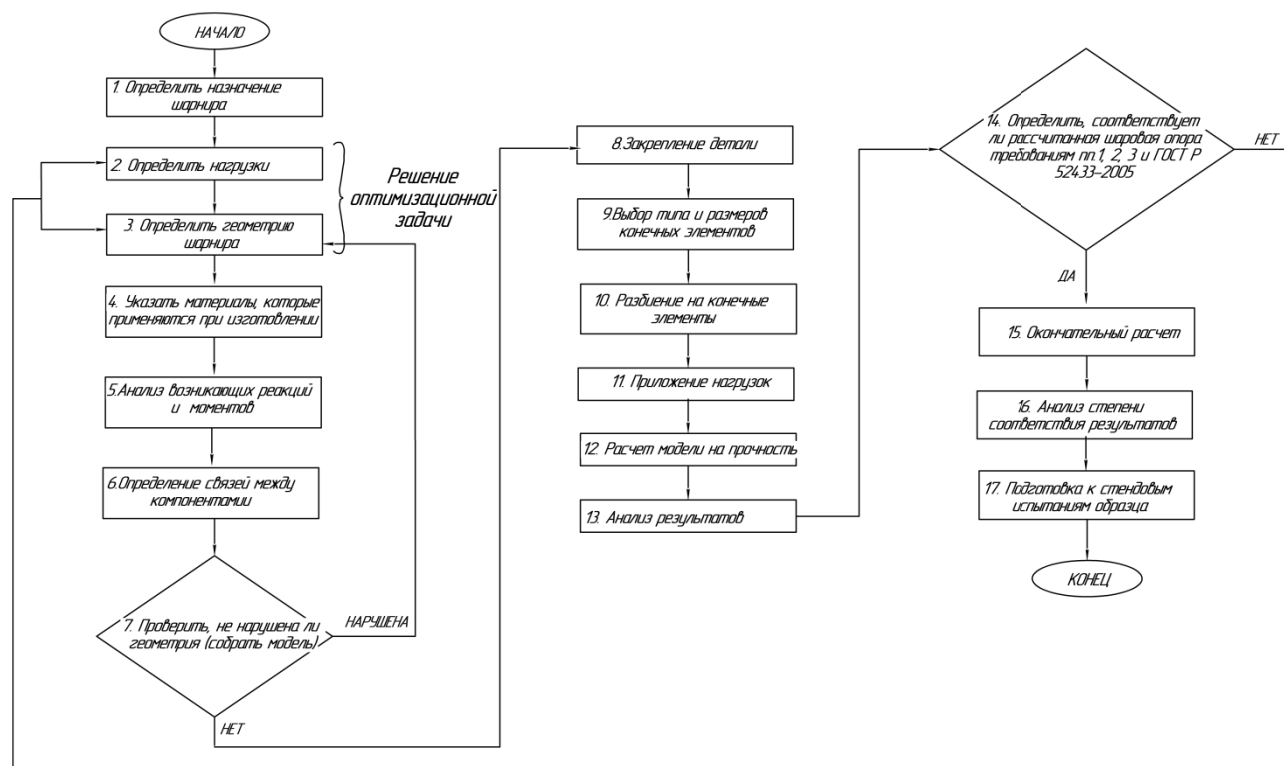
В рамках проводимой научно-исследовательской работы была разработана методика исследования ресурса шаровой опоры автомобиля, базирующаяся на расчете трехмерной модели шаровой опо-

ры с заданными размерами и параметрами материалов. С этой целью использовался программный комплекс САПР расчета напряженно-деформированного состояния изделия, базирующийся на использовании метода конечных элементов. Для проведения исследований необходимо разработать трехмерную модель шаровой опоры, наложить на нее конечно-элементную сетку, приложить силы, реакции и нагрузки, действующие на опору, и произвести расчет напряженно-деформированного состояния. После расчета результаты детально анализируют, изменяют свойства используемых материалов, повто-

ряют расчет и делают вывод о целесообразности применения каждого из материалов на основе полученных результатов. Далее идет отработка конструкции (геометрии) шаровой опоры для повышения ее ресурса.

Суть метода расчетных исследований следующая. На первом этапе исследования ресурса необходимо определиться с назначением шаровой опоры. Это очень важно с точки зрения использования материалов при проектировании. Материал является важным фактором, когда мы говорим об эксплуатационных свойствах шаровых шарниров, таких как коррозионная стойкость,

износостойкость, предел прочности и др., которые влияют на ресурс всего узла. Далее необходимо провести расчет нагрузок, которые будут воздействовать на шаровую опору при эксплуатации. Здесь необходимо учитывать описанные выше силы и сложные внутриузловые процессы в парах трения вкладыш – палец шаровой опоры, а также свойства смазочного материала. После выполнения вышеописанных действий необходимо определиться с геометрией шаровой опоры. Разработанная укрупненная блок-схема методики расчетных исследований шаровой опоры представлена на рисунке.



Блок-схема методики расчетного исследования при повышении ресурса шаровой опоры подвески автомобиля

Библиографический список

1. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Зыков С.Н. Инженерный анализ конструкций автомобилей на прочность: учеб. пособие. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2008. 124 с.
2. Александров А.В., Потапов В.Д. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высш. шк., 1990. 400 с.
3. Басов К.А. Геометрическое моделирование. М.: ДМК Пресс; СПб.: Питер, 2008. 296 с.

УДК 656.072.5

А.В. Власов, Р.Н. Ковалев

Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ АСПЕКТОВ УПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА УСЛУГ ПАССАЖИРСКОГО АВТОТРАНСПОРТА

Вопрос качества в условиях рыночной экономики играет решающую роль. Необходимость обеспечения высокого качества транспортного обслуживания пассажиров непосредственно установлена Уставом автомобильного транспорта РФ, определившим полное удовлетворение потребностей народного хозяйства и населения в автомобильных перевозках в качестве главной задачи пассажирских автотранспортных предприятий (ПАТП). Перевозки пассажиров должны осуществляться с обеспечением безопасности, предоставлением необходимых удобств и при высокой культуре обслуживания пассажиров.

Для предоставления качественных услуг по перевозке пассажиров необходимо обеспечивать планирование, организацию, стимулирование, регулирование и контроль качества пассажирских перевозок, которые должны охватывать работу транспортных средств всех форм собственности.

До середины 1990-х годов в СССР и России основным показателем качества являлся коэффициент качества K_k , который определяется как отношение величины затрат времени на поездку при заданных теоретически абсолютно комфортных условиях поездки $t_{пер}^3$ к фактическим затратам времени на поездку в реальных условиях $t_{пер}^ф$:

$$K_k = \frac{t_{пер}^3}{t_{пер}^ф}, \quad (1)$$

В состав нормативов затрат времени одного пассажира на поездки автобусом входит время на подходы к остановочному пункту и месту назначения; поездку в транспорте; пересадку на другой маршрут; ожидание транспорта из-за отказов в посадке вследствие перегруза транспортного средства [1].

Спирин И.В. [2] приводит следующую систему показателей для

оценки качества перевозок пассажиров (рис. 1).

Качество представлено вектором в n-мерной системе координат (рис. 2), где n – число показателей оценки качества. По каждой координатной оси отложено значение соответ-

ствующего показателя качества. Геометрическая интерпретация качества также возможна в виде так называемой радарной диаграммы, представляющей собой исходящие из общей начальной точки координатные оси-лучи, на которые от-

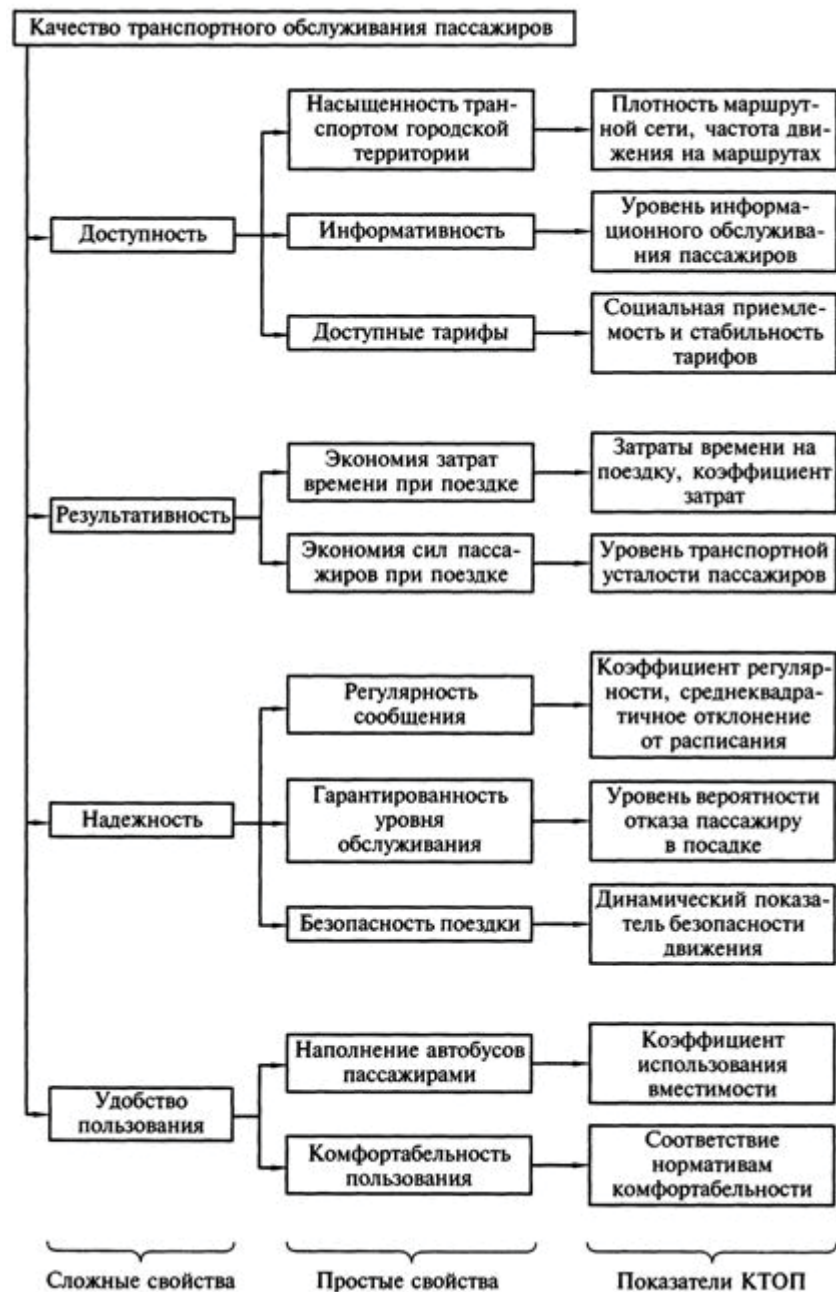


Рис. 1. Структура показателей качества обслуживания пассажиров (на примере автобусных перевозок)

ложены уровни соответствующих показателей качества (рис. 3). Векторная интерпретация качества лаконично и строго объясняет принципиальное различие двух категорий: «качество» и «количество». Количество – всегда скалярная величина. Количество представляется положением точки на числовой оси. Качество, напротив, невозможно представить только одним показателем. Если так поступить, то вместо оценки качества услуги получается оценка количественного уровня данного показателя.

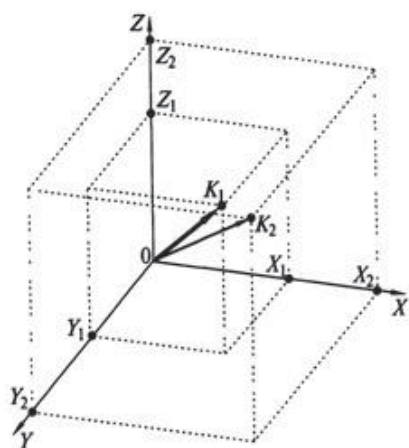


Рис. 2. Векторное представление качества (число показателей качества равно трем: X, Y, Z; индексы 1 и 2 показывают исходное и нормативное качество): K₁ и K₂ – соответственно исходное и нормативное качество обслуживания

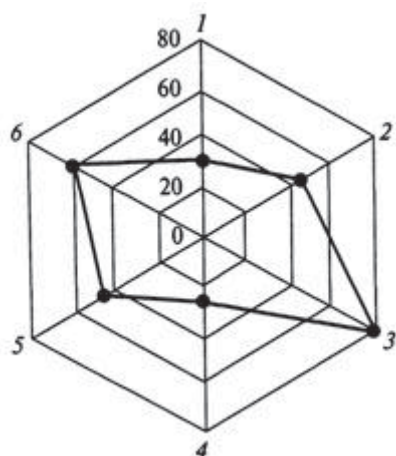


Рис. 3. Радарная диаграмма (1–6 – номера осей, по которым отложены значения показателей качества, для наглядности эти значения соединены линиями)

Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (НИИАТ) в 1987 г. создал комплексную систему управления качеством пассажирских перевозок (КС УКПП). Она предусматривает внедрение системы показателей для оценки деятельности производственно-технической и эксплуатационной служб предприятия, ряда его структурных подразделений. Предусмотрена увязка системы стимулирования персонала данных подразделений с достигнутым уровнем соответствующих показателей качества работы. Согласно «Типовому проекту комплексной системы управления качеством пассажирских перевозок во всех видах сообщений» показателями качества обслуживания пассажиров автобусами являются:

- количество стоящих пассажиров на 1 м² свободной площади пола;
- коэффициент использования вместимости автобусов;
- регулярность;
- безопасность движения подвижного состава.

Эти показатели, характеризующие эффективность функционирования пассажирских предприятий, не полностью отражают степень удовлетворения потребностей пассажиров в перевозках.

Анализ рассмотренных показателей качества транспортного обслуживания пассажиров позволяет сделать следующие выводы:

- предлагаемые авторами критерии эффективности функционирования пассажирского транспорта различны по своей содержательной сущности;
- большинство показателей не определяют действительный уровень транспортного обслуживания, так как характеризуют результаты работы отдельных звеньев системы пассажирского транспорта и не отражают требования пассажиров к качеству выполнения перевозочного процесса;
- многие показатели требуют трудно определимой информации и значительного объема вычислительных работ, что усложняет процесс планирования качества перевозок.

Основные требования к услугам транспортных предприятий:

- безопасность услуг по перевозкам пассажиров;
- надежность транспортного обслуживания;
- своевременность перевозки пассажира;
- своевременность доставки грузов (багажа);
- сохранность перевозки грузов (багажа);
- комфортность перевозки пассажиров;
- соблюдение нормативных сроков доставки груза.

В дальнейшем А. В. Шабанов развивает понятие комплексного, интегрированного показателя качества, учитывающего различные факторы сервисного обслуживания пассажиров.

Комплексный показатель уровня пассажирского сервиса S, предложенный А. В. Шабановым [3], определяется зависимостью

$$S = S_1^{K_1} S_2^{K_2} S_3^{K_3} S_4^{K_4} S_5^{K_5} S_6^{K_6}, \quad (2)$$

- где S₁ – надежность перемещения точно по графику (время поездки); S₂ – доступность (частота движения общественного транспорта); S₃ – безопасность (вероятность безотказной работы общественного транспорта); S₄ – комфортность (качество поездки); S₅ – стоимостный показатель – величина транспортного тарифа; S₆ – показатель информационного сервиса (уровень информационного обеспечения); K₁ – K₆ – показатели степени, характеризующие весомость соответствующего показателя уровня сервиса.

Вопросы повышения уровня обслуживания потребителей в рыночных условиях тесно связываются с проблемой качества услуг.

Потребителей услуг пассажирского транспорта – пассажиров – привлекают:

- минимальное время доставки;
- максимальная безопасность;
- надежность перевозок;
- регулярность движения автобусов;
- гарантированное время работы автобусов на маршруте;

- наличие дополнительных услуг;
- наличие различных уровней транспортного обслуживания;
- приспособляемость к требованиям клиентов (гибкость обслуживания);
- удобство, комфорт;
- отлаженная система информации;
- приемлемая стоимость перевозки.

Проведенное исследование теоретических аспектов управления и оценки качества услуг пассажирского транспорта позволяет сделать следующие выводы:

- многообразие существующих подходов оценки качества требует разработки эффективных и коррек-

тных методов, опирающихся на более современные аппараты вычислений, основанных на единых принципах, и определения адекватных критериев и показателей качества;

- в связи с реализацией политики обеспечения социальных приоритетов и возрастающей роли сферы услуг в целом, а услуг пассажирского транспорта в частности, возрастают требования к организации управления в этой сфере. Критерием совершенствования управления в сфере услуг является уровень удовлетворения многообразных потребностей людей в нужных им услугах;
- с целью сохранности целостности транспортной системы и поддержанием соответствующего

уровня требований потребителей качества услуг пассажирского транспорта необходимо осуществлять планирование, организацию, стимулирование, регулирование и контроль всего пассажирского автотранспорта независимо от его формы собственности;

- специалистами по оценке качества услуг пассажирского транспорта по-разному представляются составные элементы качества как многокритериального результата. Существующие показатели оценки качества услуг пассажирского транспорта не полностью отражают степень удовлетворения потребностей пассажиров в перевозках и сложны в применении.

Библиографический список

1. Пассажирские автомобильные перевозки: учебник для вузов / В.А. Гудков [и др.]. М.: Горячая линия-Телеком, 2004. 448 с.
2. Спирин И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками : учебник для студ., учреждений средн. проф. образ. 5-е изд., перераб. М.: Изд. центр «Академия», 2010. 400 с.
3. Шабанов А.В. Региональные логистические системы общественного транспорта: методология формирования и механизм управления: моногр. Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВЦ, 2001. 205 с.

УДК 631.3

С.А. Войнаш, А.С. Войнаш, Т.А. Жарикова
Рубцовский индустриальный институт (филиал)
ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова»,
г. Рубцовск

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОТРАКТОРА НА ПЕРЕДАЧАХ ЗАДНЕГО ХОДА

Рубцовский индустриальный институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», решая проблему создания малогабаритной техники для крестьянских фермерских хозяйств, предложил концепцию колесного двухосного автотрактора тягового класса 0,6, являющегося базой для различных малогабаритных блочно-модульных машин [1–4]. Краткая техническая характеристика автотрактора:

- номинальная мощность двигателя 21 кВт;

- скорости движения 1,0–14,7 м/с (3,6–52,9 км/ч);
- эксплуатационная масса 945 кг;
- грузоподъемность 10,5 кН;
- колесная формула 4К2;
- колея 1600 мм;
- продольная база 1850 мм;
- типоразмер шин передних и задних колес 11,2 – 20^{0/0};
- наименьший радиус поворота 2,65 м;
- дорожный просвет 420 мм.

В одной из комплектаций автотрактора ЭМ-0,6 – машине для вывозки и поверхностного внесения органических удобрений [5] – ис-

пользуется механизм порционной разгрузки кузова (заявка на предполагаемое изобретение от 28.07.2011 г. № 2011131419/11). Машина позволяет разгружать органические удобрения на поле в виде небольших куч, и, используя конструктивные особенности самосвального кузова в виде упора в опорную поверхность транспортного средства, можно при движении задним ходом распределять по полю удобрения из куч сброшенным кузовом, как бульдозером.

Особенностью рассматриваемой машины является реализация при движении задним ходом значитель-

ных тяговых усилий, необходимых для бульдозирования куч органических удобрений сброшенным самосвальным кузовом (рис. 1).

Из уравнения тягового баланса автотрактора при заднем ходе с постоянной скоростью V по горизонтальному участку опорной поверхности можно получить выражение для касательной силы тяги P_k на ведущих колесах:

$$P_k = P_f + P_o, \quad (1)$$

где P_f – сила сопротивления качению автотрактора; P_o – сила отпора бульдозированной кучи удобрений (сила сопротивления относительно перемещению слоев удобрений).

Выражения для P_f и P_o имеют вид:

$$P_f = f[G_s + (1-k)Q], \quad (2)$$

$$P_o = f_{mp}kQ, \quad (3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению автотрактора; G_s – эксплуатационный вес машины, Q – рейсовая нагрузка (вес удобрений, транспортируемых за один рабочий ход); k – коэффициент порционности разгрузки ($k = 0,3 \dots 1,0$); f_{mp} – коэффициент трения относительно перемещению слоев удобрений.

После подстановки (2) и (3) в формулу (1) следует:

$$P_k = f[G_s + (1-k)Q] + f_{mp}kQ. \quad (4)$$

Для расчетов по формуле (4) можно принять: $f = 0,2$; $f_{mp} = 0,4$.

Затраты мощности двигателя при заднем ходе автотрактора со скоростью V составляют:

$$N_{\text{дв}} = (P_k V) / \eta, \quad (5)$$

где η – КПД, учитывающий потери в силовой передаче.

На рис. 2 представлены результаты расчетов потребной мощности

$N_{\text{дв}}$ при различных значениях коэффициента порционности разгрузки k и номинальной рейсовой нагрузке $Q = 10$ кН. Значения скоростей V (0,87 и 1,75 м/с) приняты по технической характеристике автотрактора ЭМ-0,6, имеющего две передачи заднего хода.

Видно, что при любом способе порционной разгрузки кузова бульдозирование куч вносимых органических удобрений обеспечивается принятой мощностью двигателя автотрактора.

Работа выполнена при финансовой поддержке Фонда Михаила Прохорова (договор № 69/11 на предоставление индивидуального гранта по проекту “Академическая мобильность”).

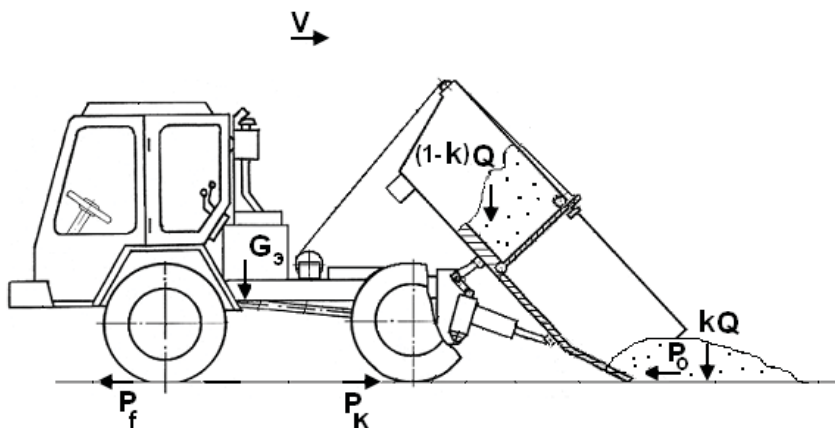


Рис. 1. Схема к расчету тягового баланса автотрактора ЭМ-0,6 при заднем ходе

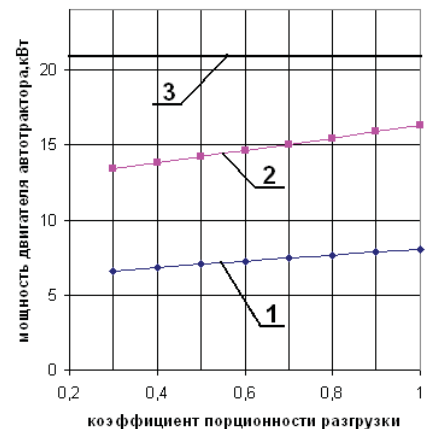


Рис. 2. Зависимости мощности двигателя от принятого способа разгрузки кузова:

1 – $N_{\text{дв}}$ при $V = 0,87$ м/с; 2 – $N_{\text{дв}}$ при $V = 1,75$ м/с; 3 – принятая $N_{\text{дв}}$

Библиографический список

1. Войнаш А.С., Войнаш С.А. Автотрактор для фермерских хозяйств // Проблемы и достижения автотранспортного комплекса: сб. матер. VIII Всерос. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2010. С. 19–23.
2. Войнаш А.С., Войнаш С.А. Двухосный автотрактор тягового класса 0,6 и семейство транспортно-технологических машин на его базе // Инф. листок ИЛ 22-001-10 / Алтайский ЦНТИ. Барнаул, 2010. 5 с.
3. Войнаш С.А., Войнаш А.С. Анализ концептуальных подходов к решению проблемы механизации работ в крестьянских (фермерских) хозяйствах // Тракторы и сельхозмашины: ежемес. науч.-практ. жур. 2012. № 3. С. 51–55.
4. Транспортно-технологические машины на базе энергомодуля класса 0,6. Повышение проходимости и обеспечение самопогрузки-разгрузки: отчет о НИР / Рубцов. индустр. ин-т (РИИ); Рук. А.С. Войнаш; исполн.: Войнаш С.А., Жарикова Т.А., Буткевич Е.О. Рубцовск, 2011. 68 с. № ГР 01201156914. Инв. № 02201157410.
5. Войнаш С.А., Войнаш А.С. Транспортно-технологическая машина для внесения органических удобрений // Тракторы и сельхозмашины: ежемес. науч.-практ. жур. 2011. № 12. С.12–14.

УДК 629.113

Д.А. Галкин, В.С. Макаров, В.В. Беляков
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е.Алексеева,
г. Нижний Новгород

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРЕОДОЛЕНИЯ РАЗРУШАЕМОГО УСТУПА МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ

Преодоление жесткого уступа описано во многих работах, но процесс преодоления разрушаемого уступа нигде не описан.

Рассмотрим модель преодоления многоосной колесной машины разрушаемого уступа.

Можно выделить несколько стадий преодоления уступа.

Первая. Взаимодействие лобовой части машины с препятствием. Здесь можно выделить несколько условий взаимодействия. Это срезание грунта лобовой частью машины от верха уступа до клиренса машины либо, если срез грунта будет происходить выше клиренса машины, будет происходить как бы всплывание машины. В этом случае возможность движения будет определяться из условия, хватит ли силы тяги на сопротивление срезу с учетом отрыва колес от дороги. При расчете необходимо учитывать площадь взаимодействия лобовой части машины, так как срез грунта может происходить по разным глубинам с разной шириной. На рис. 1–3 показан момент среза и подъема машины на уступ. Если происходит срез с подъемом носа машины, то необходимо учитывать отрыв колес и, как следствие, возможность реализации тягового усилия.

Далее будет происходить преодоление уступа колесами. При этом, когда колесо заезжает на уступ, происходит отрыв лобовой части, и это сопротивление можно не учитывать. Формирование колеи будет происходить по участку, который срезался широкой лобовой частью машины.

Далее будет срезаться грунт колесами машины. Процесс среза будет происходить аналогично процессу преодоления рва, только сила будет направлена в горизонт (рис. 4). Здесь необходимо учесть возможность преодоления уступа так же, как в работе* для жесткой ступени, по условию тяговых возможностей машины.

В дальнейшем будет происходить обрушение уступа, как при преодолении рва. Однако на величину преодолеваемого уступа многоосной машиной дальнейшее обрушение не будет влиять, так как первое колесо уже заехало, а заезд последующих колес будет осуществляться проще.

Если рассматривать, как образуется колея от колеса при проезде через уступ колеса, то, помимо обрушения необходимо учитывать смятие не только шин, как было сделано в модели*, но и смятие грунта. Отметим, что смятие будет происходить перпендикулярно линии об-

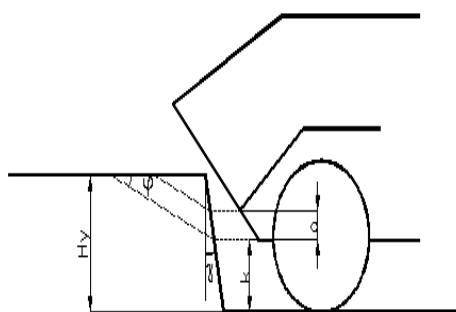


Рис. 1. Подъезд машины к уступу.
Он имеет угол естественного склона

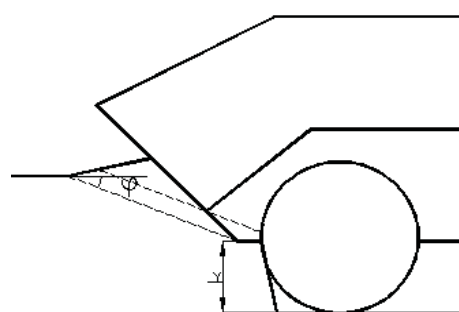


Рис. 2. Срез грунта лобовой частью

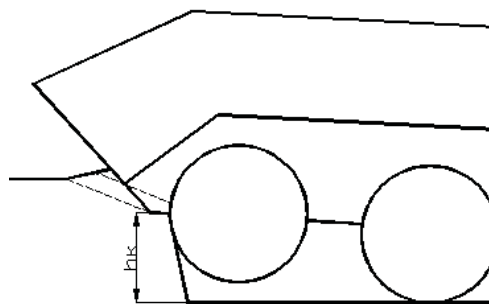


Рис. 3. Срез грунта лобовой частью
и подъем машины

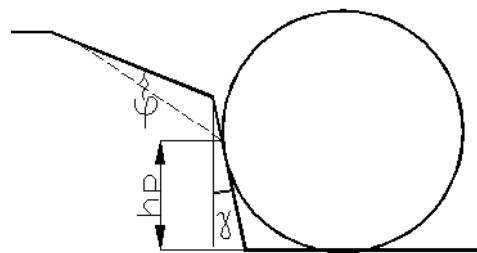


Рис. 4. Срез грунта колесом

* Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.

ката колесом поверхности с учетом обрушения. В данной работе не будем рассматривать специфику образования колеи, а лишь учтем это при расчетах, а именно, условия преодоления уступа колесом в точке перегиба (в модели* учитывается только жесткость шины, аналогично учтем жесткость материала основания).

Рассмотрим зависимости для определения составляющих, необходимых для описания возможности преодоления многоосной машиной разрушаемого препятствия типа уступ.

Условие срезания материала уступа носовой частью машины. Сила сопротивления от среза грунта будет определяться по зависимости

$$F_{\text{ср}} = \{c[H_y - k]L_a + (H_y - k - a)(L_b - L_a)\} \operatorname{tg} \varphi^{-1} + \mu G_a \cos \varphi \sin \varphi + (F_k - F_f) \sin^2 \varphi\},$$

где c и $\operatorname{tg} \varphi$ – параметры грунта, H_y – высота уступа, k – дорожный просвет, a – расстояние от днища до крыла машины (см. рис. 2), L_b , L_a – ширина широкой лобовой части и нижней части машины соответственно, G_a – вес машины, F_k , F_f – силы тяги на колесах (минимальная либо по двигателю, либо по сцеплению) и сила сопротивления качению, $\mu = 0,25$ – коэффициент, учитывающий нагрузку на лобовую часть машины.

В данной зависимости предполагается, что передние колеса разгружаются, и машина носовой частью полностью ложится на грунт (данный случай будет характеризовать наибольшее возможное реализуемое сопротивление).

В результате возможны следующие случаи:

$F_{\text{ср}} \leq F_k - F_f$ – машина срезает препятствие лобовой частью, и высота уступа под колесами равна $k + a$.

$F_{\text{ср}} > F_k - F_f$ – движение машины либо невозможно, либо она как бы «всплывает» (см. рис. 3).

Нужно проверить условие «всплывания» носа машины по условию

$$F_{\text{ср}} > \mu G_a \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол атаки лобового листа машины. Как видно из зависимости, чем меньше угол атаки лобового листа

машины, тем больше вероятность «всплывания» носа машины.

При срезе со «всплытием» будут следующие параметры уступа:

$$h_k = \frac{[(F_k - F_f)(\sin \varphi \operatorname{tg} \varphi \cos \varphi) + 2\mu G_a \sin \varphi] \sin \varphi + c[(H_y - a)L_b - aL_a]}{cL_b}.$$

Также необходимо проверить ограничения по условию силы тяги, развиваемой двигателем, силы сцепления и условию отрыва колес. Необходимо проверить условие отрыва колес от дороги, а именно, если $h_k > k + \Delta \left(\frac{L_{i-4}}{L + r_{cm}} \right)$, где Δ – ход подвески, L – база машины, r_{cm} – статический радиус колеса, L_{i-4} – расстояние от i -й оси до четвертой. В этом случае машина стоит на $(4-i)$ мостах, соответственно сила тяги на колесах будет меньше, причем, если $i=2$, то h_k необходимо пересчитать при условии $\mu=0,5$.

Если значение $h_k > H_y$, то машина не может преодолеть уступ.

При полученных значениях уступа необходимо проверить условие «всплывания» носа машины. Если оно также не выполняется, то величину уступа необходимо рассчитать из условия $F_{\text{ср}} = \mu G_a \operatorname{tg} \alpha$.

Рассмотрим последующее движение машины. Колесо взаимодействует с уступом величиной k или h_k . Происходит срез грунта.

$$h_p = h_k + a - (F_k - F_f)(\cos 2\varphi - \sin 2\varphi \operatorname{tg} \varphi) \times (\sin 2\varphi - \cos 2\varphi \operatorname{tg} \varphi) [2cB]^{-1} [1 - \operatorname{tg} 2\varphi \operatorname{tg} \gamma]^{-1}.$$

Рассмотрим условие перекачивания колеса через уступ и срезание части грунта вниз. При этом величина уступа станет равна:

$$h_p^1 = h_p + G_k [\cos(\gamma + \varphi) - \sin(\gamma + \varphi) \operatorname{tg} \varphi] \times [\sin(\gamma + \varphi) - \cos(\gamma + \varphi) \operatorname{tg} \gamma] [2cB]^{-1} [1 - \operatorname{tg} 2\varphi \operatorname{tg} \gamma]^{-1}.$$

Далее предполагаем, что величина h_p^1 и есть предельная величина уступа, преодолеваемого машиной по паспорту.

Таким образом, вычислив значения h_p^1 для всех машин для различных опорных оснований, получим разные значения преодолеваемых уступов.

УДК 629.113

К.О. Гончаров, В.С. Макаров, В.В. Беляков
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород

ПРОВЕДЕНИЕ ЗАМЕРОВ МИКРОПРОФИЛЯ ПОВЕРХНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТИПА РОВНОЕ ПОЛЕ

В рамках проекта «Организация и проведение полевых работ по определению характеристик микропрофиля дорог, предназначенных для движения транспортно-технологических машин» № 12-08-10004-к

были произведены замеры микропрофиля различных поверхностей, предназначенных для движения внедорожных транспортных средств.

В данной работе рассмотрен случай замера микропрофиля на ров-

ном поле сельскохозяйственного назначения.

Для регистрации высот неровностей был использован строительный лазерный нивелир. Выбор именно такой конструкции (в отличие

* Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.



Рис. 1. Момент проведения замера. У исследователя в руках мерная линейка и приемник сигнала от лазерного нивелира

от общепринятых методик) позволяет при необходимости проводить замеры даже одному участнику (рис. 1). Также применение именно данного решения было обусловлено ценовыми факторами, так как данный проект предполагался как инициативный.

В соответствии с рекомендациями ГОСТ 12.2.002-91, ГОСТ 12.1.049-86 и пр. были произведены замеры микропрофиля.

После записи и обработки результатов были получены данные о характере неровностей (рис. 2).

В результате имеем, что на поверхности движения типа ровное поле можно выделить две характерные преобладающие частоты неровностей: низкую $\beta = 0,033-0,04 \text{ м}^{-1}$ и высокую $\beta = 0,25-0,4 \text{ м}^{-1}$.

Используя полученные данные, можно спрогнозировать плавность хода транспортно-технологических машин на дорогах данного типа.

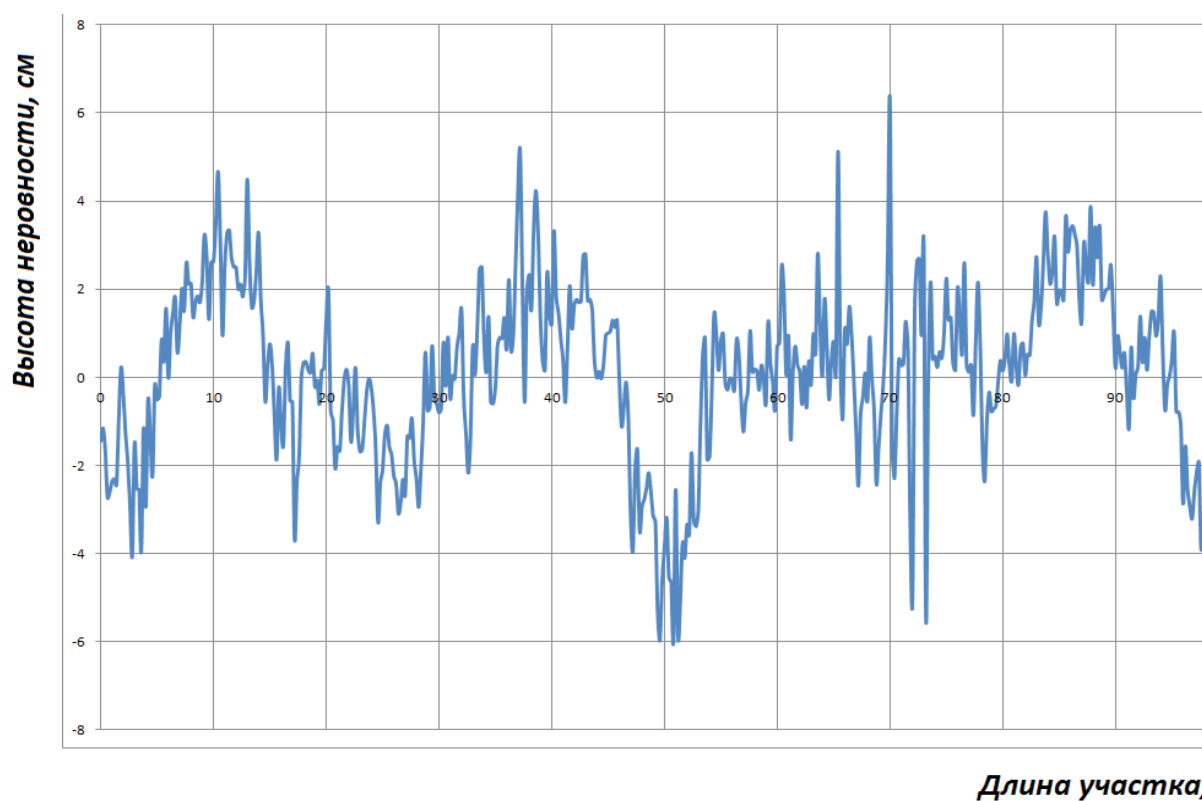


Рис. 2. Пример нормированного микропрофиля, полученного по результатам замеров

УДК 629.114

К.И. Городецкий, В.М. Шарипов, С.К. Муратова
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),
г. Москва

РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ СОЗДАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Исходная концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора разрабатывалась в НАТИ под руководством его директора Н.А. Щельцына еще в 80-х годах. Суть концепции заключалась в применении треугольного гусеничного обвода для смещения центра масс вперед от середины опорной поверхности гусениц подобно тому, как это было реализовано на ряде серийных моделей промышленных тракторов компании Caterpillar (США).

Испытания первого макетного образца показали возможность существенного смещения вперед (до 200–300 мм) центра масс трактора. В дальнейшем при доработке конструкции ходовой системы трактора на опытном образце была реализована шестикатковая торсионная ходовая система с опущенным на грунт задним направляющим колесом и резиноармированная гусеница (РАГ) типа Bridge Stone (Япония).

РАГ имела поперечные почвозацепы и кинематическую связь с поднятой ведущей звездочкой в отличие от РАГ типа Mobil Trac (США), у которой передача крутящего момента осуществлялась за счет трения.

Одновременно необходимо было создавать современную трансмиссию с достаточно большим (не менее 12–16) числом передач и бесступенчатым механизмом поворота.

За истекшие 20 лет накоплен большой материал, который позволяет несколько переосмыслить ряд важных вопросов разработки гусеничного сельскохозяйственного трактора. Одновременно с этим происходило развитие зарубежного тракторостроения, достижения которого также нельзя не учитывать. Особенно необходимо обратить внимание на появление различного рода регуляторов навесной системы.

Вместе с тем, чтобы быть экономически оправданным, серийное изготовление тракторов должно носить крупномасштабный массовый характер с учетом производства всех модификаций комплектующих агрегатов и узлов.

Судя по объемам продаж в последние годы в РФ отечественных и зарубежных тракторов общего назначения мощностью от 200 кВт и более, их общая годовая потребность не превышает 1000 шт.

Если потребность мала, то целесообразно рассмотреть возможность глубокой унификации близких по мощности тракторов различных классов и назначений, допуская при этом даже отдельные неоптимальные решения. Применение гусеничных тракторов в течение полевого сезона невелико. Это ранний весенний и осенний периоды. Поэтому не вполне оптимальные характеристики нового гусеничного трактора не смогут сыграть заметную роль в общем балансе затрат.

К примеру, в сельском хозяйстве США до 70–80-х годов гусеничные тракторы практически не использовались. В основном применялись колесные тракторы широкой номенклатуры мощностей. В тех же регионах страны, где невозможно было обойтись без гусеничных тракторов, получили применение сельскохозяйственные модификации промышленных серийных машин. Данные модификации с индексом в названии АГ имели самые необходимые узлы для агрегатирования с сельскохозяйственной техникой, в частности навесные системы с регуляторами для стыковки с ними, трансмиссии с большим набором скоростей и некоторые другие.

Некоторые агрегаты промышленных тракторов изымались из конструкций, например гидродинамические трансформаторы, землеройное оборудование и др.

Данная концепция просуществовала вплоть до появления в США тракторов с РАГ.

Кстати, для американской тракторной техники характерно сосуществование в производстве и на рынке многообразия различных конструкций, в частности коробок передач разных типов: диапазонных с переключением передач на ходу; с полным переключением всех передач; бесступенчатых двухпоточных с объемными гидropередачами и др., что, помимо прочего, позволяет надежно оценить целесообразность их применения.

К сожалению, у нас такой подход в прошлом отсутствовал, а вместо него процветало копирование и масштабное тиражирование сложных и дорогих коробок передач, например диапазонного типа, на тракторах К-700, Т-150, Т-150К. Пока осваивалось их производство, за рубежом появлялись еще более совершенные конструкции, поспевать за которыми экономика страны была не в состоянии. Так формировалось постоянное отставание технического уровня тракторной техники.

Возвращаясь к РАГ, следует отметить, что, несмотря на ряд очевидных достоинств, она обладает и некоторыми недостатками, а также рядом еще малоизученных свойств. К недостаткам следует отнести менее эффективные сцепные свойства, особенно на заснеженной дороге, по сравнению с металлической гусеницей. При этом неясно поведение резины с применяемыми у нас наполнителями в условиях низких температур северных районов. Неясны вопросы утилизации РАГ и пр.

Поэтому концепция разработки нового трактора должна быть сориентирована на применение как минимум двух унифицированных вариантов гусениц – металлической и РАГ, что вполне возможно.

Большое значение для формирования основных положений концепции имеет развитие в последние годы сельскохозяйственных машин, преимущественно плугов. Прогресс привел к применению высокопроизводительных полунавесных плугов, которые выполняются оборотными и имеют 12–14 и более корпусов. Они обладают очевидным потенциалом повышения производительности, навесоспособности и др., но они значительно сложнее и дороже. Требования, предъявляемые современными плугами к тракторам, разномасштабны – от простейших прицепных плугов до сложных, требующих автоматических регуляторов.

Если считать, что каждый лемех плуга создает сопротивление около 6 кН, то общая потребная сила тяги трактора составит приблизительно от 70 до 90 кН при скорости движения 9–10 км/ч, для реализации чего с учетом нормального значения тягового КПД порядка 0,78 дизель должен развивать мощность около 280 кВт.

Максимальная же сила тяги трактора при скорости 4,5–5 км/ч, когда буксование движителя приближается к предельно допустимому, будет составлять примерно 140–180 кН,

а масса гусеничного трактора – до 22 т.

Концептуальная ориентация сельскохозяйственного трактора, как модификации гусеничных промышленных тракторов, может быть приложена ко всей гамме, производимой, например, Чебоксарским заводом «Промтрактор». Это может существенным образом облегчить и ускорить создание не одной модели, а семейства конструктивно подобных сельскохозяйственных тракторов разных классов.

Содержание рассматриваемой концепции неизбежно окажет плодотворное влияние на экономические показатели основного производства самих промышленных тракторов, позитивно повлияет на их эксплуатацию, ремонт, обучение водителей и др.

Рассмотренным вопросам сопутствует ряд других не менее важных, из которых целесообразно вычленивать такие, как выбор схемы и конструкции коробки передач, механизма бесступенчатого поворота и им подобные. Эти вопросы важны потому, что имеющаяся сегодня ориентация, в частности, на конструкцию коробки компании John Deere при всех ее достоинствах не в пол-

ной степени учитывает некоторые ее принципиальные недостатки. В данном случае речь идет о чрезмерно больших относительных скоростях вращения дисков в выключенных фрикционных муфтах и их большое количество, что приводит к снижению КПД коробки передач.

Целесообразность применения РАГ и металлической гусеницы напрямую связана с конструкцией коробки передач, так как в данных вариантах должна обеспечиваться разная максимальная транспортная скорость. Это может быть получено путем разработки в составе коробки передач унифицированной с транспортным диапазоном до 40 км/ч при применении РАГ и без него в случае использования металлической гусеницы до 15–18 км/ч.

Особое внимание должно быть уделено конструкции навесной системы. Современные навесные системы с регуляторами могут оказывать влияние не только на глубину пахоты, но и на общую компоновку тракторов, исключая необходимость применения треугольного гусеничного обвода или других нетрадиционных решений, что облегчает унификацию с серийными моделями промышленных тракторов.

УДК 629.113

С.В. Горюнов, В.М. Шарипов
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),
г. Москва

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

При открытом способе добычи полезных ископаемых широко используются карьерные автосамосвалы, долговечность шин которых существенно зависит от температуры их нагрева.

Эксплуатационные затраты на шины составляют 25–30 % и более от суммы расходов на транспортирование горной массы автосамосвалами. Поэтому увеличение пробега шин имеет важное значение для сокращения этих затрат.

Для современных бескамерных шин критической считается темпе-

ратура 120 °С. При более высоких температурах шина будет разрушаться вследствие снижения прочности корда и его связи с резиной, развития таких дефектов, как отслоения, вздутия протектора и расслоения каркаса [1]. Поэтому расчет и прогнозирование теплового состояния шин карьерных автосамосвалов являются необходимой и актуальной задачей.

Оценка теплового состояния пневматических шин карьерных автосамосвалов проводилось в условиях работы предприятия разрез

«Виноградовский» филиала ОАО «Кузбасская топливная компания». Анализ нагрева шин в процессе эксплуатации производился по 15 автосамосвалам модели БелАЗ-75131. Температурные измерения выполнялись с помощью портативного неконтактного термометра (пирометра) Raytek-МТ6. Результаты обработки экспериментальных исследований приведены на рис. 1.

Из проведенных исследований пневматических шин модели 33.00R51 следует, что наиболее интенсивный рост их температур

имеет место в первые 10 ч эксплуатации автосамосвала, а в последующие время температура увеличивается не более чем на 1–3 °С/ч. При работе автосамосвалов происходит переменный разогрев и охлаждение шин в связи с остановками под погрузку и разгрузку, перерывами на обед и пересменку. Шина в основном охлаждается за 10 ч отстоя автосамосвала при температуре окружающего воздуха 20–25 °С. При этом в первые 4 ч работы скорость охлаждения составляет 10–12 °С/ч, а в дальнейшем она снижается в среднем до 5,0–6,7 °С/ч.

К эксплуатационным факторам, оказывающим основное влияние на тепловое состояние шин, относятся: средняя за транспортный цикл радиальная нагрузка на шину; эксплуатационная скорость автосамосвала; температура окружающего воздуха; внутреннее давление воздуха в шине [2–5]. Как известно, ходимость шин при прочих равных условиях зависит от нагрузки и степени соответствия ей значения давления воздуха в шине.

Внутреннее давление и грузоподъемность шины взаимосвязаны. Чем больше нагрузки на шину, тем выше должно быть внутреннее давление, чтобы выдержать эту нагрузку. Хотя шины эксплуатируют в соответствии с данными в каталогах грузоподъемностью, внутренним давлением воздуха, точное значение внутреннего давления должно определяться в каждом отдельном случае эксплуатации шины. Анализ стандартов и каталогов ведущих фирм, производящих пневматические шины, свидетельствует о том, что с увеличением нормы слойности повышают начальное внутреннее давление воздуха в шине. Из дальнейшего анализа видно, что величины внутреннего давления для конкретной нагрузки у фирм отличаются, видимо, они получены расчетными и экспериментальными методами для конкретной конструкции и условий эксплуатации.

В качестве основных факторов, в наибольшей степени определяющих тепловое состояние крупногабаритных шин, выберем три: среднюю за транспортный цикл радиальную нагрузку на шину; эк-

сплуатационную скорость автосамосвала; температуру окружающего воздуха. Эти факторы независимы, универсальны, количественны, имеют физический смысл и легко варьируются. Внутреннее давление в пневматической шине мы рассматривать не будем, так как это полностью управляемый фактор и в настоящее время контролируется при помощи системы контроля давления в пневматической шине «Pressure Pro», представленной на рис. 2.

Особое внимание было уделено тепловому состоянию сдвоенных колес задней оси, так как работа шин сдвоенного колеса имеет свои особенности.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные зависимости исследуемых процессов:

$$t_{шз.о.} = 31,7 + 0,6t_{cp} + 0,148Q_{з.о.}V_{cp.э.};$$

$$t_{шп.о.} = 26,5 + 0,6t_{cp} + 0,172Q_{п.о.}V_{cp.э.},$$

где $t_{шп.о.}$, $t_{шз.о.}$ – соответственно температура шин передней и задней

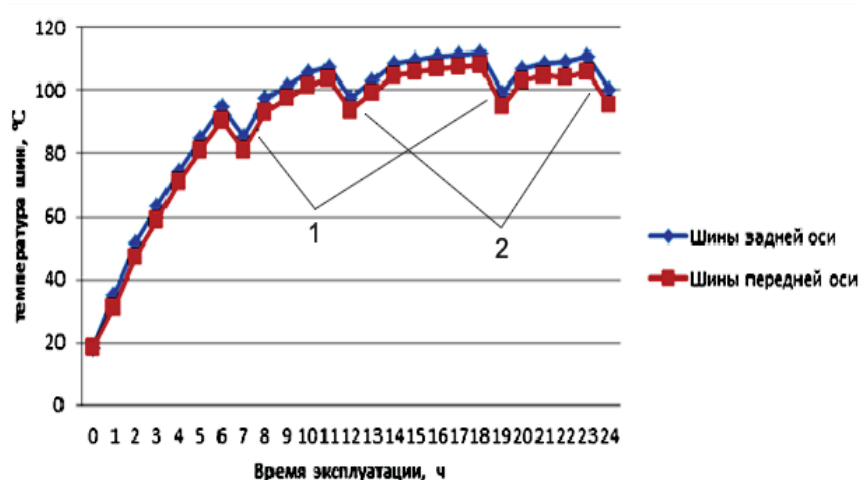


Рис. 1. Динамика нагрева шин в зависимости от времени эксплуатации при скорости движения автосамосвала $V_{cp} = 17$ км/ч и средней температуре окружающего воздуха $t_{cp} = 20$ °С:

1 – перерыв на обед; 2 – перерыв на пересменку



Рис. 2. Системы контроля давления в пневматической шине «Pressure Pro»

осей автосамосвала, °С; t_{cp} – средняя температура окружающего воздуха, °С; $Q_{п.о.}$, $Q_{з.о.}$ – соответственно средняя эксплуатационная масса, приходящаяся на шины передней и

задней осей автосамосвала, т; $V_{cp,з}$ – средняя эксплуатационная скорость автосамосвала, км/ч.

Полученные зависимости позволяют прогнозировать допустимые

эксплуатационные скорости и вертикальные нагрузки исходя из критической температуры пневматической шины и температуры окружающего воздуха.

Библиографический список

1. Истирание резин/ Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахновий, Л.Д. Слюдииков. М.: Химия, 1957. 240 с.
2. Кнорез В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 184 с.
3. Гуслицер Р.Л., Глускина Л.С. Зависимость температуры легковых шин от условий движения // Каучук и резина. 1969. № 9. С. 43-45.
4. Мороз Т.Г. Исследование теплового состояния шин 155-13 для автомобилей «Жигули» ВАЗ-2101: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1974. 27 с.
5. Глускина Л.С. Исследование тепловых режимов работы автомобильных шин в дорожных условиях: дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 204 с.

УДК 629.114

Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семенов

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург*

ГУСЕНИЦЫ БОЕВЫХ МАШИН ДЛЯ АРКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ

Освоение Крайнего Севера в последние двадцать пять лет выдвигало на передний план применительно к конструированию гусеничных машин вопросы обеспечения экономичности и экологичности. Последнее подразумевает минимизацию воздействия на окружающую среду, в первую очередь на грунт со слабой несущей способностью и длительным периодом восстановления поврежденного слоя. Предлагаемые нами решения [1–3] в области расчета и конструирования ходовой части транспортной гусеничной машины во многом ориентированы на специфику этих проблем.

Перспектива создания боевой машины для Арктики (а постановка такой задачи обусловлена, в частности, недавним правительственным решением о расширении российского военного присутствия в этой специфической по своим природным условиям географической зоне) делает более актуальными аспекты, типичные для гусеничного шасси военной машины. Проект предполагает разработку платформы «Арктика» на базе шасси сочлененного тягача. При этом основные требования к ходовой части можно сформулировать следующим обра-

зом. Ходовая часть должна обеспечивать максимальную подвижность на глубоком снегу, минимизировать вибрации, возникающие при качении гусеницы и снижающие точность стрельбы, обладать хорошей стойкостью при минном подрыве и малой чувствительностью к поражению осколками и пулями. Кроме того, сохраняются традиционные требования минимизации массы, обеспечения высокой надежности и восстанавливаемости в полевых условиях. Вопросы экономичности и экологичности рассматриваются уже как менее значимые.

Поскольку нормальные нагрузки передаются на грунт в основном через группы по два-три трака гусеничной цепи, находящихся в контакте с опорными катками («активные» участки гусеницы [4]), машина существенно заглубляется в снег. Мелкозвенчатые гусеницы традиционной конструкции являются источником высокочастотных колебаний. Будучи металлическими, они обладают большей погонной массой по сравнению с бесшарнирными резинометаллическими.

Перечисленные особенности побуждают разработчиков жертвовать надежностью, ремонтпри-

годностью и простотой конструкции – на большинстве снегоходных машин применяются именно резинометаллические ленточные гусеницы, обладающие своими недостатками. Так, ненадежность и уязвимость даже при обстреле из стрелкового автоматического оружия делает такие гусеницы малопригодными.

Представляется целесообразным ходовую часть боевого арктического вездехода разрабатывать на основе мелкозвенчатой металлической гусеницы с параллельным шарниром открытого типа. Проведенный ранее применительно к транспортным машинам анализ [1, 5] показал, что преодолеть типичные недостатки такой гусеницы можно без существенного увеличения стоимости конструкции.

Повышение подвижности машины достижимо за счет комплекса мер, направленных на удлинение активных участков гусеницы [6]: перекрытие зазора между траками, разнесение грунтозацепов (эффект неустойчивости траков [1] станет значимым при движении на многолетнем льду, торосах) и др.

Перечисленные меры, дополненные выбором шага гусеницы,

оптимально сочетаемого с длиной пятна контакта опорного катка [1], позволят снизить виброактивность ходовой части.

Применение эластичных уширителей [7] позволяет увеличить площадь опорной поверхности машины. В сравнении с металлическими уширителями такое решение снизит риск выворачивания гусеницы при преодолении препятствий (камней, крупных осколков многолетнего

льда и др.) и уменьшит массу гусеницы.

Высокая надежность и ремонтпригодность гусеницы, стойкость при поражении осколками и пулями, способность машины сохранить подвижность после подрыва под гусеницей небольших зарядов (гранат, мин малой мощности) могут быть обеспечены применением сборных траков с неметаллическими вставками [8]. Такие конструкции, обладаю-

щие меньшей массой по сравнению с цельнометаллическими, специально разрабатывались для единичного и мелкосерийного производства.

Таким образом, к настоящему времени сложился теоретически обоснованный комплекс предложений по обеспечению высоких технических показателей ходовой части боевой машины, ориентированной на эксплуатацию в условиях как Арктики, так и Антарктики.

Библиографический список

1. Добрецов Р.Ю. Особенности работы гусеничного движителя в области малых удельных сил тяги // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2009. № 6. С. 25–31.
2. Добрецов Р.Ю. Пути уменьшения экологической опасности взаимодействия гусеничных движителей с грунтами // Экология и промышленность России. 2009. № 5. С. 24–27.
3. Добрецов Р.Ю. Комплексная оценка потерь мощности в шасси гусеничной машины на этапе проектирования // Научно-технические ведомости СПбГПУ, сер. «Наука и образование». 2009. № 3. С. 163–168.
4. Красеньков В.И., Ловцов Ю.И., Быко-Янко А.В. Нормальные давления под гусеницей // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана. М., 1982. № 390. С. 3–12.
5. Добрецов Р.Ю. Научные основы комплексного снижения энергозатрат на передвижение транспортной гусеничной машины // Вестник академии военных наук. 2011. № 2(35). С. 102–106.
6. Добрецов Р.Ю., Семёнов А.Г. О снижении перепадов нагрузки на опорное основание при качении гусеничного движителя // Экология и промышленность России. 2009. № 5. С. 46–49.
7. Аникин А.А. Обоснование работоспособности гусениц с эластичными уширителями [Электронный ресурс] // Наука и образование: электронное науч.-техн. изд. 2010. Вып. 8. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/160285.html>
8. Пат. 2385815 Российская Федерация, МПК В62D 55/20. Гусеничная цепь ходовой части транспортного средства / Добрецов Р.Ю., Семёнов А.Г. № 2009109923/11 (013428); заявл. 18.03.2009; опубл. 10.04.2010. Бюл. № 10.

УДК 629.331

В.М. Душкин, С.Д. Тереньев
 Уральский федеральный университет – УрФУ,
 г. Екатеринбург,
 ОАО ГАЗТУРБОСЕРВИС,
 г. Тюмень

ВНЕДРЕНИЕ НАНОТЕХНОЛОГИЙ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

В настоящее время в автомобилестроении наметилось несколько направлений развития этой отрасли.

Одним из них является применение нанотехнологий в автомобилестроении.

В данной работе предлагается нанесение упрочняющихся покрытий на изнашивающиеся детали с минимальным припуском на обработку.

Представляемая технология является основой для развития уни-

кальных свойств наноматериалов (сегодня есть карбиды вольфрама, карбиды титана).

В настоящее время предлагаем создание лаборатории и установки для получения широкого спектра нанопорошков: графита, карбида вольфрама, титано-никеля и т. д. Единственное ограничение – материал должен быть электропроводным (SiO_2 – нельзя).

В результате исследования развития нанокристаллических фаз, изготовленных методом плазмен-

ной реакции карбидов Ti_5K_6 , установлено, что наименьшей частицей является TiC размером 3–5 нм (таблица, рисунок).

Простота и экономичность процесса выгодно отличаются от существующих способов получения нанопорошков (вакуумных, дуговых, плазменных и т. д.)

С заинтересованными организациями предлагается следующий план работ:

– получение требуемых нанопорошков,

– изготовление опытных образцов,
– проведение металлографических и механических исследований,
– оценка результатов,

– планирование промышленного использования.

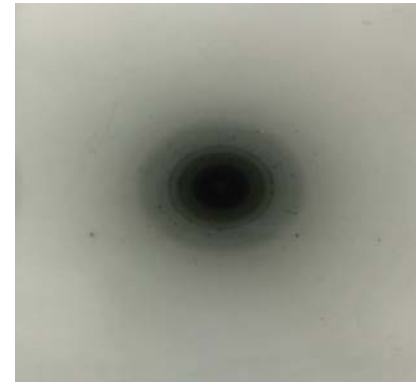
Перспектива проводимой работы заключается в том, что в дальней-

шем возможно создание замкнутого производственного цикла: наноматериал – изделие – эксплуатация – наноматериал.

Результаты расчетов диаметров (d_{nkl}) микродифракционных колец

№ п/п замеров	Радиус кольца R, мм	$d_{nkl} = C/R$, C = 17 – постоянная микродифракции	d_{nkl} *
1	5,3	3,21	
2	7	2,43	2,49
3	7,7	2,21	
4	8,0	2,12	2,15
5	10,1	1,68	1,52
6	11,7	1,45	
7	12,6	1,35	1,3
8	13,1	1,3	1,3

* Горелик С.С., Расторгуев Л.Н., Скаков Ю.А. Рентгенографический и электронно-оптический анализ. М.: Металлургия, 1970.



Микродифракционная картина порошка сплава Т15К6, полученного плазменной реакцией

УДК 656.078

Л.Э. Еремеева
Сыктывкарский лесной институт – СЛИ,
г. Сыктывкар

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ЛОГИСТИКИ В ДЕЯТЕЛЬНОСТНЫХ СХЕМАХ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Понимание транспортной логистики часто происходит в основном как оптимизация функции транспортировки, без интеграции с остальными функциональными областями логистики, в рамках которых происходит взаимодействие в управлении потоковыми процессами, включая обеспечивающие и сервисные. Анализируя и проектируя транспортную логистическую активность, нужно опираться на такие требования, как оптимальный вид транспортировки, оптимальный вид транспорта, оптимальные тип и марка подвижного состава, оптимальная эксплуатация грузоподъемности подвижного состава, оптимальные схемы запасов и передачи материального потока с одного вида транспорта на другой, создание необходимых инфраструктурных объектов в материалопроводящей сети, их рациональное пространственное размещение, разработка транспортной сети и маршрутизация в материалопроводящей сети.

Обратим внимание на специфику лесопромышленной отрасли. В решении задачи сокращения общего времени прохождения процесса главное место занимает сопоставление общего времени выполнения той или иной задачи (элемента) процесса и доли времени, в течение которого образуется добавленная стоимость. Анализ отношения времени образования добавленной стоимости к общему времени выполнения задачи промышлен-

ной переработки лесоматериалов (сырья для лесоперерабатывающей отрасли), включая транспортировку, позволяет выявить резервы сокращения времени всего цикла процесса.

Специфика логистических сырьевых потоков материалопроводящей сети для анализируемой отрасли заключается в том, что преобладающим видом транспорта как на первом участке вывозки с лесосеки, так и на всей цепочке доставки лесоматериалов является автомобильный транспорт.

Следует учитывать сложность логистической системы, которая характеризуется такими основными признаками, как наличие большого числа элементов (звеньев), многофакторный характер взаимодействия между отдельными элементами; содержание функций, выполняемых системой; структура организованного управления; воздействие на систему неопределенного числа стохастических факторов внешней среды. Обеспечение технической и технологической сопряженности в автотранспортной логистике требует согласования экономических интересов участников, а также использования единых систем планирования. Движение материального потока от первичного источника сырья до конечного потребления требует затрат, которые могут достигать до 50 % от общей суммы затрат на логистику.

Задача логистической оптимизации материального потока лесоматериалов заключается в необходимости удовлетворения потребностей получателей лесоматериалов и обеспечении минимальных затрат на поставку. Затраты на поставку включают закупку и транспортировку. Современный лесопромышленный комплекс часто организует холдинги, включающие сеть лесозаготовительных предприятий и лесоперерабатывающее предприятие, а также возможный лесной терминал.

Для формулирования математической модели логистической оптимизации грузопотоков лесоматериалов применим ряд обозначений:

i – количество лесозаготовительных предприятий (от 1 до m);

k – количество потребителей лесоматериалов (от 1 до n);

j – количество лесных терминалов (от 1 до t);

x_{ij} – грузопоток лесоматериалов от лесозаготовительных предприятий до j -терминала;

c_{ij} – стоимость перевозки 1 м³ лесоматериалов от i -го лесозаготовительного предприятия до j -терминала;

x_{jk} – грузопоток лесоматериалов от j -терминала до k -потребителя;

c_{jk} – стоимость перевозки 1 м³ лесоматериалов от j -терминала до k -потребителя;

c_j – стоимость погрузочно-разгрузочных работ, хранения 1 м³ лесоматериалов;

X_j – объем грузопереработки лесоматериалов на j -терминале, м³;

P_i – объем лесоматериалов, поступающий от i -го лесозаготовительного предприятия до j -терминала;

Q_k – объем лесоматериалов, потребляемый k -потребителем, м³;

Z – общие логистические издержки оптимальной организации грузопотоков лесоматериалов в холдинге.

С учетом вышеприведенных условных обозначений математическая модель транспортной задачи логистической оптимизации грузопотоков лесоматериалов в холдинге заключается в минимизации общих логистических издержек и формулируется следующим образом:

$$Z = \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^t c_{ij} x_{ij} + \sum_{j=1}^t c_j x_j + \sum_{j=1}^t \sum_{k=1}^n c_{jk} x_{jk} \right) \rightarrow \min$$

Ограничения: $P = \sum_{j=1}^t x_{ij}$, что характеризует объем лесоматериалов, поступающих с i -го лесозаготовительного предприятия на j -й терминал, м³.

$Q = \sum_{j=1}^t x_{jk}$, характеризует потребность k -потребителя в лесопродукции, м³.

$x_{ij} > 0$; $x_{jk} > 0$, что свидетельствует о том, что материальный поток может быть только положительным.

$\sum_{i=1}^m P_i = \sum_{k=1}^n Q_k$, характеризует равенство объемов лесопродукции, отправляемых с лесозаготовительных предприятий на терминалы и с терминалов принимается потребителями.

$X_j = \sum_{i=1}^m x_{ij} = \sum_{j=1}^n x_{jk}$, что свидетельствует о том, что объем грузопереработки на j -терминале равен грузопотоку лесоматериалов от i -го лесозаготовительного предприятия до j -терминала и равен грузопотоку лесоматериалов от j -терминала до k -потребителя.

При этом обращение к терминальной системе транспортировки не случайно. Дело в том, что автотранспортная логистика в системе доставки сырьевых материалов подразумевает оптимизацию транспортных издержек. При этом одним из инструментов этой оптимизации является использование автопоездов более высокой грузоподъемности. Однако возникает проблема ограничения осевой нагрузки при движении автотранспорта [1]. По автомобильным дорогам общего пользования регионального или межмуниципального значения ограничения еще жестче, и временное ограничение движения транспортных средств с грузом или без груза вводится в конкретные сроки весенней распутицы, в частности в Республике Коми, нагрузка на ось которых превышает допустимые значения на автомобильных дорогах с усовершенствованным типом покрытия 6 т на ось; на автомобильных дорогах с переходным типом покрытия и грунтовых автомобильных дорогах – 1,5 т на ось [2]. Устанавливаются размеры платы в счет возмещения вреда применительно к каждому конкретному участку автомобильной дороги.

Именно эта проблема автотранспортной логистики может решаться терминальной транспортировкой в комплексе с преодолением вопросов сезонности и ритмичности в лесозаготовках и обеспечения лесоматериалами с минимизацией рисков и транспортных издержек, с использованием планирования автоперевозок лесоматериалов: на первичном участке – автотранспортными средствами более высокой проходимости, а на участках дорог общего пользования – подвижным составом наибольшей (допустимой по осевым нагрузкам) грузоподъемности, которые следует выбирать с учетом конструктивных особенностей автотранспорта по осевым нагрузкам, а также реализовывать логистический подход и в инвестиционных программах обновления подвижного состава, если транспортный логистический посредник входит в лесопромышленный холдинг. А совершенствование автодорожной транспортной сети относится к приоритетным задачам социально-экономического развития России.

Библиографический список

1. Постановление Правительства РФ от 16.11.2009 N 934 (ред. от 16.04.2011) «О возмещении вреда, причиняемого транспортными средствами, осуществляющими перевозки тяжеловесных грузов по автомобильным дорогам Российской Федерации» [Электронный ресурс] // СПС КонсультантПлюс: Законодательство.
2. Приказ Дорожного агентства РК от 23.03.2010 N 86 (ред. от 04.06.2010) «О введении режима временного ограничения движения транспортных средств по автомобильным дорогам общего пользования регионального или межмуниципального значения Республики Коми» [Электронный ресурс] // СПС КонсультантПлюс: Законодательство.

УДК 621.436

Б.П. Жилкин¹, Д.С. Шестаков², Л.В. Плотников¹
¹ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»,
 г. Екатеринбург
²ООО «Уральский дизель-моторный завод»,
 г. Екатеринбург

СТАБИЛИЗАЦИЯ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ВО ВПУСКНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПОРШНЕВОГО ДВС С НАДДУВОМ

Наддув поршневого ДВС – эффективное средство улучшения его экологических и моторных показателей [1, 2]. Эффективность рабочего процесса двигателя с наддувом во многом зависит от процессов, протекающих в его впускном тракте. Большинство исследований этих процессов выполнено при стационарном режиме течения воздуха, когда определялись постоянные расход, потери давления и закрутка потока в цилиндре, а данные о динамике течения потока фактически отсутствуют.

Для исследования газодинамики и теплообмена процессов впуска в динамике при наддуве поршневого двигателя внутреннего сгорания на кафедрах «Турбины и двигатели» и «Теоретическая теплотехника», а также в ООО «Уральский дизель-моторный завод» была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой натурную модель одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания с наддувом размерности 8,2/7,1. Наддув установки осуществляется турбокомпрессором ТКР6 на подшипниках скольжения с консольным расположением колес, который приводится во вращение сжатым воздухом из пневмомагистрали и имеет автономную систему маслоснабжения. Турбокомпрессор был подобран по типоразмерному ряду согласно стандартной методике: по необходимым расходам воздуха и приемлемому давлению наддува.

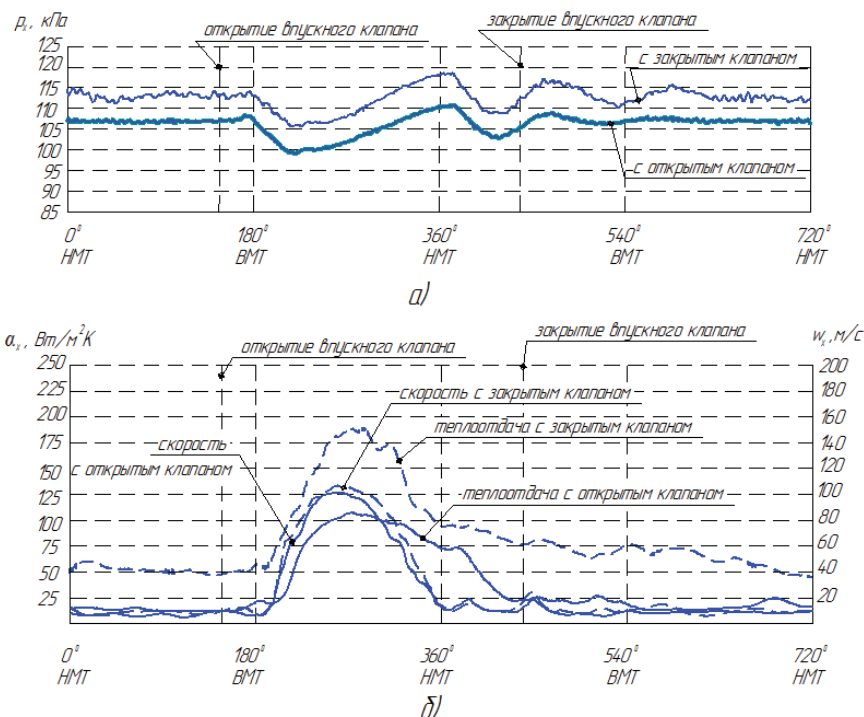
В результате исследований были получены зависимости мгновенных значений скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала. Было установлено, что осуществление наддува приводит к значительному

росту пульсаций потока воздуха во впускном канале (рисунок). Наличие значительных пульсаций давления и скорости потока указывает на необходимость принятия конструктивных мер по стабилизации течения. Было выявлено, что выпуск части сжатого воздуха с помощью регулируемого электромагнитного клапана, установленного во впускном трубопроводе после компрессора, позволяет значительно сгладить пульсации потока (см. рисунок). Была составлена режимная карта работы системы двигатель – турбокомпрессор, позволяющая найти оптимальную долю сброса воздуха, при которой пульсации потока минимальны. В частности, на дан-

ной модели поршневого двигателя внутреннего сгорания было достигнуто снижение пульсаций давления в 5 раз.

Следует подчеркнуть, что регламентированный выпуск сжатого воздуха после компрессора не приводит к существенному изменению массового расхода через двигатель. Это свидетельствует о том, что через электромагнитный клапан сбрасывается лишь избыточное количество воздуха, которое не используется в двигателе на данном режиме.

Отводимый из данного клапана сжатый воздух можно использовать несколькими способами как на самой силовой установке, так и на транспортном средстве (тепловозе,



Зависимости давления p (а), скорости потока воздуха w и локального коэффициента теплоотдачи α (б) во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала при открытом и закрытом электромагнитном клапане при частоте вращения ротора турбокомпрессора 42000 об/мин и частоте вращения коленчатого вала 1500 об/мин

автомобиле, судне), на котором установлен двигатель. Наиболее целесообразно осуществлять им охлаждение теплонапряженных деталей двигателя, в частности его выхлопного коллектора.

Проведенный комплекс исследований дал следующие основные результаты:

– выявлены отличия газодинамических и теплообменных характеристик потока во впускном тракте поршневого ДВС с наддувом и без него;

– установлены зависимости скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала, в том числе при разных долях сброса воздуха;

– разработаны способы снижения пульсаций скорости и давления во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, а также способ уменьшения локального коэффициента теплоотдачи;

– предложено конструктивное исполнение впускной системы с электромагнитным клапаном для выпуска избыточного количества сжатого воздуха.

В целом снижение пульсаций потока во впускном канале поршневого двигателя внутреннего сгорания с наддувом позволит уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового двигателя, а также увеличить КПД компрессора, снизить уровень шума и повысить моторесурс двигателя в целом.

Библиографический список

1. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справ. пособие / Б.П. Байков, В.Т. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
2. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей / Д.А. Дехович [и др.]. М.: Машиностроение, 1973. 296 с.

УДК 629.113

А.С. Зайцев, Д.А. Галкин, В.С. Макаров, В.В. Беляков
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРЕОДОЛЕНИЯ РВА МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ

В работе [1] приводятся зависимости для определения максимальной ширины преодолеваемого рва. Но на практике его стенки могут осыпаться, что, в свою очередь, приведет к увеличению его ширины.

Рассмотрим схему преодоления машиной рва с учетом его разрушаемости.

На рис. 1 видно, что ров становится шире. Рассмотрим, как будет происходить обрушение стенок по мере прохода колес многоосной машины.

Проход первого колеса. Ров может иметь естественный уклон (на практике так и есть).

Когда на краю рва оказывается колесо (сила G_K), то под действием этой силы будет происходить обрушение стенки по линии 1–2 L_{X1} . И ширина рва будет увеличиваться на величину 2–3 L_{Y1} . Соответственно срез материала будет происходить в соответствии с углом внутреннего трения материала.

При проходе второго колеса будет наблюдаться следующая картина. Грунт также будет осыпаться в соответствии с углом внутреннего трения материала, но уже по линии 4–5 L_{X2} . Соответственно колея увеличится на 2–4 L_{Y2} (рис. 2).

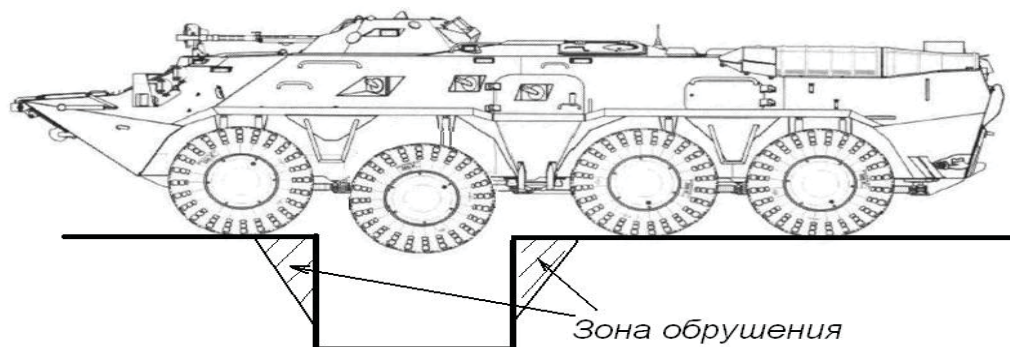


Рис. 1. Движение многоосной машины через ров

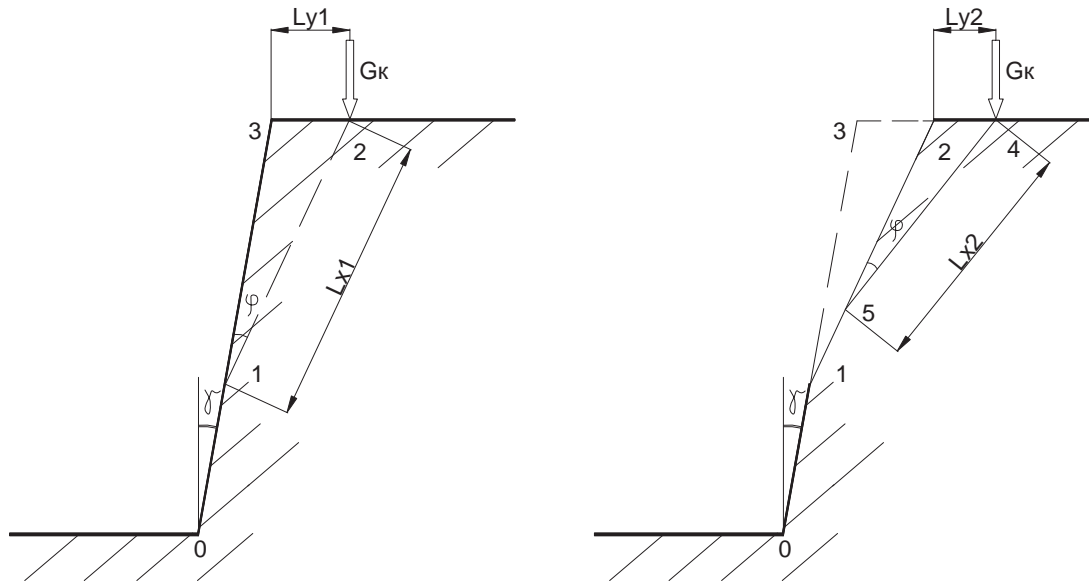


Рис. 2. Обрушение стенки рва при первом и втором проходах машины

Для третьего и последующих колес уширение колеес будет происходить аналогичным образом.

Исходя и того, что сила трения в зоне скольжения клина грунта будет определяться из условия [2]

$$F_{тр} = cA + F \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

где c и φ – связность и угол внутреннего трения грунта, A – площадь сдвига, примем, что $A = BL_{x1}$, B – ширина колеи (колеса), F – нагрузка, перпендикулярная площадке сдвига.

В соответствии с данной зависимостью и моделью обрушения стенки уширение рва при каждом проходе колеса будет вычисляться по формуле

$$L_{y1} = G_{ki} [\cos(\gamma + i\varphi) - \sin(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg} \varphi] \times [\sin(\gamma + i\varphi) - \cos(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg}(\gamma + (i-1)\varphi)] [cB]^{-1}. \quad (2)$$

При расчетах необходимо учитывать, что только при взаимодействии первого колеса со стенкой рва машина стоит на всех колесах. При преодолении рва вторым и последующими колесами машина находится на трех парах колес.

Анализ зависимости (2) позволит определить величину уширения рва и показать, насколько уменьшится его ширина по сравнению с шириной рва с неразрушаемыми стенками.

В предложенную зависимость входят параметры грунта (связность и угол внутреннего трения грунта),

поэтому ширина преодолеваемого рва для разных опорных оснований будет разной.

Для машины с колесной формулой 8×8 с центром тяжести, близким к середине, ширина преодолеваемого рва зависит от расстояния между мостами и радиуса шин. Основываясь на опытных данных по машинам рассматриваемого типа для неразрушаемого рва, найдем ее по эмпирической зависимости

$$b_p = L_{1-2(3-4)} + 0,6D_{ш}, \quad (3)$$

где $L_{1-2(3-4)}$ – расстояние между колесами первой и второй (третьей и четвертой) осей машины, $D_{ш}$ – диаметр шин.

При преодолении разрушаемого рва его предельная ширина может быть выражена следующим выражением:

$$b_{pp} = b_p - (L_{x3} + L_{x4}). \quad (4)$$

Очевидно, что наибольшее разрушение будет при проходе третьего и четвертого колес через ров, поэтому в данной зависимости учитываются именно проходы этих колес.

При преодолении стенки также необходимо учитывать свойства грунта.

В результате разработана математическая модель преодоления многоосной машиной с колесной формулой 8×8 разрушаемого препятствия типа ров.

Библиографический список

1. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
2. Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. Н. Новгород: НГТУ, 1996. 200 с.

УДК 629.113

Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров, В.В. Беляков

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО СНЕЖНОМУ ПОЛОТНУ ПУТИ

Оценку проходимости машин в условиях заснеженной местности проводят по зависимости запаса силы тяги от высоты снежного покрова [1]. Другим важным моментом при проектировании колесных машин повышенной и высокой проходимости является расчет цены достижения заданной цели: эксплуатационных затрат и сроков выполнения операции. Обобщающим показателем, характеризующим оптимальность функционирования машины в заданных условиях эксплуатации, является эффективность. Повышение эффективности использования колесных машин при движении по снегу может быть достигнуто за счет усовершенствования конструкции как самой машины, так и её двигателя.

В качестве критериев для оценки эффективности использования мощности двигателя колесных машин наиболее часто используются показатели транспортной и тяговой эффективности [2].

Под транспортной эффективностью принято понимать отношение транспортной производительности к соответствующей входной мощности системы, а под тяговой эффективностью – отношение мощности на крюке к соответствующей мощности, вырабатываемой двигателем:

$$\eta_{эфф} = \frac{(m_T g, F_{сп})V}{T_e w_e} = \frac{(m_T g, F_{сп})V}{T_k w_k / \eta_{мп}}, \quad (1)$$

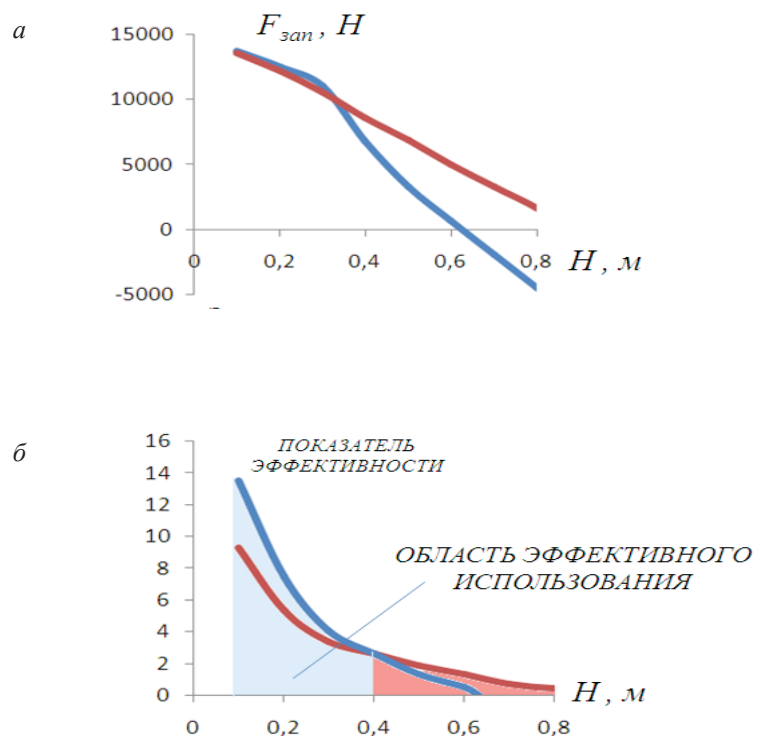
где m_T – масса перевозимого груза; $F_{сп}$ – сила тяги на крюке машины; V – скорость транспортного средства; T_e – крутящий момент двигателя; w_e – угловая скорость вращения вала двигателя; T_k – момент, передаваемый колесу от двигателя через трансмиссию; w_k – угловая скорость вращения колеса; $\eta_{мп}$ – КПД трансмиссии.

Анализ показателей эффективности работы транспортных средств в заданных условиях заснеженной местности позволяет принять обоснованное решение о целесообразности формирования определенного варианта ходовой части машины. С использованием приведенных критериев конструктор на стадии проектирования может подобрать параметры пневмоколесного движителя так, чтобы обеспечивалась необходимая производительность машины при минимально возможных энергетических затратах.

На рис. 1 приведен пример результатов расчетных исследований для автомобилей ГАЗ 66 на шинах

КИ-115А 12.00 R18 и ЗВМ – 3966 СБХ «СИБЕР» на шинах ИЯВ-79 (21,3-24) 1400x540. Полные массы автомобилей близки и находятся в пределах 5800 – 6150 кг.

В результате расчетов определены области эффективного использования колесных транспортных средств в условиях заснеженной местности. Представленные графики (рис.1) демонстрируют следующее: при выборе оптимальной конфигурации движителя необходимо учитывать, что при одинаковом уровне проходимости колесных машин по снегу показатели их эффективности могут значительно различаться.



■ – ЗВМ – 3966 СБХ «СИБЕР»; ■ – автомобиль ГАЗ-66

Рис. 1. Зависимости: а – запасов силы тяги сравниваемых машин от высоты снега; б – показателей транспортной эффективности сравниваемых машин от высоты снега

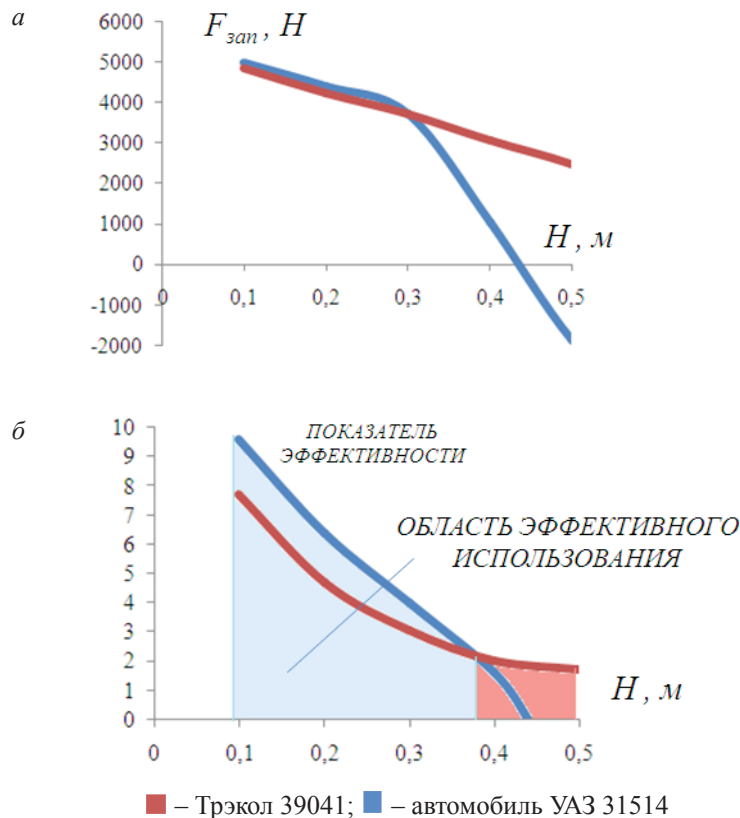


Рис. 2. Расчетные зависимости: а – запасов силы тяги сравниваемых машин от высоты снега; б – показателей транспортной эффективности сравниваемых машин от высоты снега

Библиографический список

1. Снегоходные машины / Л.В. Барухтанов, В.И. Ершов, С.В. Рукавишников, А.П. Куляшов. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. 191 с.
2. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, Second Edition. Elsevier, Oxford, England, 2010. 488 p.

УДК 621.893

В.В. Илюшин, А.С. Христолюбов, Б.А. Потехин
 Уральский государственный лесотехнический университет,
 г. Екатеринбург

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ АНТИФРИКЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ

Хороший антифрикционный материал обеспечивает малые энергозатраты на трение в подшипнике скольжения, низкий износ сопряженных деталей и способствует их быстрой прирабатываемости в изменяющихся нагрузочно-скоростных условиях работы трибосистемы. Структура такого антифрикционного материала, как правило, неоднородна и состоит из равномерно распределенных в основной массе микроскопических твердых

включений, принимающих на себя нагрузку от вала. Металлическими антифрикционными материалами являются сплавы на основе олова и свинца (баббиты), медные сплавы (бронзы и латуни), цинковые и алюминиевые сплавы. Значительно реже применяются антифрикционные чугуны и стали.

В России стандартизованы баббиты на основе олова и свинца – ГОСТ 1320-74, а также кальциевые баббиты – ГОСТ 1209-90. Состав

и свойства оловянных и свинцовых баббитов регламентированы также международной организацией по стандартизации (ISO) и многими национальными объединениями, например ASTM (США), DIN (Германия), JIS (Япония), BS (Великобритания) и др. Баббиты обладают хорошими антифрикционными свойствами, хорошей износостойкостью, способны выдерживать повышенные статические и динамические нагрузки при работе

в гидродинамическом режиме. Оловянные баббиты используют преимущественно для подшипников ответственного назначения, применяемых в прокатных станах, паровых и газовых турбинах, распределительных валах маломощных двигателей и компрессоров и т. п. По антифрикционным свойствам баббиты превосходят большинство сплавов скольжения, но значительно уступают им по сопротивлению усталости [1, 2].

В узлах трения, где нужна более высокая усталостная прочность, применяют сплавы на основе меди – оловянные (БрОФ10-1, БрО4Ц4С17) и свинцовые (БрС30) бронзы. Бронзы обладают достаточно высокими прочностными свойствами, но не всегда имеют высокие триботехнические характеристики. Для повышения триботехнических характеристик при изготовлении и ремонте подшипников скольжения на слой бронзы наносят так называемые приработочные слои баббита [3].

Последнее время находят широкое распространение антифрикционные материалы и разного рода присадки к маслам, позволяющие реализовать режим избирательного переноса и безызносности в подшипниковом узле. Избирательный перенос возможен благодаря существованию в зоне трения сервовитной пленки – особого рода вещества, образованного потоком энергии и существующего в процессе трения [4]. Сервовитная пленка, имея сложную физико-химическую природу, способствует существенному, в десятки раз, снижению трения. Такая пленка образуется в паре трения, если один из материалов имеет медную основу.

В проведенных ранее испытаниях оловянной бронзы БрО10 мы наблюдали ее перенос на стальное контртело. Испытание баббита Б83 по «бронзированному» таким образом контртелу показало существенное (в 2 и более раз) снижение коэффициента трения, чем при испытаниях по «чистому» стальному контртелу.

В литературе [4, 5] подробно описаны избирательный перенос и процесс образования сервовитной пленки, в которой реализуется диффузионно-вакансионный механизм деформации. Нами сделано предположение о том, что если объединить в одном антифрикционном покрытии бронзу и баббит, то в процессе трения возможно будет осуществить механизм фрикционного нанесения бронзы БрО10 на стальное контртело. При этом образуется и поддерживается бронзовая пленка с трением баббита по полученному покрытию, обеспечивающая пониженный коэффициент трения и износ.

Среди современных технологий нанесения антифрикционных материалов различного состава широкое распространение получает метод плазменного напыления, применение которого позволяет снизить потери на трение, повысить долговечность узлов трения [4, 6]. Применяя плазменное напыление, можно получать разнообразные по составу и свойствам покрытия.

В исследовании особый интерес представляло влияние концентрации составляющих новый материал порошков баббита и бронзы на получение пары трения, в которой будет обеспечен, как мы предполагали, режим «избирательного» пере-

носа. Для этого были изготовлены* плазменные покрытия с различным содержанием порошков баббита Б83 и бронзы БрО10 в исходной смеси для напыления (табл. 1).

Определен коэффициент трения и интенсивность изнашивания таких «комбинированных» покрытий при различных нагрузочно-скоростных режимах испытания.

Коэффициент трения исследуемых материалов определяли на лабораторной компьютеризированной установке трения по схеме палец-диск (рис. 1, а) с коэффициентом взаимного перекрытия $K_{\text{вз}} = 0,015$ в условиях граничной смазки турбинным маслом Тп-22. Контртелодиск изготовлено из стали ШХ-15, имеет твердость 45 HRC и шероховатость поверхности Ra 0,5 мкм. Образцы для испытаний по форме и размерам соответствовали рис. 1, б.

Испытания носили сравнительный характер, т. е. коэффициент трения исследуемого материала оценивали, сравнивая его с коэффициентом трения базовых материалов, которыми являются баббит Б83 и бронза БрО10, полученные методами литья и плазменного напыления.

В ходе испытаний постоянно контролировали значение момента трения $M_{\text{т}}$ и температуру контртела на расстоянии 1 мм от поверхности трения. Температура поверхности контртела устанавливалась в процессе трения в результате саморазогрева и не превышала 70 °С.

Испытания состояли из шести этапов, проводимых при сочетаниях скоростей скольжения (1,3; 3,3; 5,2; 6,5 и 13,0 м/с) и удельных нагрузок (от 0,5 до 12 МПа). Скорость скольжения v задавали перед

Таблица 1

Состав исходной порошковой смеси для напыления

Исходный порошок	Содержание порошка в смеси, % по объёму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Б83	100	85	80	75	70	65	50	25	–
БрО10	–	15	20	25	30	35	50	75	100

* Процесс напыления и все подготовительные операции проведены в НПП «Технологии сварочного производства» (г. Екатеринбург) под руководством С. П. Кочугова.

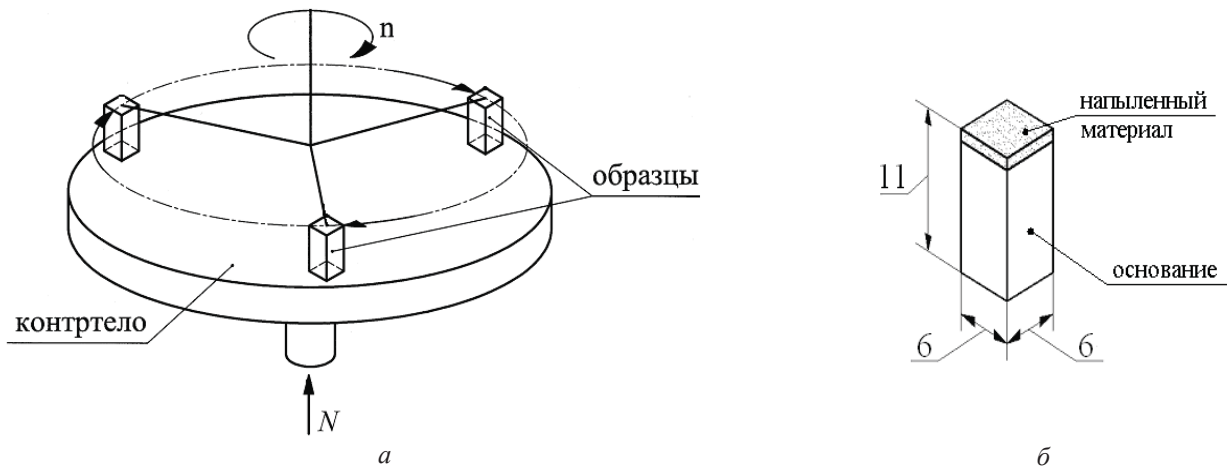


Рис. 1. Принципиальная схема испытаний (а) и эскиз образца (б)

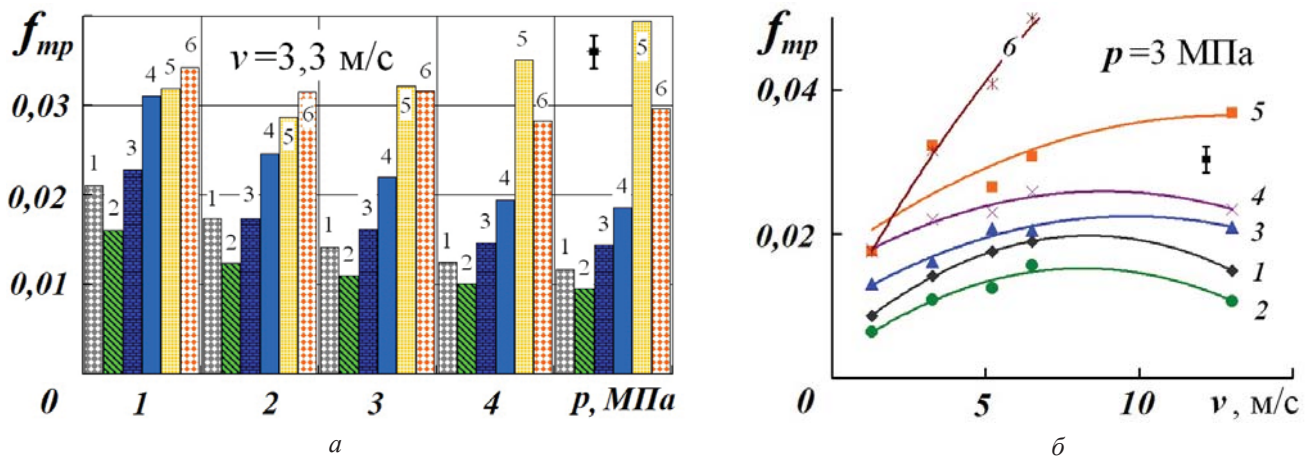
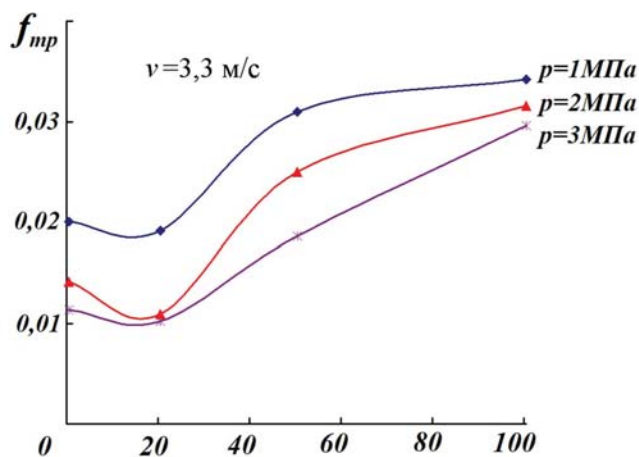


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения (f_{fr}):

а – от удельного давления p ; б – от скорости скольжения v .

1 – Б83; 2 – Б83(80%) + БрО10Ф1(20%); 3 – Б83(75%) + БрО10Ф1 (25%);
4 – Б83(50%) + БрО10Ф1(50%); 5 – Б83(25%) + БрО10Ф1(75%); 6 – БрО10Ф1



Содержание бронзы БрО10 в покрытии, % по объему

Рис. 3. Зависимость коэффициента трения f_{fr} напыленного покрытия от содержания порошка бронзы БрО10 при удельной нагрузке p 1, 2 и 3 МПа

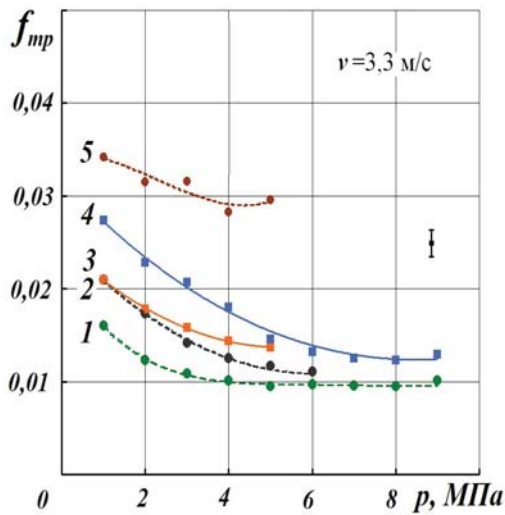
началом каждого этапа испытания. Удельную нагрузку p в зоне трения на каждой скорости скольжения ступенчато повышали от 0,5 МПа до запланированного значения с шагом 0,5 МПа. Продолжительность работы на каждой ступени нагружения составляла не менее 30 мин после окончания процесса приработки, о котором судили по стабилизации момента трения и температуры. Далее нагрузку ступенчато снижали с шагом 0,5 МПа и продолжительностью работы на каждой ступени 15–20 мин.

Для каждого материала испытания повторяли не менее трех раз с заменой образцов и обновлением поверхности контртела. Продолжительность каждого эксперимента составляла около десяти часов.

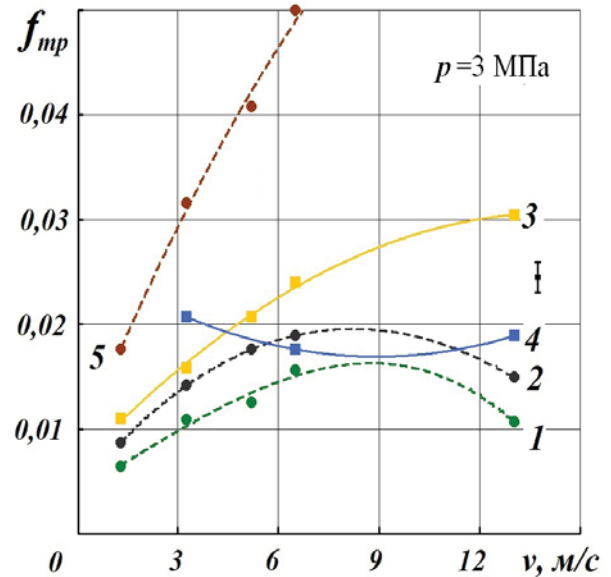
Для каждой нагрузки полученные значения M_m усреднялись и по их среднему значению рассчитывали коэффициенты трения f_{mp} .

Износ определяли методом отпечатков [7] при давлении $p = 1$ МПа и скорости скольжения $v = 6,5$ м/с. Интенсивность изнашивания на-

ходили согласно ГОСТ Р 50740 как отношение значения износа к пути, на котором происходило трение.



а



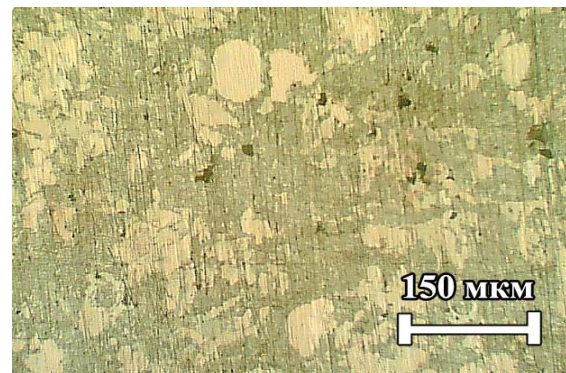
б

Рис. 4. Зависимость коэффициента трения f_{mp} исследованных материалов:

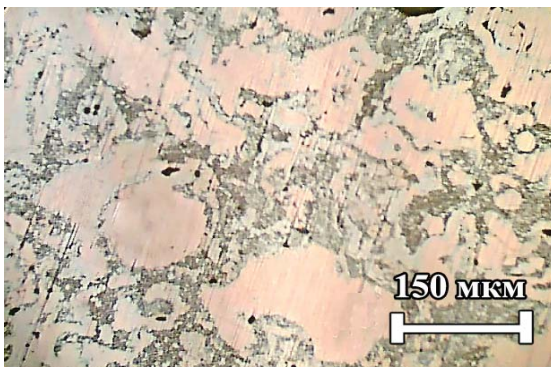
а – от удельного давления p при скорости скольжения $v = 3,3$ м/с; б – скорости скольжения v при удельном давлении $p = 3$ МПа. 1 – Б83(80%) + БрО10(20%); 2 – Б83 напыленный; 3 – БрО10 литая; 4 – Б83 литой; 5 – БрО10 напыленная



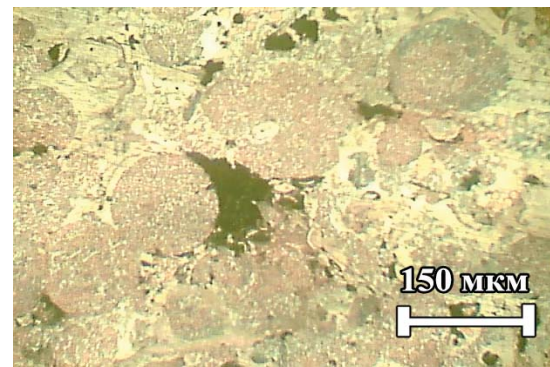
а



б



в



г

Рис. 5. Структуры плазменных покрытий: а – Б83; б – Б83 (80 %) + БрО10Ф1 (20 %); в – Б83 (25 %) + БрО10Ф1 (75 %); г – БрО10Ф1

На рис. 2 и 3 приведены наиболее характерные зависимости, полученные в результате испытаний.

В целом характер изменения коэффициента трения «комбинированных» покрытий в зависимости от внешних условий испытания совпадает с общеизвестными закономерностями [7, 8]. Также в испытаниях наблюдается вполне обоснованная картина увеличения коэффициента трения напыленного покрытия с увеличением содержания в нем бронзы.

Особый интерес среди испытанных материалов представляет покрытие, содержащее 80 %_{об} баббита Б83 и 20 %_{об} бронзы БрО10 (кривая 2 на рис. 2). Коэффициент трения этого материала существенно ниже коэффициента трения баббита Б83 и тем более бронзы БрО10 как в литом, так и в напыленном состоянии на всех нагрузочно-скоростных режимах испытания (рис. 4).

Причина пониженного коэффициента трения покрытия Б83 (80 %_{об}) + БрО10Ф1 (20 %_{об}) заключается в особой механофизике процесса трения этого «комбинированного» материала (рис. 5).

По нашему мнению, процесс трения выглядит следующим образом. При малых удельных нагрузках контакт напыленного покрытия со стальным контртелом происходит главным образом через относительно твердые включения бронзы. Внешнее трение всегда сопровождаются многочисленными физическими и химическими явлениями (деформа-

ционные, тепловые, электрические, адгезионные, различные хим. реакции и т.д.), которые в нашем случае обеспечивают образование на частицах напыленной бронзы слоя активной бронзовой (медной) пленки и ее фрикционно-механический перенос на контртело.

Увеличение удельной нагрузки приводит к вдавливанию «твердых» частиц бронзы в «мягкую» баббитовую основу, и в этом случае процесс трения формируется в паре баббит – бронзовая пленка. Частицы бронзы выступают «донорами», поддерживающими слой меди на поверхности контртела. Трение при этом обусловлено комплексом процессов, сопутствующих «избирательному» переносу [4] совместно с особенностями трения пористого напыленного покрытия.

Отдельные результаты испытаний на износ разработанных покрытий, в сравнении с базовыми материалами приведены в табл. 2.

Согласно результатам испытаний, представленным в табл. 2, интенсивность изнашивания напыленного баббита ниже, чем литого, более чем в 2 раза, а коэффициент трения – в 1,4 раза. В данном случае это может быть обусловлено повышенной маслоемкостью пористого рабочего слоя.

Для бронзы БрО10 интенсивность изнашивания напыленного покрытия в 3,4 раза ниже, чем литого сплава, в то время как его коэффициент трения выше в 2 раза. Это, по нашему мнению, обусловлено

активным переносом напыленной бронзы на контртело и последующим трением «бронзы по бронзе», что сопровождается увеличением коэффициента трения такой пары.

Наилучшее сочетание коэффициента трения и интенсивности изнашивания имеет предложенный нами материал, напыленный смесью порошков баббита Б83 (80 %_{об}) и бронзы БрО10Ф1 (20 %_{об}). По нашему мнению, антифрикционность можно было бы оценивать соотношением коэффициента трения и интенсивности изнашивания, а именно произведением этих показателей. Так, для литых бронзы БрО10 и баббита Б83 произведение $f_{mp} \cdot I$ равно соответственно $8,4 \cdot 10^{-4}$ и $33,4 \cdot 10^{-4}$, для напыленных бронзы БрО10 и баббита Б83 – $5,0 \cdot 10^{-4}$ и $10,2 \cdot 10^{-3}$ соответственно, а для предлагаемого материала это произведение в испытанных условиях минимально – $f_{mp} \cdot I = 3,6 \cdot 10^{-4}$. Такое соотношение коэффициента трения и интенсивности изнашивания обусловлено особенностями процесса трения этого покрытия, рассмотренными ранее.

Особенностью разработанного антифрикционного материала является пониженный коэффициент трения как при малых скоростях трения, что характерно для бронз, так и при повышенных, что характерно для баббитов в сочетании с низкой интенсивностью изнашивания, т. е. объединены положительные триботехнические свойства оловянных бронз и баббитов.

Таблица 2

Интенсивность изнашивания и коэффициент трения исследованных материалов

Материал	Интенсивность изнашивания I		Коэффициент трения f_{mp}
	мкм/150 км	мкм/км	
Б83 литой	25,7	0,166	0,0201
Б83 напыленный	11,2	0,073	0,0141
БрО10 литая	8,2	0,053	0,0158
БрО10 напыленная	2,4	0,016	0,0316
Б83(80 % _{об}) + БрО10Ф1 (20 % _{об}) напыленный	4,8	0,033	0,0109

Примечание: f_{mp} приведен для $p = 3$ МПа и $v = 3,3$ м/с

Библиографический список

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун [и др.]; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
2. Зернин М. В., Яковлев А. В. К исследованию усталостной долговечности баббитового слоя тяжело нагруженных подшипников скольжения // Заводская лаборатория. 1997. Т. 63. №11. С. 39–47.
3. Материаловедение: учебник для высш. техн. учеб. завед. / под общ. ред. Б. Н. Арзамасова. 2-е изд., испр. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 384 с.
4. Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность): учебник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МСХА, 2001. 616 с.
5. Трение, изнашивание и смазка: справочник: в 2 кн. / под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979.
6. Хмелевская В. Б., Хамзин Р. М., Володин В. И. Технология газотермического напыления при изготовлении и ремонте подшипников скольжения. СПб.: СПбГТУ, 2002.
7. Крагельский И.В. Трение и износ. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968.
8. Меделяев И. А. Физические представления о процессах трения и изнашивания при граничной смазке // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 27–38.

УДК 339.137.24

Н.К. Казанцева, Т.В. Казанцева
Уральский федеральный университет,
г. Екатеринбург

ДОСЬЕ: ОРГАНЫ ПО СЕРТИФИКАЦИИ

Качество продукции и услуг – один из важнейших критериев конкурентоспособности в настоящее время. Пути повышения качества продукции и услуг волнуют практически всех производителей мира независимо от размера их бизнеса и степени успешности.

Наличие у производителя системы качества – это обязательное условие успеха на пути борьбы за качество, а сертифицированная система качества на соответствие различным стандартам – обязательный атрибут.

В мире сформировалась определенная иерархия органов по сертификации, признанных и пользующихся заслуженным авторитетом и имеющих определенные преимущества в различных регионах мира. Добровольная сертификация процессов, продукции, услуг на соответствие международно-признанным нормам и правилам при выходе на международный рынок практически неизбежна.

Наибольшее распространение в настоящее время получили следующие стандарты: система менеджмента качества (стандарты серии ISO 9000); система экологического менеджмента (стандарты серии ISO 14001); система менеджмен-

та профессионального здоровья и безопасности (стандарты серии OHSAS 18001). Существует огромное количество других систем менее известных, но не менее авторитетных. Для автомобильного рынка действуют специальные системы менеджмента: системы менеджмента качества в автомобильной промышленности и для производителей автомобильных компонентов (**ISO/TS 16949**), немецкий стандарт качества, разработанный для поставщиков запасных частей и комплектующих в автомобильной отрасли (**VDA 6.1**), немецкий стандарт качества для обслуживающих организаций – автодилеров, сервисных центров, тюнинговых компаний, изготовителей прототипов – (**VDA 6.2**). Кроме того, серьезному заказчику или потребителю продукции важно знать не только по каким стандартам проводилась сертификационная проверка, но и какой орган по сертификации ее выполнял. Следовательно, продавцу товара наряду с системой сертификации очень важно правильно выбрать и орган по сертификации. Только в этом случае полученный сертификат действительно повысит конкурентоспособность продук-

ции, положительно подчеркнут ее имидж.

Таким образом, перед каждым производителем рано или поздно встает вопрос о выборе органа по сертификации.

В настоящее время на российском рынке наряду с российскими органами по сертификации работают и авторитетные международные, такие как: Bureau Veritas Certification, Societe Generale de Surveillance, Technische Ubervahungs Verein, Lloyd's Register Quality Assurance и др.

Эти органы по сертификации в большей или меньшей степени известны, многие предприятия РФ имеют сертификаты соответствия, полученные в этих органах, однако информация, присутствующая по данному вопросу в различных источниках, весьма скудная и отрывочная. Авторами сделана попытка обобщить имеющуюся информацию и представить некое досье на известные органы по сертификации. Сведения об органах по сертификации приведены в табл. 1–6, встречающиеся сокращения по обозначению области сертификации – в табл. 7, а расшифровка ссылок на органы по аккредитации органов по сертификации – в табл. 8.

Таблица 1

Сведения об органе по сертификации LRQA

<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Lloyd's Register Quality Assurance – LRQA</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Мировой лидер в области предоставления услуг по сертификации третьей стороной Головной офис – Лондон, Великобритания Имеет более 280 представительств в 196 странах мира</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1760 г.</p>	
<p>Области сертификации</p>	<p>AS 9100, BS 25999, ISO 9001, ISO 14001, ISO 5001, AFS 2001, OHSAS 18001, ISO 14064, ISO 627750, ISO 22000, ISO 27001,</p>	<p>ISO 28000, ISO 29001, HACCP, TL 9000, BRC IoP, SA 8000, ISO/TS 16949, ISO 27001, ISO/IEC 20000, Маркировка CE и др.</p>
<p>Аккредитация</p>	<p>Более 45 аккредитаций в странах мира UKAS, Великобритания RvA, Нидерланды DAP, Германия</p>	<p>COFRAC, Франция ANAB, США JAB, Япония JAS-ANZ, Австралия и Новая Зеландия</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>В России работает с 1990 г. с уникальной концепцией Business Assurance, позволяющей обеспечить эффективное функционирование и постоянное улучшение систем бизнеса и других видов деятельности</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО «Северсталь», ОАО «Уралэлектромедь», ОАО «Западносибирский металлургический комбинат» ОАО «Тяжпрессмаш», ОАО «ТомскНИПИнефть»,</p>	<p>ОАО «Трубная металлургическая компания», ОАО «Московский подшипник», ООО «НК «Роснефть-НТЦ» ООО «МЕГА ГРУП»</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 2

Сведения об органе по сертификации BVQI

<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Bureau Veritas Certification С 20 сентября 2006 г.</p>  <p>ранее Bureau Veritas Quality International – BVQI</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Мировой лидер в области сертификации Штаб квартира – Neuilly-sur-Seine, близ Парижа, Франция Более 1600 представительств в 140 странах мира</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1828 г.</p>	
<p>Области сертификации, см. табл. 7</p>	<p>AS 9100, ISO 9001, OHSAS 18001, ISO 1400, ISO 20000, ISO 5001, ISO 22000, ISO 27001, ISO 28000,</p>	<p>ISO/TS 16949, IRIS, SO 29001, SA 8000, BS 25999-2, FSC GLOBALGAP, BRC, IFS FSSC 22000, ISO 22716, TAPA</p>
<p>Аккредитация, см. табл. 8</p>	<p>Имеет аккредитации в 50 странах мира UKAS, Великобритания ANAB, США RvA, Нидерланды</p>	<p>COFRAC, Франция JAB, Япония JAS-ANZ, Австралия и Новая Зеландия, SWEDAS, Швеция</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>Компания Бюро Веритас начала свою деятельность в России в 1992 г., в 1994 г. создано ЗАО «Бюро Веритас Русь» и на сегодняшний день имеются 16 представительств на территории России, занимающихся вопросами сертификации в таких городах, как Архангельск, Екатеринбург, Калининград, Красноярск и др.</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО «Банк 24.ру» ОАО «Новолипецкий металлургический комбинат», ОАО «Лукойл» Машиностроительная корпорация «Уралмаш»</p>	<p>ОАО «Дальневосточная генерирующая компания» ОАО «Московское объединение электросетевых компаний» ОАО «Волжский трубный завод»</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 3

Сведения об органе по сертификации TÜV Rheinland Group

<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Technische Überwachungs Verein – TÜV Rheinland Group</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Мировой лидер в области предоставлении услуг проведения независимой экспертизы и оценки менеджмента Штаб-квартира – Кельн, Германия. Присутствует более чем в 60 странах мира на всех континентах</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1872 г.</p>	
<p>Области сертификации</p>	<p>ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18001, ISO 22000, ISO 27001, ISO 17024, ISO 17025, ISO 5001,</p>	<p>IRIS, ISO 28000, SA 8000, AS 9100, OHSAS 18001, Маркировка CE, GS и другие системы</p>
<p>Аккредитация</p>	<p>Более 40 аккредитаций в странах мира UKAS, Великобритания RvA, PDV, Нидерланды JAS-ANZ, Австралия и Новая Зеландия</p>	<p>DAP, DAU, KBA, TGA, VDA, ZLQ, ZLS, Германия JAB, Япония SAS, metas, Швейцария RAB, США и др.</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>«ТЮФ Интернациональ РУС» Филиалы в следующих городах: Москва, Санкт-Петербург, Екатеринбург, Нижний Новгород, Новосибирск, Ростов-на-Дону</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО Машиностроительный завод им. Воровского, ОАО «ЕВРАЗ НТМК», ОАО «Новолипецкий металлургический комбинат»</p>	<p>ОАО Корпорация ВСМПО-АВИСМ ОАО «Новокузнецкий металлургический комбинат»</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 4

Сведения об органе по сертификации SGS


<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Societe Generale de Surveillance – SGS</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Крупнейшая независимая международная организация по инспектированию и контролю. Головной офис – Женева (Швейцария). Имеет 280 представительств в 145 странах мира</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1878 г.</p>	
<p>Области сертификации</p>	<p>AS 9110, AS 0120, BS 25999, CMDCAS, IFS, ISO 9001, ISO/TS 16949, ISO 14001, ISO 15378, ISO 22000, ISO 27001,</p>	<p>ISO 28000, SO 29001, ISO 29990, ISO 31000, OHSAS 18001, PPE, QualiCert, TAPA FSR, TL 9000, FOG, FOQ, Маркировка CE и другие системы</p>
<p>Аккредитация</p>	<p>Более 40 аккредитаций в странах мира: UKAS, Великобритания RvA, Нидерланды DAP, Германия</p>	<p>SAS, Швейцария COFRAC, Франция ANAB, США JAB, Япония CACEB, Китай и др.</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>«СЖС Восток Лимитед» представлена в России с 1981 г. Головной офис в г.Москве и 6 региональных центрах: Самара; Санкт-Петербург; Новокузнецк; Чита; Новороссийск; Находка. Также имеются представительства более чем в 40 городах России</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод» ФГУП «Госзнак», Группа МТС, ОАО «Фаберлик»</p>	<p>ОАО «Хлебпром», ОАО «Кременчугский завод дорожных машин», ОАО «Фармстандарт», ОАО «Уральский турбомоторный завод» и др.</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 5

Сведения об органе по сертификации Moody International Group

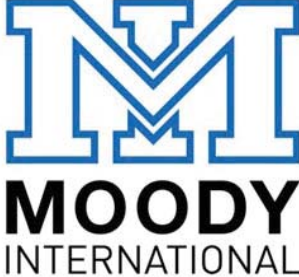

<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Moody International Group</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Мировой лидер в области технической инспекции и услуг по сертификации Штаб-квартира – Гости Хит, Великобритания Имеет более 80 представительств во всех крупнейших промышленных центрах мира</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1911 г.</p>	
<p>Области сертификации</p>	<p>ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18001, ISO 22000,</p>	<p>ISO/TS 16949, OHSAS 18001, ISO 27001, BRC, IFS</p>
<p>Аккредитация</p>	<p>UKAS, Великобритания COFRAC, Франция RAB, США DAP, KBA, Германия</p>	<p>JAB, Япония ACCREDIA, Италия NA, Норвегия и др.</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>В 2000 г. открытие офиса ЗАО «Мооди Интернэшнл» в России, в г. Москве. Офис на о. Сахалин для работ в рамках инспекции проектов «Сахалин I» и «Сахалин II»</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО «Волгабурмаш» ОАО «Башгироагропром», ЗАО «Алтайвитамины»</p>	<p>ООО «Выксунский металлургический завод» ООО «Аудиторская фирма “Фемида аудит”»</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 6

Сведения об органе по сертификации TÜV Thüringen e.V.

<p>Наименование органа по сертификации</p>	<p>Technische Überwachungs Verein – TÜV Thüringen e.V.</p>  <p>с 1 января 2009 г.</p> 	
<p>Краткая характеристика</p>	<p>Международно-признанное общество по сертификации Штаб-квартира – Эрфурт, Тюрингия, Германия. Работает через сеть своих представительств в 90 странах мира</p>	
<p>Год основания</p>	<p>1989- 1990 г.</p>	
<p>Области сертификации</p>	<p>ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18001, SA 8000, ISO/TS 16949, ISO 22000, ISO 27001, SO 29001,</p>	<p>AS 9100, VDA 6.1, VDA 6.2, VDA 6.4, SCC, GMP, QS-9000</p>
<p>Аккредитация</p>	<p>Более 40 аккредитаций в странах мира UKAS, Великобритания RvA, Нидерланды JAS-ANZ, Австралия и Новая Зеландия</p>	<p>DAP, DAU, KBA, TGA, VDA, ZLS, Германия JAB, Япония SAS, Швейцария RAB, США и др.</p>
<p>Деятельность в России</p>	<p>ООО «Интерсертифика-ТЮФ» совместно с «ТЮФ Тюринген» учреждена в 1995 г. и работает по всей территории России</p>	
<p>Клиенты в России</p>	<p>ОАО «Кировский завод по обработке цветных металлов» ОАО «Ревдинский кирпичный завод» ОАО «Металлургический завод им. А.К. Серова»</p>	<p>ОАО «Новолипецкий металлургический комбинат», ОАО «Научно-производственная корпорация “Уралвагонзавод”»</p>
<p>Клиенты за рубежом</p>		

Таблица 7

Системы стандартов, определяющие области сертификации органов по сертификации

AFS 2001	Система менеджмента экологии рабочего места
AS 9100	Системы менеджмента качества. Требования к разработке и производству продукции для авиакосмической отрасли
AS 9110	Системы менеджмента качества. Требования к обслуживающим организациям в авиакосмической отрасли
AS 9120	Системы менеджмента качества. Требования к хранению и оптовой торговле продукцией для авиакосмической отрасли
BRC IoP	Глобальный стандарт Британского консорциума розничной торговли
CMDCAS	Канадская система оценки качества медицинских приборов
FOG	Полная гарантия веса
FOQ	Полная гарантия качества
FSC	Лесная сертификация. Подтверждение ответственного отношения к лесам
FSSC 2200	Системы менеджмента пищевой безопасности. Обязательства по обеспечению безопасности пищевых продуктов
GLOBALGAP	Подтверждение надлежащей практики рыбоводства/сельского хозяйства и гарантия выхода на рынки
GMP	Надлежащая производственная практика
HACCP	Система управления безопасностью пищевых продуктов
IFS	Цепь поставок продуктов питания и непродовольственных товаров
IRIS	Стандарт для поставщиков железнодорожной промышленности
ISO 5001	Система энергоменеджмента
ISO 9001	Системы менеджмента качества
ISO 10002	Удовлетворенность потребителей
ISO 11135	Стерилизация медицинской продукции. Требования к разработке, валидации и текущему контролю процесса стерилизации медицинских изделий
ISO 13485	Системы менеджмента качества для производителей медицинских изделий
ISO 14001	Система экологического менеджмента
ISO 14064	Парниковые газы
ISO 15178	Качество воды
ISO 20000	Система управления сервисами

Окончание табл. 7

ISO 22000	Системы менеджмента безопасности пищевой продукции
ISO 22716	Правила организации производства и контроля качества косметических средств
ISO 27001	Системы менеджмента информационной безопасности
ISO 28000	Система менеджмента безопасности цепи поставки
ISO 29001	Нефтяная, нефтехимическая и газовая промышленность. Системы менеджмента качества, характерные для каждой отрасли. Требования к организациям-поставщикам продукции и услуг
ISO 30000	Суда и морские технологии. Системы менеджмента утилизации судов. Технические требования к системам менеджмента для безопасных и экологически обоснованных средств для утилизации судов
ISO/ BS 25999	Управление непрерывностью бизнеса
ISO/TEC 20000	Подход к управлению ИТ-услугами, основанный на качестве
ISO/TS 16949	Системы менеджмента качества в автомобильной промышленности и для производителей автомобильных компонентов
JPAL	Японский регламент о медицинских изделиях
OHSAS 18000	Система менеджмента профессиональной безопасности и здоровья
PPE	Сертификация средств индивидуальной защиты
QS 9000	Требования к системам качества поставщиков
QualiCert	Сервисные обязательства
ROHS от компании SGS	Сертификация по правилам ограничения вредных веществ
SA 8000	Системы менеджмента социальной ответственности
TAPA FSR	Логистика. Требования безопасности грузоперевозок
TL 9000	Системы менеджмента качества телекоммуникаций
VDA 6.1	Немецкий стандарт качества, разработанный для поставщиков запасных частей и комплектующих в автомобильной отрасли
VDA 6.2	Немецкий стандарт качества для обслуживающих организаций – автодилеров, сервисных центров, тюнинговых компаний, изготовителей прототипов
VDA 6.4	Немецкий стандарт качества для поставщиков средств производства и оборудования – производителей оснастки, машин и производственного оборудования для автомобильной промышленности

Таблица 8

Органы по аккредитации органов по сертификации

Использованное сокращение	Название органа по аккредитации	Страна	Логотип
ANAB	ANSI-ASQ National Accreditation Board	США	
CAC	China Accreditation Committee for Environmental Management Systems	Китай	
COFRAC	French Accreditation Committee	Франция	
DAR	Deutsches Akkreditierungssystem Rat	Германия	
JAB	Japan Accreditation Board	Япония	
JAS-ANZ	Joint Accreditation System of Australia and New Zealand	Австралия и Новая Зеландия	
KBA	Kraftfahrt-Bundesamt	Германия	
RvA,	Raad voor Accreditatie	Нидерланды	
SAS	Swiss Accreditation Service	Швейцария	
SINCERT	Sistema Nazionale per l'Accreditamento degli Organismi di Certificazione	Италия	
TGA	Trageregemeinschaft für Akkreditierung	Германия	
UKAS	United Kingdom Accreditation Service	Великобритания	
VDA	Verband der Automobilindustrie	Германия	
ZLG	Zentralstelle der Länder für Gesundheitsschutz bei Arzneimitteln und Medizinprodukten	Германия	
ZLS	Zentralstelle der Länder für Sicherheitstechnik	Германия	

УДК 62-573.2

*Д.В. Камнев, В.С. Чулков, В.М. Пащенко
Рязанский государственный агротехнологический университет
имени П.А. Костычева,
г. Рязань*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СВЧ-ВОЛН ДЛЯ ОБРАБОТКИ БИОДИЗЕЛЯ

В настоящее время использование биодизеля не ново. Однако существующие проблемы при его использовании актуальны до сих пор. На данный момент имеется большое количество разработок по улучшению качества биодизеля, поступающего к потребителю. Повышение качества биодизеля происходит двумя основными способами: в процессе изготовления продукта и непосредственно при подаче в ДВС [1]. На схеме (рис. 1) представлены основные составные части каждого способа.

Проанализировав все возможные способы повышения качества биодизеля, можно сделать вывод, что преимущественное и передовое место занимает обработка СВЧ-волной. Данная волна используется

уже повсеместно. Однако её свойства при обработке биодизеля применяются с заниженным темпом. СВЧ-волны при наложении друг на друга образуют атомы водорода. Это интересно тем, что позволяет автоматически («одним действием»), без всяких дальнейших маловероятных «встреч» одиночных протона и электрона, получить атомы водорода. При этом практически исчезают некоторые допущения при образовании «сдвоенной» частицы (рис. 2).

Образование атомов водорода происходит следующим образом:

а) при взаимодействии двух СВЧ-волн происходит образование двухэлектрон-позитронных пар. При этом в первую очередь образуются частицы с параллельными спинами

и только затем «на поверхности» или «впритирку» с ними – частицы с антипараллельными спинами;

б) в первую очередь происходит взаимодействие двух позитронов с антипараллельными спинами. В результате взаимодействия появляется «сдвоенная» частица, а затем образуются три частицы с зарядом $+2/3$. Один из электронов не принимает участия в реакциях образования частиц («отходит в сторону»);

в) во вторую очередь возникают условия для взаимодействия (частичной аннигиляции) электрона и одной частицы ($+2/3$) с образованием частицы с зарядом $-1/3$ и выделением энергии;

г) в результате взаимодействия образуется комбинация из трех

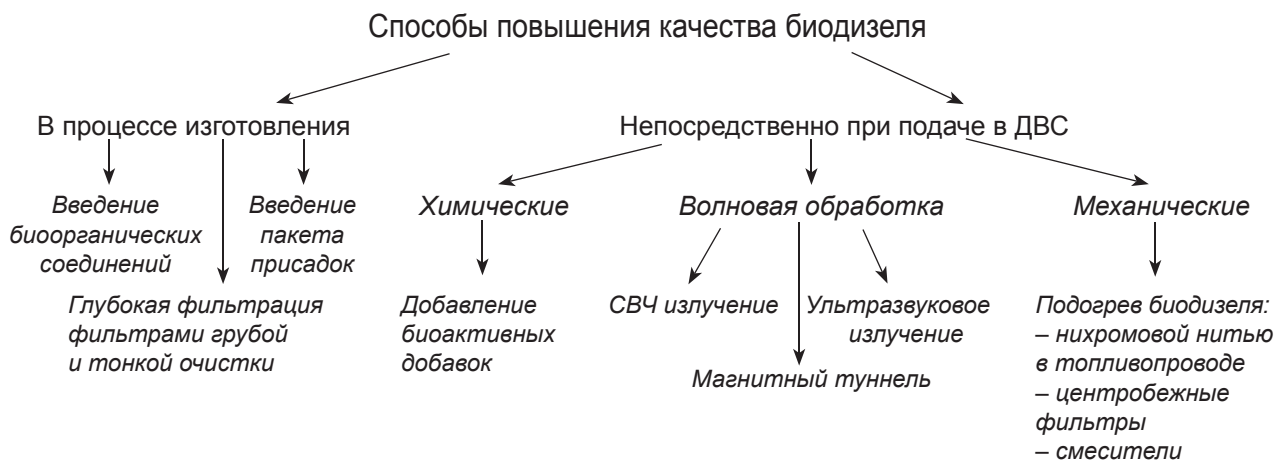


Рис. 1. Способы повышения качества биодизеля

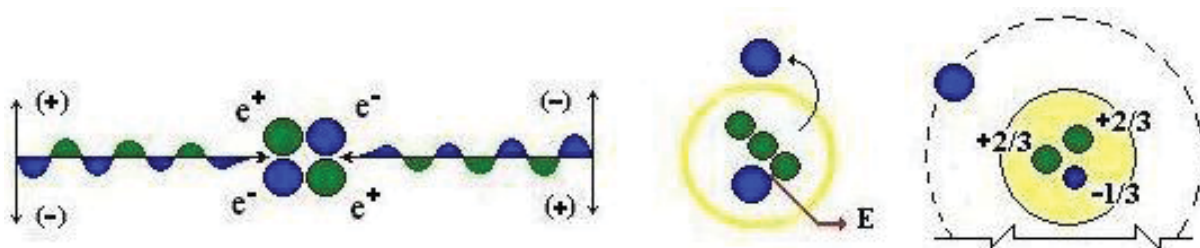


Рис. 2. Схема образования водорода при взаимодействии двух СВЧ-волн

частиц: двух частиц с зарядом $+2/3$ и одной частицы с зарядом $-1/3$;

д) из материи СВЧ-волны образуется электронейтральный глюон, который вначале «обволакивает» дробные частицы, в результате чего образуются кварки, а затем формирует «тело» протона;

е) этот протон и «отошедший» электрон формируют атом водорода [2].

Переходя от теории к практике, представляем на рис. 3 разработанную нами модель СВЧ-устройства.

При прохождении через СВЧ-устройство биодизеля его вязкостные, горючие и ряд других свойств улучшаются [3].

На данный момент устройство собрано и проходит ряд лабораторных испытаний.

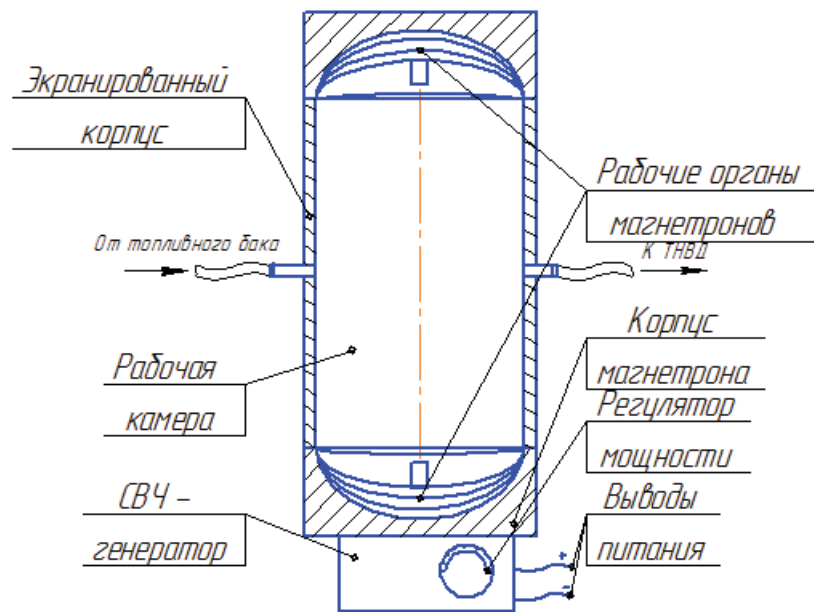


Рис. 3. СВЧ-устройство

Библиографический список

- Капустин В.М., Карпов С.А., Сайдахмедов А.И. Биодизельное топливо: преимущества, недостатки и перспективы промышленного производства // Нефтепереработка и нефтехимия. 2011. № 4. С. 49–54.
- <http://petrovvf.livejournal.com>
- Пат. RU (11) 2005110094 (13). Способы обработки топлива и устройства для его осуществления / Степанов Ю.Б., Скотин В.А. Заявка: 2005110094/06, 07.04.2005. Оpubл. 20.10.2006.

УДК 629.113

И.А. Кротов², И.А. Тараторкин¹

¹Институт машиноведения Уральского отделения РАН,

²Курганский государственный университет,

г. Курган

ИСКЛЮЧЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Для обеспечения высокой проходимости машин при движении по грунтам с низкой несущей способностью наряду с соответствующими конструктивными решениями разрабатываются гидромеханические трансмиссии. Комплекс эргономических свойств позволяет эксплуатировать такие машины продолжительное время в автономном режиме, что является существенным при проведении работ в экстремальных условиях. Эксплуатация машин в отрыве от сервисных служб повышает уровень требований к их надежности.

Анализ статистики отказов опытных машин свидетельствует об ограниченной долговечности элементов их трансмиссий. При этом наиболее часто происходит усталостное разрушение деталей дотрансформаторной зоны «двигатель – гаситель колебаний – насосное колесо гидротрансформатора», а также элементов (фрикционные диски, валы, подшипники) механической коробки передач.

При расчете крутильных колебаний в трансмиссии, прогнозировании вероятности возникновения резонансных режимов в силовых

элементах трансмиссии в соответствии с работами [1,2] выполнен частотный анализ моторно-трансмиссионной установки (МТУ). При схематизации и построении расчетной динамической схемы учтена структурная неоднозначность динамической модели МТУ.

Динамическая систематизация основных элементов МТУ строится с использованием метода редуцирования. Расчетная динамическая схема МТУ структурно соответствует кинематической схеме и состоит из элементарных структурных звеньев. На динамической схеме

МТУ отражаются кинематические связи основных элементов трансмиссии, включая как простые редукторные, так и дифференциальные связи, когда скорость одного из элементов выражается через скорости двух других элементов, перемещения которых приняты в качестве обобщенных координат. Разветвленная динамическая схема системы с кольцевыми структурами при включенной 1-й передаче и результат ее приведения к цепной показаны на рис. 1.

Моменты инерции элементов цепной динамической схемы определены по чертежно-технической документации трансмиссии.

Основным возбудителем крутильных колебаний в дотрансформаторной зоне являются переменные газовые силы и инерционные моменты, возникающие в работающем двигателе внутреннего сгорания. Двигатель ЯМЗ-780 с максимальной мощностью 552 кВт – шестицилиндровый, рядный с равномерным чередованием вспышек и порядком работы цилиндров 1–5–3–6–2–4. Размерность двигателя 130×156, степень сжатия 17,5, давление наддува 0,30 МПа. Расчет возмущающих моментов на массах двигателя выполнен программным путем. Наиболее опасными для элементов трансмиссии являются основные моторные гармоники порядков $\nu = 3$ и $\nu = 6$.

На рис. 2 приведена расчетная амплитудно-оборотная характеристика – зависимость амплитуд динамических нагрузок в торсионном вале при вынужденных крутильных колебаниях от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Расчет выполнен для варианта работы с разблокированным гидротрансформатором.

Как следует из приведенного рисунка, реализуется только один резонанс в зоне частот вращения вала двигателя 600–900 об/мин. Это основной резонанс главной гармонической составляющей возмущающих моментов порядка $\nu = 3$. Максимальная расчетная амплитуда резонансных динамических нагрузок при проходе резонансной зоны составляет 5,12 кН·м. Без учета скорости прохода через резонансную зону

(стационарные колебания) уровень резонансных амплитуд динамических нагрузок составляет 7,24 кН·м.

Данный резонанс представляет безусловную опасность для торсионного вала, особенно учитывая, что минимальная частота вращения на холостом ходу у двигателя ЯМЗ-780 составляет 700 об/мин.

Для исключения самой возможности относительно длительной работы двигателя в резонансной зоне необходима будет перерегулировка двигателя с повышением минимальной частоты на холостом ходу до 1000–1200 об/мин.

Другой способ снижения динамической нагруженности элементов

ГМП заключается в том, что в диапазоне скоростного режима работы двигателя, при котором возможно возникновение резонансного режима вала, соединяющего двигатель с насосным колесом гидротрансформатора, снижается собственная частота дотрансформаторной зоны увеличением приведенного момента инерции вращающихся деталей при нейтрали в трансмиссии путем принудительной блокировки гидротрансформатора [2]. Резонансный режим может быть также исключен синтезом гасителя с использованием эластичных элементов (например фирмы «Centa», ЗАО «Литмаш» и др).

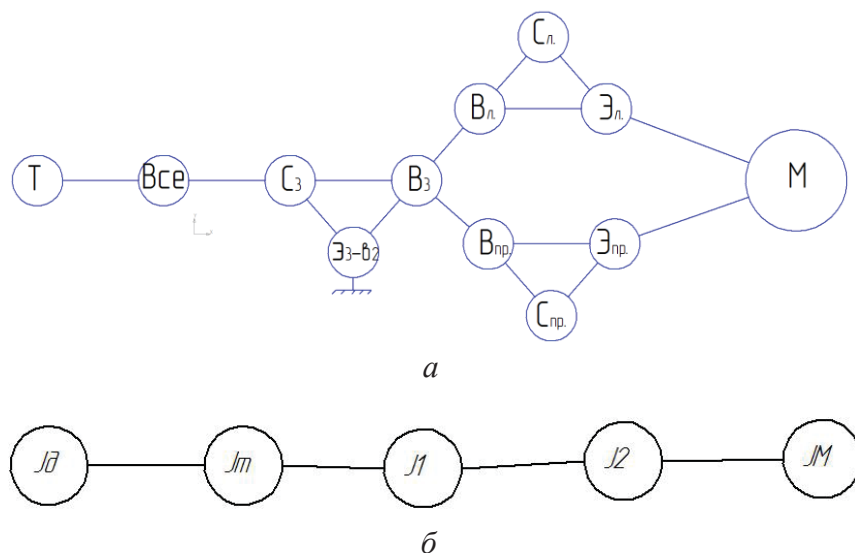


Рис. 1. Динамическая схема машины, при включении первой передачи: а – разветвленная; б – цепная

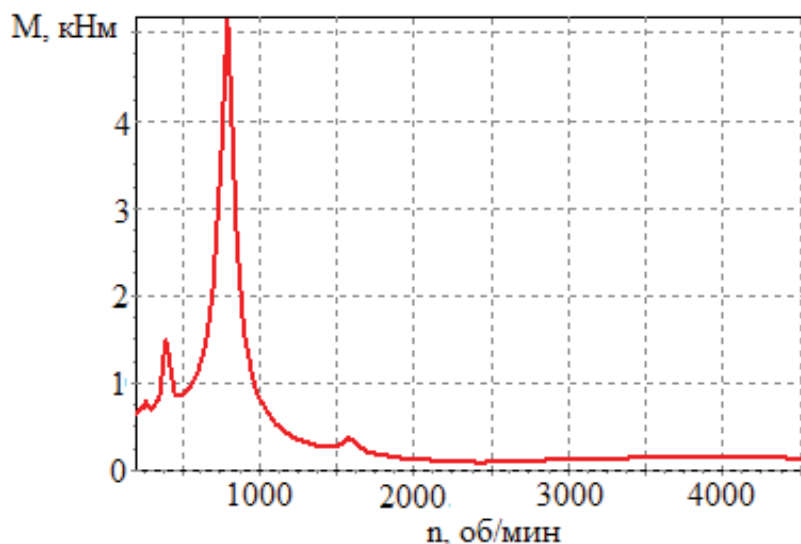


Рис. 2. Расчетная кривая амплитуд динамических нагрузок в зависимости от крутильных колебаний в торсионном вале

Очевидно, что уровень динамической нагруженности элементов трансмиссии от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем, при установке упругофрикцион-

ного демпфера существенно снижается. Даже в небольшом резонансе гармоника $\nu = 3$ в зоне частот вращения 1600–1700 об/мин уровень расчетных нагрузок суще-

ственно ниже, чем в исходном варианте упругого соединения двигателя с насосным колесом посредством торсионного вала.

Библиографический список

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии транспортных машин: моногр. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. 176 с.
2. Пат. 2464463 РФ. Способ исключения резонансного режима из дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии транспортной машины / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Опубл. 20.10.2012.

УДК 621.43.052

А.Р. Магзумьянов

*Камская государственная инженерно-экономическая академия - ИНЭКА,
г. Набережные Челны*

ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО ТКР С ПЕРЕМЕННОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА ГАЗА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Реализация высокого наддува в ДВС со значениями степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k > 2,5$ связана со сложностью согласования расходных характеристик компрессора и поршневой части КДВС. Последняя задача решается путем применения различных способов регулирования ТКР, наиболее простым и распространенным из которых является пере-

пуск газов мимо турбины [1]. Перепуск газа в турбине осуществляется через специальный перепускной клапан, конструктивно выполненный как клапан механизма газораспределения. При общем снижении потерь на выпуск отработавших газов [2] при применении перепуска несложно предположить наличие сопротивления перепускной магистрали. В [3] предложен «способ

регулирования турбонаддува ДВС» (рис. 1, а), позволяющий снизить мощность турбины, но не за счет перепуска газа мимо турбины, а за счет перераспределения расхода газа в проточной части турбины. Причем часть газа поступает в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины (по каналу 5 при перемещении поворотного клапана 4). Смысл

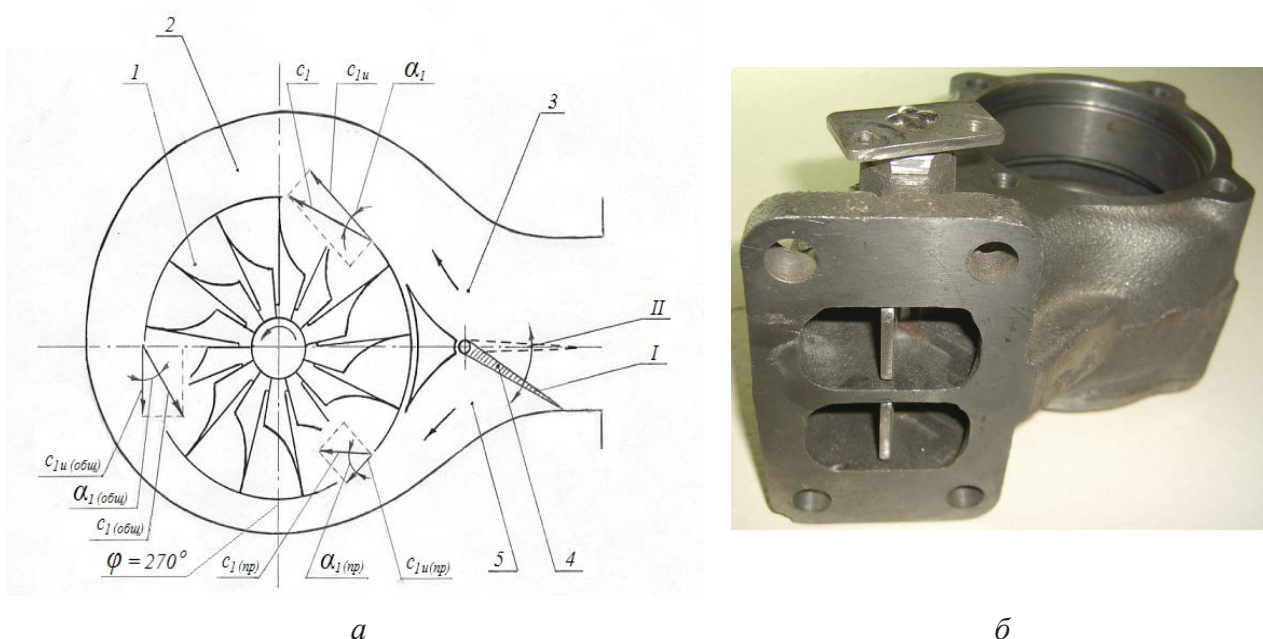


Рис. 1. Схема способа регулирования (а) и корпус турбины (б)

данного способа можно объяснить на основе анализа уравнения для определения удельной работы L_U на окружности колеса:

$$L_U = c_{1U} U_{1T} \pm c_{2U} U_{2CP},$$

где c_{1U} , c_{2U} – соответственно окружные составляющие абсолютной скорости на входе и на выходе рабочего колеса турбины (закрутка потока); U_{1T} , U_{2CP} – скорости на окружности рабочего колеса на входе газа и выходе газа. Закрутка потока определяется:

$$c_{1U} = c \cos \alpha_1,$$

где c , α_1 – соответственно абсолютная скорость и угол направления абсолютной скорости в соответствующем сечении.

Предложенный в [3] способ регулирования влияет на закрутку потока на входе в турбину c_{1U} (см. рис. 1, а), а значит, на ее мощность.

С целью проверки эффективности данного способа была проведена серия безмоторных испытаний турбокомпрессора ТКР7С производства ОАО «КАМАЗ». Испытания

проводились на безмоторном стенде методом баланса мощностей.

Предварительная стадия исследований с целью сохранения объекта исследования была проведена на «холодном» газе. Для реализации способа регулирования была разработана оснастка и изготовлены опытные образцы турбокомпрессора с измененным корпусом турбины (рис. 1, б).

За основу взят корпус турбины ТКР7С, серийно выпускаемый ОАО «КАМАЗ». Отличие заключалось в том, что в каждой из полостей двухполостной улитки были установлены поворотные клапаны. Клапаны в ходе эксперимента устанавливались в двух положениях:

1) клапаны закрыты (на рис. 2, б «язычки» клапанов смещены вправо); газ поступает в турбину только по направлению вращения рабочего колеса турбины;

2) клапаны открыты (как показано на рис. 2); газ поступает в турбину частично по направлению вращения рабочего колеса и частично против направления вращения,

создавая отрицательную закрутку на входе в рабочее колесо.

Характеристики турбинной ступени были получены в виде:

$$G_{T,прив} = f_1(\pi_T, n_{T,прив})$$

$$\text{и } \eta_{Te} = f_2(p_T, n_{T,прив}),$$

где $G_{T,прив} = G_T \cdot \sqrt{T_T} / P_T$ – приведенный расход газа через турбину, $\text{м}^2 \cdot \sqrt{\text{К}} / \text{с}$, η_{Te} – эффективный КПД турбины; $\pi_T = P_1 / P_2$ – степень понижения давления газа в турбине, $n_{T,прив} = n_T / \sqrt{T_T}$ – приведенная частота вращения ротора турбины, $\text{мин}^{-1} / \sqrt{\text{К}}$; P_T , T_T – соответственно давление, МПа, и температура, К, газа перед турбиной; n_T – частота вращения ротора (вала) турбины, мин^{-1} ; P_2 – давление газа за турбиной, МПа; G_T – расход газа через турбину, кг/с.

Поскольку опыты проводились на «холодном» газе (атмосферном воздухе), вместо $n_{T,прив}$ использовались значения n_T .

Характеристики опытной турбины представлены на рис. 2, а. Для сравнения на рис. 2, б показаны характеристики турбины с перепуском газа мимо турбины через

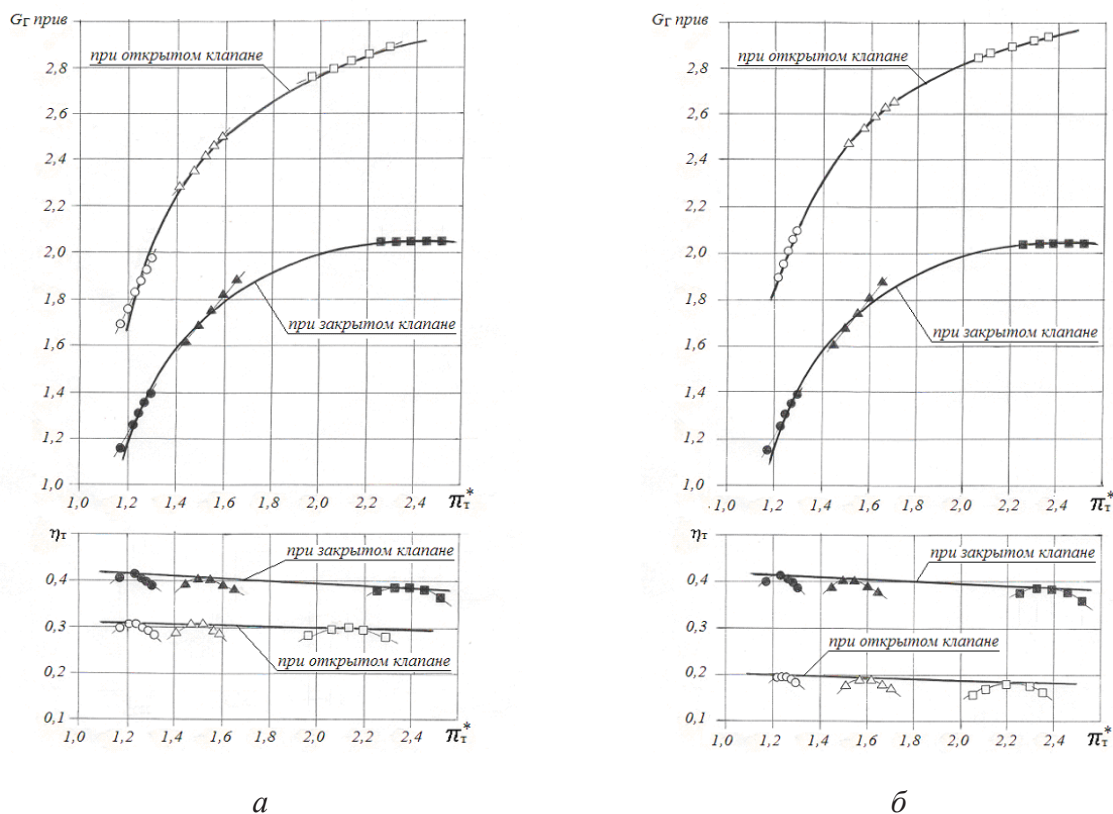


Рис. 2. Характеристика турбины ТКР7С: а – с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины; б – с перепуском газа мимо турбины; при частоте вращения ротора турбины: ○ – 40 000 мин^{-1} ; △ – 60 000 мин^{-1} ; □ – 80 000 мин^{-1}

перепускной клапан. Пропускная способность обоих вариантов турбин обеспечивалась одинаковой как при открытом, так и при закрытом положении клапанов.

Из полученных результатов следует:

1) при перепуске газа мимо турбины значения эффективного КПД турбины ниже (клапан открыт), чем

в случае с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса и частичным созданием отрицательной закрутки газа на входе в колесо;

2) повышение КПД при частичном создании отрицательной закрутки можно объяснить меньшими потерями энергии, чем при перепуске газа через перепускной клапан;

3) в комбинированном двигателе с газотурбинным наддувом снижение потерь энергии на выпуск газа приведет к снижению затрат энергии на реализацию насосных ходов (газообмен), как следствие – возможность повышения индикаторного КПД самого двигателя и снижение удельного эффективного расхода воздуха.

Библиографический список

1. Румянцев В.В., Тиунов С.В., Биктимиров Р.Л. Регулирование турбокомпрессоров автомобильных двигателей. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2010. 212 с.
2. Гатауллин Н.А. Разработка, исследовательские испытания и доводка малоразмерных турбокомпрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 1998. 22 с.
3. Решение о выдаче патента № 20009142905/06(061111). Дата подачи заявки 19.11.2009 (автор Магзумьянов А.Р.).

УДК 338

В.С. Макаров, С.В. Макарова

*Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород*

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ ОЦЕНОК, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Группы, по которым можно рассматривать методы сравнения и оценок различных альтернатив, по качественным и количественным критериям следующие.

1. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках имеющих абсолютные значения. Так, для множества альтернатив $A = (A_1, A_2, \dots, A_n)$, для каждого из элементов которого характерна оценка X_1 , равная некоторой величине.

Причем в рамках предлагаемой классификации элементы множества X могут быть как просто набором случайных чисел (в том числе определяться экспертами), так и зависеть от прочих параметров, т.е. $X_i = f(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_j, \dots, \lambda_n)$.

В результате имеем, что для каждого элемента множества ставится в соответствие критерий, имеющий размерность в абсолютных величинах (может обозначать единицы массы, длины, стоимости, относительных показателей и пр.)

2. Сравнение нескольких альтернатив относительно какого-либо эталона.

Так, для множества альтернатив $B = (B_1, B_2, \dots, B_n)$, для каждого из элементов которого характерна оценка $y_1 = Y_i/Y_n$. Выражение для может быть представлено, как в пункте 1, как просто числом, так и некой функциональной зависимостью.

В результате имеем, что для каждого элемента множества B ставится в соответствие критерий u , имеющий безразмерную величину или, как правило, имеющий значение, одинаковое с единицей измерения (может обозначать единицы массы/единицы массы, единицы длины/единицы длины, единицы стоимости/единицы стоимости и пр.).

3. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках носящих двойственный характер, с двумя возможными вариантами существования.

Так, для множества альтернатив $C = (C_1, C_2, \dots, C_n)$, для которых характерно наличие или отсутствие каких-либо свойств, множество оценок будет выглядеть следующим образом: $Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_n)$, где $Z_1 = 0, 1$.

В результате имеем, что для каждого элемента множества C ставится в соответствие критерий Z ,

имеющий размерность либо 0, либо 1 (может означать наличие или отсутствие какого-либо свойства у объекта).

4. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках имеющих значение в относительных единицах, с использованием методов, основанных на предпочтении экспертов. Причем в рамках предлагаемого метода не имеет значение сравнение носит множественный либо попарный характер.

Так, для множества альтернатив $D = (D_1, D_2, \dots, D_n)$ имеется экспертная оценка $U = (U_1, U_2, \dots, U_n)$.

Применение методов данной группы может быть использовано для сравнения элементов множества D , для которых целесообразно выразить значение элементов не в абсолютных оценках (иногда это невозможно), а, используя предпочтения экспертов, в относительных.

Также методы данной группы могут быть использованы (это удобно) при определении степени влияния разнородных оценок элемента D_i на обобщенную оценку по ряду разнородных критериев.

В результате имеем, что для каждого элемента множества D ставится в соответствие критерий U , имеющий безразмерную величину и, как правило, $\sum_{i=1}^n U_i = 1$ (данное свойство удобно для вычислений и преобразований).

Рассматривать различные методы оценок не имеет смысла, так как существует достаточное количество научно-технической литературы, в которой подробным образом описаны закономерности и методики.

В литературе рассмотрены всевозможные структуры и методы, по которым целесообразно производить оценку тех или иных альтернатив. В рамках данной работы рассмотрим некоторую модель, объединяющую все методы оценок, но, в свою очередь, отличающуюся простотой и понятностью.

Сформулируем требования, которым должна отвечать разрабатываемая модель.

- Учитывать возможность включения-выключения разнородных факторов, по которым необходимо произвести сравнение или оценку.

- Учет влияния того или иного фактора в зависимости от целевой задачи. То есть, используя одну и ту же структуру, возможно получить разные результаты по одному и тому же критерию в зависимости от решаемых задач.

- Приведение множества оценок (критериев) к одному числовому показателю.

- Так как заявленное решение задачи носит универсальный характер для всех методов, то путем упрощения предложенный метод

должен трансформироваться в уже известные методы оценок.

Множество альтернатив можно охарактеризовать достаточно большим числом оценок (характеристик и показателей), которые определяются в основном из области применимости данных альтернатив. Но представление просто множества альтернатив, характеризуемых рядом показателей, на практике получается запутанным, да и просто неудобно. Поэтому все множество оценок (оценок нижнего уровня) объединяются в подмножества, которые, в свою очередь, также разделяют на подмножества, и т.д.

В результате некое множество альтернатив будет характеризоваться в виде дерева оценочных показателей, имеющего иерархическую структуру. В качестве элементов данной структуры представлены множества, так как именно мно-

жества могут объединить элементы, разные по природе и имеющие связь логического характера.

Поэтому оценку каждой из альтернатив можно представить в виде иерархически множественной структуры (ИМС) дерева оценочных показателей (рис. 1).

На практике сочетание и приведение ЕПО к ОПО может происходить и не по «дереву», могут появляться замкнутые области. То есть один и тот же ЕПО может входить в разные ОПО. Поэтому при составлении ИМС этот факт необходимо учитывать (рис. 2).

Использовать данную методику построения дерева оценочных показателей по ряду разнородных критериев можно для оценки экономических, технических, технологических и эксплуатационных показателей, в том числе для автотранспортных предприятий.

Обобщенный показатель оценок (ОПО)

ОПО 2-го уровня

ОПО 3-го уровня

Единичные показатели оценок (ЕПО)

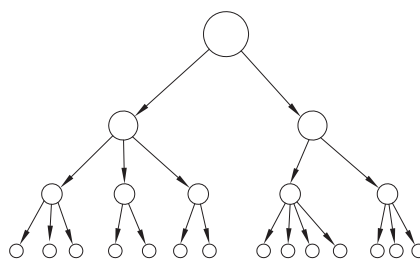


Рис. 1. Структура ИМС дерева оценочных показателей

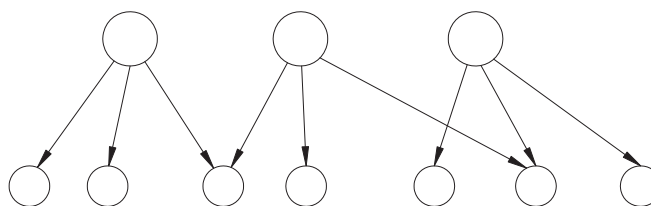


Рис. 2. Структура ИМС при наличии ЕПО, входящих в несколько ОПО

УДК 338

*С.В. Макарова, В.С. Макаров
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ ПО РЯДУ РАЗНОРОДНЫХ КРИТЕРИЕВ

Существующие показатели экономической устойчивости могут быть определены различным образом, т.е. одни иметь большое зна-

чение и некоторую размерность, другие быть безразмерными и дробными величинами или целыми числами. Таким образом, необходимо

свести все оценки к одному обобщенному показателю.

На наш взгляд, описание критерия нижнего уровня необходимо

вычислять по следующей зависимости: $K = \sum \alpha_i b_i$, где α_i – степень значимости приведенного показателя нижнего уровня b_i , $\sum \alpha_i = 1$.

Смысл коэффициента α_i следующий: численное значение приоритета оценки b_i над остальными во влиянии его на обобщенный показатель оценок ОПО, в который входят все b_i . b_i – это относительный (нормированный) коэффициент, или вес оценки. $b_i = \beta_i / \beta_{\text{эт}}$.

Для всякой оценки по ряду показателей или значений для некоторого коэффициента β_i будет задан некоторый коэффициент, с которым можно сравнивать. Это будет коэффициент $\beta_{\text{эт}}$. Данное значение должно быть получено для каждого параметра с учетом природы его определения. Либо если при опре-

делении β_i присутствуют лишь логические переменные, то за $\beta_{\text{эт}}$ целесообразно выбрать коэффициент β_i при условии, что все i -е элементы равнозначны, при этом получить β_i' , так что $\beta_i' = \beta_{\text{эт}}$. Для определения переменных β_i , носящих некий числовой характер, и при отсутствии рекомендованных оптимальных значений за $\beta_{\text{эт}}$ можно взять среднее значение, т.е. $\beta_{\text{эт}} = \sum_{i=1}^n \beta_i / n$.

То есть величина $\beta_i = (\overline{0, \infty})$, причем $\beta_i < 1$ – зона недостатка по показателю i -го процесса, $\beta_i = 1$ – зона равновесия, $\beta_i > 1$ – зона достатка.

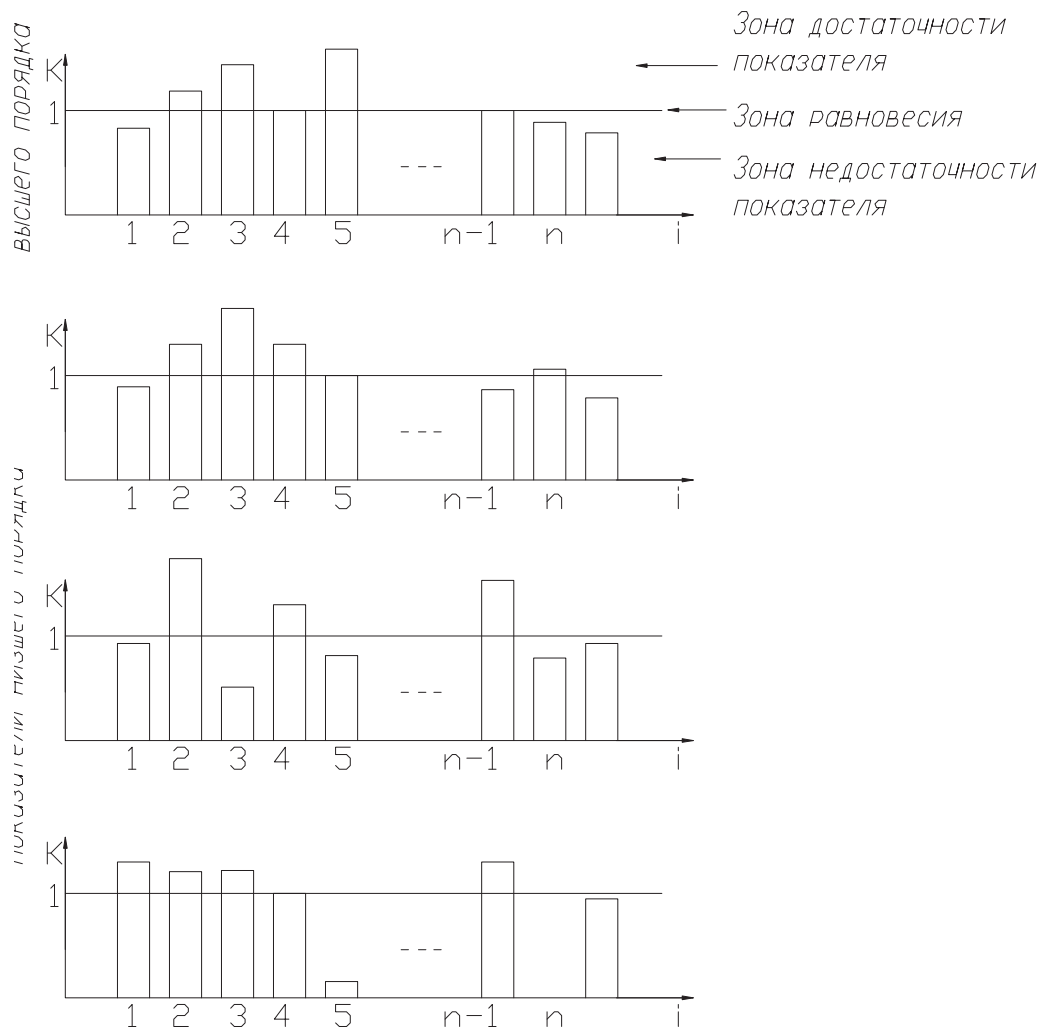
Если все $\beta_i = 1$ для некоторой альтернативы, то $K = 1$, – попадаем в зону равновесия. Однако так как $K = \sum \alpha_i b_i$, то и при прочих β_i может выполняться условие $K = 1$.

В целом исследуемая альтернатива находится в состоянии равновесия, несмотря на то, что часть ее элементов оказывается в зоне недостатка по некоторым показателям.

Поэтому это говорит о том, что развитие исследуемой альтернативы идет в правильном направлении, но ряду показателей необходимы корректировки.

Следуя предложенному методу, можно определить коэффициенты K_i , характеризующие ту или иную альтернативу по ряду признаков « l » с учетом их уровня иерархии « j ».

Рассматривая все множество полученных значений, можно для каждой из анализируемых альтернатив по предложенной иерархически множественной структуре представить графики (рисунок).



Графическое представление оценок разных уровней

Как видно из представленных графиков, не обязательно если $K > 1$ высшего порядка, то $K < 1$ низшего порядка. Представленные графики будут характерны для всех уровней.

Как говорилось ранее, в коэффициенте α_i учитывается степень значимости оценки. Но в зависимости от расставленных приоритетов α_i может быть различен.

Таким образом, в зависимости от цели решаемой задачи K_{ij} может быть различен. То есть при некоторых задачах $K_{ij} < 1$, а при других $K_{ij} > 1$.

Структура графиков остается такой же, но значения принимают другие величины. Однако неизменным остается соотношение оценок низшего уровня β_i независимо от цели и задач.

Анализируя полученные данные, используя предложенную методику, можно все множество разнообразных и разнородных оценок свести к единому обобщенному показателю. А именно, к комплексному показателю оценки по ряду разнородных критериев на основе иерархически множественных структур, значения которого мо-

гут принимать следующие интервалы: от 0 до 1 – недостаточность по критерию, более 1 – достаточность по критерию, 1 – зона равновесия.

Использовать данную методику можно для оценки экономических, технических, технологических и эксплуатационных показателей, в частности экономической устойчивости автотранспортных предприятий. Описание данного метода абстрагировано от всякой области исследования. И это удобно, так как всякий исследователь может использовать его для своих целей.

УДК 621.7(045)

А.Ф. Мельников, Ф.П. Мельников
Бийский технологический институт АлтГТУ,
г. Бийск

ПРИМЕНЕНИЕ НАНОМАТЕРИАЛОВ ПРИ ОБКАТКЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Срок службы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) формируется из суммы доремонтного и нескольких межремонтных ресурсов. Доремонтный ресурс представляет собой время наработки ДВС до предельного состояния. Межремонтный ресурс – это время наработки ДВС между смежными капитальными ремонтами (КР).

Назначение капитального ремонта – восстановление исправного состояния ДВС и его полного ресурса либо близкого к нему. Однако, как показывает практика, межремонтный ресурс носит вероятностный характер и составляет, по разным оценкам, 20–60 % ресурса нового двигателя. Объяснить это можно рядом причин: низким качеством применяемых запасных частей, невысоким уровнем культуры проведения ремонта, несоблюдением требований к обработке поверхностей и отсутствием стендовой обкатки.

Стендовая обкатка является обязательной заключительной технологической операцией КР. Основная цель обкатки – подготовка поверхностей трения к восприятию экс-

плуатационных нагрузок, обнаружение течи жидкостей, устранение дефектов, регулировка сопряжений.

На сегодняшний день по сложившейся технологии, если КР проводился на ремонтном заводе, клиент получает двигатель полностью обкатанный (30–60 ч), но неприработанный (400–600 ч), а если ремонт проводился в гаражных условиях, то никакой обкатки не проводится. То есть на ремонтном заводе контролировали дефекты сборки, провели регулировочные работы, но за короткий период технологической обкатки не достигается необходимая степень приработки сопряжений. Такой двигатель не готов воспринимать всю эксплуатационную нагрузку. Отсюда возникают проблемы с невыполнением всего плана работ, простои, повышение стоимости готовой продукции.

Сокращение времени обкатки либо совмещение её при эксплуатации ДВС на заявленных режимах является актуальной задачей и имеет практический интерес.

Одним из способов решения этой задачи является легирование масел

композициями, позволяющими снизить время обкатки либо совместить её с эксплуатацией ДВС.

На сегодняшний день существует большое количество приработочных присадок, классифицируемых по различным механизмам действия и способам введения в ДВС. Однако приработочные присадки, основанные на твердых и сверхтвердых материалах, не входят ни в одну из представленных в литературе классификаций.

При анализе приработочных присадок было найдено упоминание о возможности применения сверхтвердых материалов в составе обкаточных композиций. Наиболее известной и отработанной на практике является алмазосодержащая присадка «Деста» (ТУ 07508902-188-2003), выпускаемая ОАО «Федеральный научно-производственный центр «Алтай»». Считается, что наличие большого количества сверхмалых частиц графита и наноалмаза изменяет свойства смазочной пленки и характер взаимодействия поверхностей трения, способствует ускоренной приработке трущихся поверхностей*.

* Сакович Г.В., Комаров В.Ф., Петров Е.А. Синтез, свойства, применение и производство наноразмерных синтетических алмазов // Сверхтвердые материалы. 2002. № 4. С. 8–23.

Введение в масло УДП позволяет значительно сократить продолжительность приработки рабочих поверхностей гильз, поршневых колец, вкладышей подшипников и шеек коленчатых валов, а также увеличить их долговечность за счет уменьшения начального износа. При этом высокодисперсные частицы присадки выполняют следующие функции:

- заполняют микровпадины, адсорбируясь на поверхностях трения за счет свободных связей молекул пристенного слоя, и увеличивают площадь фактического контакта, а следовательно, снижают удельное давление в сопряжении;

- прочно адсорбируясь на микровыступах, повышают адгезионную способность смазки, что приводит к резкому сокращению случаев разрыва и полного исчезновения смазочной плёнки и уменьшению точек контакта микрошероховатостей поверхностей трения в граничных условиях. Это способствует уменьшению числа случаев схватывания и задигов в процессе приработки;

- повышают несущую способность масляной пленки и благодаря образованию полимолекулярных слоев смазки создают возможность относительного перемещения поверхностей трения за счет сдвига и скольжения пристенных слоев смазки, обладающих свойствами квазитвердого тела и низким коэффициентом трения;

- обеспечивают пластифицирование тончайших поверхностных слоёв, тонкое диспергирование и выглаживание выступающих микронеровностей.

Также в литературе были найдены упоминания о возможности применения частиц нанокобальта для легирования товарных масел. Для проверки предложенного утверждения были приготовлены композиции на основе масла М-8В (ГОСТ 10541-78) при различном содержании нанокобальта. Базовое масло М-8В было выбрано из соображения наименьшего содержания различных присадок в масле, способных влиять на условия трения, также масло М-8В выступает основой для получения обкаточных масел.

Испытания присадок проводили на стандартной машине трения

МИ-1М по схеме трения «вал – колodka». При этом во всех экспериментах давление задавалось равным 9 МПа, что соответствовало нормальной силе 900 Н, а линейная окружная скорость вала (скорость скольжения) v задавалась 1,5 м/с. Материалы пары трения: вал – чугун СЧ-24, колodka – чугун СЧ-24. Исходная шероховатость образцов $Ra = (1,0-0,7)$ мкм.

Проведены экспериментальные исследования с целью определения оптимального содержания нанокобальта в масле М-8В. Наилучшие результаты получены на масле М-8В, содержащем 1 % нанокобальта, что соответствовало уменьшению коэффициента трения в конце испытаний на 38 % по сравнению с маслом без присадки (рис. 1).

Температура поверхностей трения является одним из важных

факторов, влияющих на условия трения. Проведены экспериментальные исследования изменения температуры в паре трения от времени испытаний для композиций, содержащих различное количество нанокобальта (рис. 2).

При этом необходимо отметить, что в конце экспериментов наибольшее снижение температуры в паре трения получено для композиции, содержащей 1 % нанокобальта, температура снизилась до 80 °С, что на 25 °С ниже, чем на чистом масле М-8В.

Для получения более полной информации о возможностях антифрикционной присадки на основе нанокобальта для использования при приработке деталей ДВС необходимо провести натурные испытания.

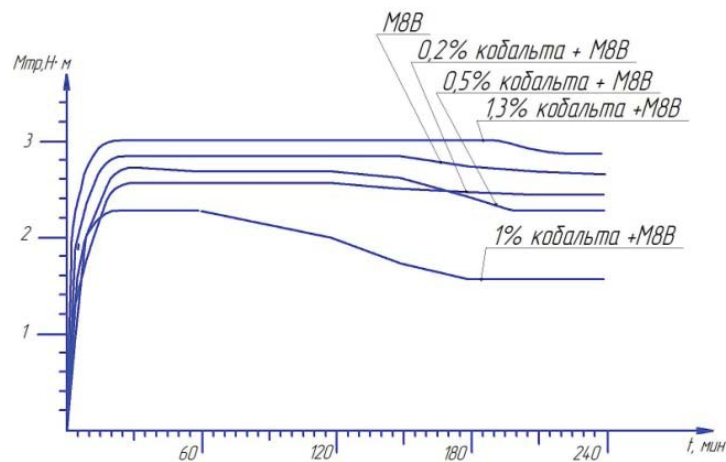


Рис. 1. Изменение момента трения ($M_{тр}$) в зоне контакта от времени испытаний (τ) при различном содержании нанокобальта в масле М8В: нагрузка $N = 900$ Н, скорость скольжения $v = 1,5$ м/с

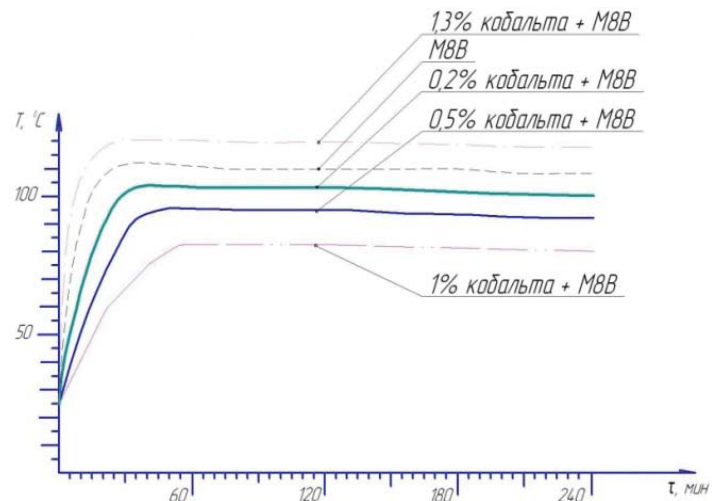


Рис. 2. Изменение температуры (T) в зоне контакта от времени испытаний (τ) при различном содержании нанокобальта в масле М8В: нагрузка $N = 900$ Н, скорость скольжения $v = 1,5$ м/с

УДК 656.13

Д. Н. Некрасов, С. В. Ляхов, С. В. Будалин
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

АЛГОРИТМ ВЫБОРА ЛЕСОВОЗНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ДЛЯ АВТОПАРКА ЛЕСОПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Основной целью деятельности коммерческого автотранспортного предприятия, безусловно, является получение максимальной прибыли от своей деятельности. Для достижения этой цели решается множество задач, которые можно поделить на технические, технологические, финансовые и социальные.

Значимость каждой их групп трудно переоценить или дать какие-то числовые значения, но можно добиться максимально возможного результата по каждой группе в отдельности и уже внутри групп определять особо значимые во-

просы, которые обладают наибольшим влиянием на результат внутри группы.

В нашем случае для лесопромышленного комплекса, когда рассматривается решение технических задач, наибольшее внимание необходимо уделять вопросам подбора подвижного состава (ПС), организации системы технического обслуживания и ремонта, а также организации транспортного процесса перевозки грузов со своими показателями оценки работы.

Взаимодействие различных факторов и влияние их на эффектив-

ность работы автопарка в целом представлены на рис. 1 [1].

Эффективность работы АТП можно повышать, влияя на каждый из факторов, показанных на рис. 1: внедрением оптимальных маршрутов перевозок и новых автотранспортных услуг, привлечением квалифицированного ремонтного персонала и т.д. Здесь рассматривается только один из аспектов достижения этой цели – выбор подвижного состава по технико-экономическим критериям.

Эффективность работы ПС непрерывно связана с остальными



Рис. 1. Влияние различных факторов на эффективность работы автопарка

факторами (см. рис. 1). К примеру: провозная возможность парка главным образом зависит от технико-эксплуатационных параметров автомобиля: грузоподъемности, скорости, трудоемкости ТО и ремонта. Но, с другой стороны, величина производительности может изменяться под действием факторов, не зависящих от модели автомобиля, таких как условия эксплуатации,

методы организации перевозок, квалификация водителя и ремонтного персонала, снабжение запасными частями и материалами и т.д.

При выборе автомобиля его оценку необходимо провести с учетом влияния данных факторов. В зависимости от них эксплуатация автомобиля в одних условиях может оказаться эффективной, а в других нет. Поэтому при оценке нужно выби-

рать те условия, которые свойственны предполагаемой области эксплуатации автомобиля, и их влияние следует принять одинаковым для всех сравниваемых автомобилей [2].

Рассматривается алгоритм выбора лесовозного подвижного состава для определенной технологии вывозки лесоматериалов по технико-экономическим критериям, который состоит из следующих этапов (рис. 2).

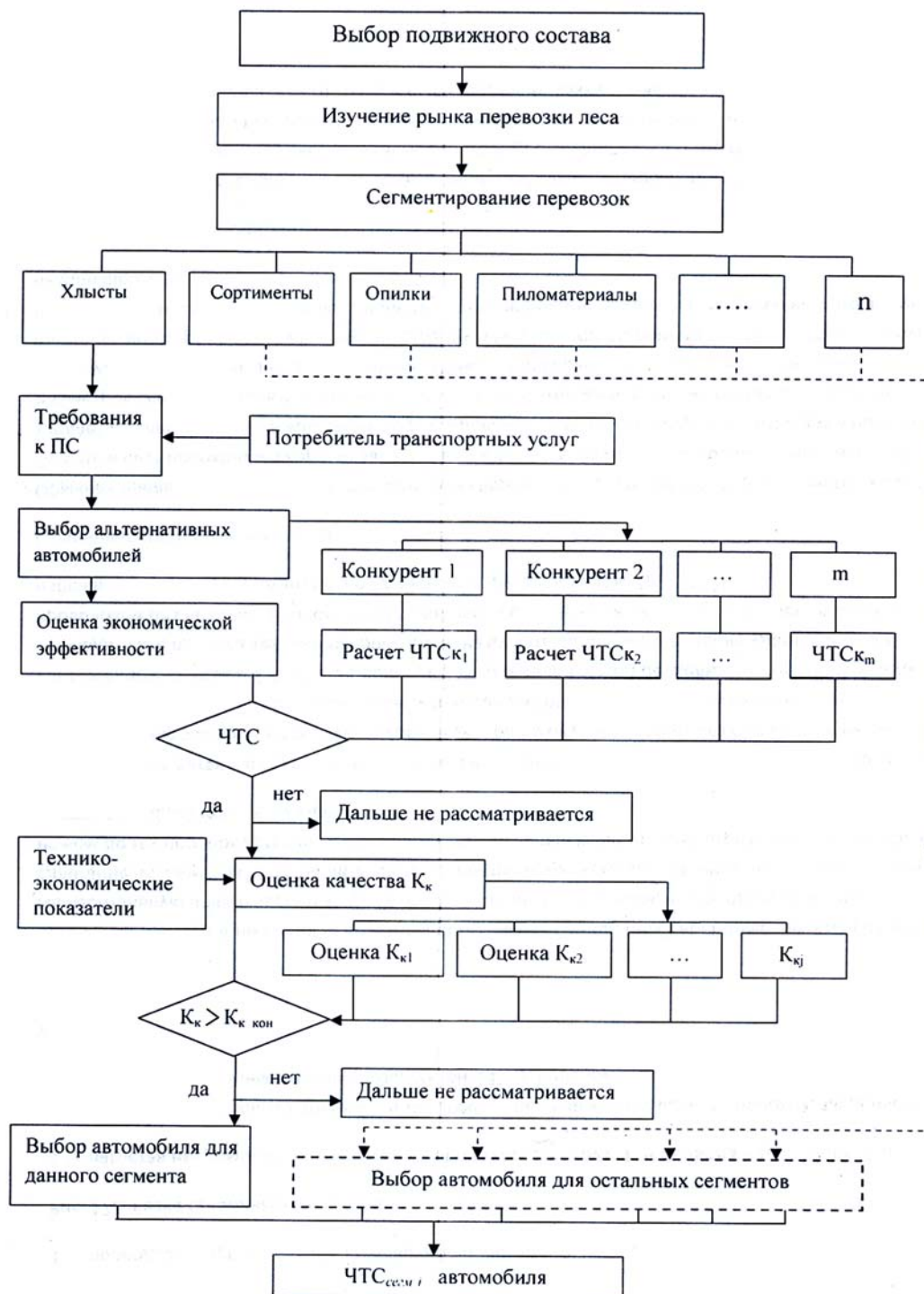


Рис. 2. Алгоритм выбора лесовозного автомобиля для определенного потребителя

1. Исследование особенностей перевозки леса. Изучаются следующие показатели:

- виды грузов и их свойства;
- особые требования к транспортному процессу;
- условия эксплуатации ПС;
- динамика спроса на транспортные услуги в течение года.

2. На основе данных, полученных на первом этапе, с учетом вида грузов и маршрутов перевозок производится сегментирование рынка. В дальнейшем в связи с их особенностями каждый из сегментов рассматривается по отдельности.

3. Формируются требования к автотранспортным средствам в зависимости от свойств груза и со стороны потребителей транспортных услуг. Для каждого вида груза необходим соответствующий тип кузова автомобиля.

4. Кроме требований, связанных со свойством грузов, на автотранспортные средства со стороны потребителей транспортных услуг предъявляются следующие требования: а) должны соответствовать характеру и структуре грузопо-

тока; объемному весу и партионности груза; условиям эксплуатации; б) должны обеспечивать максимальную скорость и безопасность движения; в) обеспечивать сохранность груза и своевременную доставку в необходимый пункт. При этом также учитываются методы организации перевозок и способы погрузки-разгрузки. Схема формирования требований к ПС представлена на рис. 3 [2].

5. По каталогам производителей выбираются альтернативные автомобили с соответствующими техническими данными, отвечающими вышеназванным требованиям. Подбирается для выбора тот ПС, приобретение которого будет доступным.

6. Производится расчет экономической эффективности конкурентных автомобилей за срок службы. При этом используются заранее подготовленные исходные данные к расчету экономической эффективности, к которым относятся: годовая производительность автомобиля; годовой доход от перевозок, а также эксплуатационные затраты всех выбранных для сравнения автомобилей.

Экономическую эффективность эксплуатации лесовозных автомобилей – чистую текущую стоимость (ЧТС) – рассчитываем по формуле [2]

$$ЧТС = \sum_{i=0}^{T_{сл}} ДЧДП_i - \sum_{i=0}^{T_1} ДИ_i,$$

где $ДЧДП_i$ – дисконтированный чистый денежный поток; $ДИ_i$ – дисконтированные инвестиции; $T_{сл}$ – срок службы автомобиля; T_1 – период инвестирования; t – текущий год эксплуатации.

Проблему оценки экономической эффективности можно считать принципиально решенной, если определить чистый денежный поток (ЧДП) по годам за период эксплуатации автомобиля до списания. Показатели для расчета ЧДП для покупателя (предприятия) состоят из трех частей: инвестиций (покупка автомобиля и сопутствующие капитальные вложения); доходов и расходов при эксплуатации автомобиля с учетом налогов; коррекции денежных потоков. В первой части учитываются единовременные затраты, связанные с приобретением автомобиля. Вторая часть представляет собой



Рис. 3. Схема формирования требований к ПС

отчет о доходах и расходах, включая налоговые отчисления и выплаты, относимые на себестоимость. В третьей части вводятся корректировки в денежный поток. Прежде всего к чистой прибыли суммируют амортизационные отчисления, так как они остаются на реновацию автомобиля в распоряжении владельца автомобиля; средства, поступившие от продажи автомобиля по остаточной стоимости; изменение оборотных средств.

7. При сравнении ЧТС автомобилей-аналогов для дальнейшего рассмотрения принимаются только те автомобили, у которых $ЧТС > 0$, поэтому количество автомобилей может остаться меньше первоначального.

8. Определяются интегральные коэффициенты качества $K_{к1}$, $K_{к2}$, ..., $K_{кj}$ тех автомобилей, которые остались после сравнения ЧТС. Их рекомендуется определять методом «радара качества» или «профиля качества», которые изложены в работе [2]. Для этого выбирается номенклатура технико-эксплуатаци-

онных показателей, определяющих качество автомобиля с точки зрения потребителя.

9. Сравняются коэффициенты качества автомобилей. Это дает возможность оценивать автомобили-аналоги, у которых значения ЧТС близки. По теоретическим расчетам эксплуатация автомобиля определенной модели может оказаться экономически выгодной, на практике же спрос на автомобили и соответственно доход зависят также от их качества. Потребитель заинтересован в качестве заказанных им автомобилей, что гарантирует сохранность его груза и своевременность доставки в необходимый пункт. Автомобиль, у которого качество ниже других, может не вызвать интереса потребителей лесотранспортных услуг. Поэтому оценивать лесовозный подвижной состав только по критерию экономической эффективности недостаточно.

10. Производится окончательный выбор автомобилей, и на выбранном сегменте услуг закрепля-

ется тот автомобиль, у которого ЧТС и коэффициент качества имеют наилучшие значения. Показатель ЧТС обладает свойством аддитивности, поэтому умножением значения ЧТС одного автомобиля на их количество можно определить суммарную ЧТС по данному сегменту перевозок.

В итоге подбирается ПС для всех выбранных сегментов лесотранспортных услуг, формируется автопарк предприятия из экономически эффективных и качественных автомобилей. Сформированный парк по структуре отвечает требованиям потребителей и приносит максимальный доход предприятию. Для коммерческих автопарков целью является достижение максимальной ЧТС, т.е. $ЧТС_{парк} \Rightarrow \max$.

Методика может быть использована при создании автопарка лесовозного подвижного состава, пополнении парка предприятия, а также при организации перевозок в целях закрепления конкретных автомобилей за определенными маршрутами.

Библиографический список

1. Грузовые автомобильные перевозки: учебник для вузов / А.В. Вельможин, В.А. Гудков, Л.Б. Миротин, А.В. Куликов. М.: Горячая линия – Телеком, 2010. 560 с.
2. Нуретдинов Д.И. Методика выбора типа подвижного состава для автотранспортного предприятия по технико-экономическим критериям: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищ. 14.12.04 / Нуретдинов Дамир Имамудинович. Набережные Челны, 2004. 172 с.

УДК 656.13

Д.Н. Некрасов, С.В. Будалин
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

ВЫБОР ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ ПО ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

Для обоснованного выбора грузового автомобиля для вывозки лесоматериалов применительно к ЗАО «Фанком» Свердловской области принимаем следующие исходные данные: вид груза – сортименты; партионность груза – 20–50 м³; длина ездки с грузом – 100 км; среднее значение коэффициента использования грузоподъемности $\gamma = 0,968$; среднее значение коэффициента

использования пробега $\beta = 0,461$; природно-климатические условия – климат умеренно континентальный; рельеф местности – пересеченный; дни работы ПС в году – 150; время в наряде – 10 ч. Автомобили, предназначенные для выполнения данных видов перевозок, должны быть с высокой проходимостью, гидроманипулятором и прицепом-сортиментовозом [1].

Для сравнения выбираем лесовозные автомобили, которые по своим техническим параметрам отвечают вышеназванным требованиям, и заносим в табл. 1.

После выбора лесовозных автомобилей на следующем этапе производится оценка качества представленных автомобилей по критерию интегрального коэффициента. Выбирается номенклатура технико-

эксплуатационных показателей, характеризующих качество автомобиля с учетом особенностей условий эксплуатации, в том числе бездорожья, и требующих от автомобиля

маневренности, повышенной проходимости, большой мощности, хороших динамических и тормозных качеств. Учитывая эти особенности, для лесовозных автомобилей,

эксплуатируемых в условиях Среднего Урала, выбираем перечень из 20 технико-эксплуатационных показателей, который представлен в табл. 2 [1, 2].

Таблица 1

Выбранный лесовозный подвижной состав

Марка автомобиля	Грузоподъемность / грузместимость, т/м ³	
	автомобиля	автопоезда
IVECO-АМТ 633920	22,0/26,0	51,5/62,0
МАЗ 6303А8	17,0/20,0	52,0/62,0
УРАЛ 63773	19,0/23,0	53,5/64,0

Таблица 2

Технико-эксплуатационные показатели для оценки качества лесовозных автомобилей

№	Показатели	IVECO-АМТ 633920	МАЗ 6303А8	УРАЛ 63773
Прямые				
1	Грузоподъемность, т.	22,0	17,0	19,0
2	Мощность двигателя, кВт/л.с.	309/420	294/400	294/400
3	Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	1900	1766	1766
4	Рабочий объем двигателя, л	12,88	14,86	14,86
5	Средняя техническая скорость, км/ч	85	90	90
6	Заявленный ресурс до капитального ремонта, тыс. км	800	500	400
7	КПД автомобиля	0,207	0,188	0,139
8	Удельная мощность двигателя, кВт/т	18,7	21,5	21,8
9	Число передач	16М	9М	9М
10	Колесная формула	6x6	6x4	6x4
11	Передаточное число главной передачи	5,56	4,8	4,8
12	Максимальный преодолеваемый подъём, %	35	30	37
Обратные				
13	Габаритная длина, мм	10175	10500	9840
14	Минимальный удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с.·ч)	190(140)	200 (147)	194 (143)
15	Минимальный радиус поворота по габариту, м	12	11,2	11,0
16	Масса снаряженного автомобиля, т	16,6	13,7	13,5
17	Расход топлива, л/100 км (базовая норма)	27	26	32
18	Расход топлива, л/100 км (с прицепом)	40	39	45
19	Трудоемкость обслуживания ТО-1, н·ч нормо-ч	3,6	4,1	3,74
20	Трудоемкость обслуживания ТО-2, н·ч нормо-ч	8,4	15,1	14,0

За прямые принимаются показатели, максимальные значения которых приводят к улучшению качественных оценок автомобиля, а максимальные значения показателей, увеличение которых ухудшает качественные оценки, принимаются за обратные. Например: грузоподъемность, мощность двигателя – прямые показатели, а габаритная

длина, минимальный удельный расход – обратные [2].

Для преобразования абсолютных значений показателей в относительные и расчета интегрального показателя качества приравняем лучшие (максимальные) прямые показатели к единице, а худшие (максимальные) обратные показатели – к нулю (табл. 3).

Выбор модели лесовозного автомобиля IVECO-AMT 633920 по качественным и количественным техническим и эксплуатационным характеристикам, сделанный в результате приведенных расчетов, подтверждается практическими исследованиями, проведенными на кафедре автомобильного транспорта УГЛТУ.

Таблица 3

Определение интегрального коэффициента качества автомобилей

№	Показатели	IVECO-AMT 633920	MAZ 6303A8	УРАЛ 63773
Прямые				
1	Грузоподъемность	1	0,775	0,912
2	Мощность двигателя	1/1	0,95/0,95	0,95/0,95
3	Максимальный крутящий момент двигателя	1	0,929	0,903
4	Рабочий объем двигателя	0,867	1	1
5	Средняя техническая скорость	0,850	0,900	1
6	Заявленный ресурс до капитального ремонта	1	1	0,800
7	КПД автомобиля	1	0,908	0,671
8	Удельная мощность двигателя	0,850	0,986	1
9	Число передач	1	0	0
10	Колесная формула	1	0	0
11	Передаточное число главной передачи	1	0,863	0,863
12	Максимальный преодолеваемый подъём	0,745	0,638	1
Обратные				
13	Габаритная длина	0,031	0	0,063
14	Минимальный удельный расход топлива	0,05/0,048	0	0,03/0,027
15	Минимальный радиус поворота по габариту	0	0,067	0,083
16	Масса снаряженного автомобиля	0	0,173	0,185
17	Расход топлива (базовая норма)	0,156	0,188	0
18	Расход топлива (с прицепом)	0,111	0,133	0
19	Трудоемкость обслуживания ТО-1	0,122	0	0,088
20	Трудоемкость обслуживания ТО-2	0,444	0	0,073
Интегральный коэффициент качества K_k		0,605	0,481	0,481

Библиографический список

1. Грузовые автомобильные перевозки: учебник для вузов / А.В. Вельможин, В.А. Гудков, Л.Б. Миротин, А.В. Куликов. М.: Горячая линия – Телеком, 2010. 560 с.
2. Нуретдинов Д.И. Методика выбора типа подвижного состава для автотранспортного предприятия по технико-экономическим критериям: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищ. 14.12.04 / Нуретдинов Дамир Имамудинович. Набережные Челны, 2004. 172 с.

УДК 621.431

В.Н. Никишин, В.С. Гольмаков, В.Р. Исякаев
Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,
ОАО «КАМАЗ»,
г. Набережные Челны

НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ДОВОДКЕ ШЕСТЕРЁНЧАТЫХ ПРИВОДОВ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

Наибольшее распространение в автомобильных дизелях получили приводы на базе зубчатых передач и шлицевых соединений в первую очередь благодаря небольшим габаритам и возможности передачи высокой мощности по сравнению с цепными и зубчато-ремёнными приводами. В то же время зубчатые передачи обладают следующими недостатками:

- необходимостью обеспечения гарантированных зазоров в передачах с целью исключения заедания зубьев;
- небольшими размерами контактной площадки и вызванными этим высокими контактными давлениями;
- неравномерностью распределения нагрузки по длине зуба;
- циклическим характером изменения передаваемого крутящего момента и наличием ударных нагрузок;
- малым коэффициентом демпфирования колебаний и ударных нагрузок.

Опыт эксплуатации двигателей КАМАЗ показывает, что проблема надёжности приводов не может быть решена окончательно. С ростом форсировки двигателей проблема надёжности и долговечности приводов вновь актуализируется. По сравнению с базовым двига-

телем КАМАЗ-740 последующие двигатели КАМАЗ по мере ужесточения экологических требований имеют более высокие значения номинальной мощности двигателя при одновременном снижении частоты вращения коленчатого вала и увеличении давления впрыска топлива. Все три перечисленных фактора приводят к повышению:

- мощности и связанного с ней максимального крутящего момента, подводимого к колебательной системе;
- максимального давления сгорания (p_2), что увеличивает неравномерность крутящего момента;
- давления впрыска, что также увеличивает неравномерность передаваемого крутящего момента через привод.

Спроектированный для базового двигателя зубчатый привод ($m = 3$, $z_1 = 45$, $z_2 = 60$) газораспределительного механизма сохранил свою надёжность на двигателях Евро-1. При освоении двигателей Евро-2 зубчатый привод был усилен – для всех зацеплений применен модуль 4,5 мм. Для шестерни, установленной на коленчатом вале, как наиболее нагруженной, была применена сталь 15ХГ2ТА ГОСТ 4543-71 вместо стали 15ХФ ГОСТ 4543-71.

Дефекты серийного и модернизированного приводов возникли на

двигателях Евро-2 при их комплектации топливной аппаратурой (ТА) производства фирмы Бош (Германия). Данная ТА привела к увеличению динамических нагрузок на привод по сравнению с ТА ЯЗДА. Первоначально дефект проявлялся в виде разрушения вала привода ТНВД и элементов его крепления [1]. После усиления конструкции вала разрушения переместились на зубчатые передачи привода механизма газораспределения и топливного насоса. Дефекты имели вид усталостного выкрашивания зубьев. Причём очаги разрушения находились с обеих сторон зубьев, что свидетельствует о двустороннем ударном контакте зубьев, вызванном крутильными колебаниями. Дефекты наблюдались в 4 местах на шестерне коленчатого вала, которые расположены под углом 90° , что говорит о прямой зависимости дефекта с чередованием рабочих ходов на двигателе. Учитывая отсутствие дефектов на двигателях, укомплектованных ТА ЯЗДА, следует признать, что основной вклад в колебания зубчатого привода вносит ТНВД. Результаты торсиографирования вала привода ТНВД, выполненного по методике [2] на двигателе КАМАЗ 740.50-360, показали, что амплитуда его колебаний доходит до $0,6^\circ$ при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин^{-1} (рис.1).

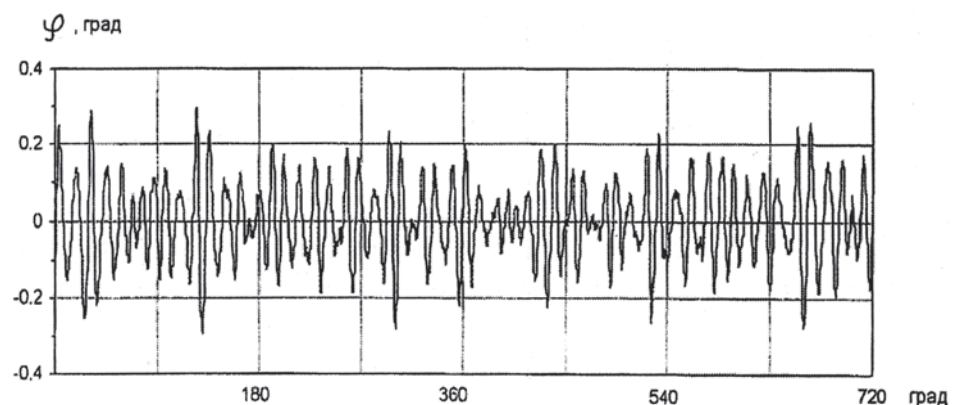


Рис. 1. Диаграмма углов закрутки вала привода двигателя 740.50-360

Тензометрирование вала привода ТНВД на другой модели двигателя (740.63-400 – Евро-3) показало, что передаваемый крутящий момент является знакопеременным, что приводит к разрыву кинематической цепи и ударам в зубчатых соединениях (рис. 2).

Металлографические исследования разрушенных шестерён выявили недостатки технологии изготовления зубьев – очагом разрушения явился уступ, образуемый при шлифовке боковых поверхностей зубьев при выходе шлифовального круга (диаметр впадин при этом не шлифуется, что позволяет сохранить упрочненный после дробеструйной обработки слой). Для устранения дефекта в зубчатой передаче с модулем 4,5 было принято решение ввести поднутрение на ножке зуба величиной 0,08 мм (после шлифовки), что исключило концентратор напряжения, имевшийся ранее.

На зубчатых передачах с модулем $m = 3$ введение поднутрения оказалось невозможным вследствие сложности изготовления специального зуборежущего инструмента. Для повышения прочности в данном случае были введены следующие улучшения:

- на шестерне коленчатого вала и промежуточной шестерне применена сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71 вместо 15ХФ ГОСТ 4543-71;
- применена плавная форма переходной кривой зуба;
- введена дробеструйная обработка диаметра впадин и переходной кривой.

Проведённые мероприятия позволили полностью исключить дефект. С целью исключения повторения дефекта на двигателях последующих семейств экологического класса Евро-3 и Евро-4 была проведена экспериментальная проверка по определению эффективности установки в привод ТНВД жидкостного демпфера крутильных колебаний. Место установки было выбрано с помощью проведенных экспериментальных исследований внутри картерного пространства двигателя – на валу привода ТНВД рядом с шестерней привода. Данное решение позволяет иметь узкий диапазон рабочих температур демпфера и эффективно отводить выделившуюся при гашении колебаний энергию. Место установки демпфера определило и его габариты – наружный диаметр 140 мм, ширина 50 мм, при которых эффективный момент инерции ($J_{\text{эфф}}$) демпфера составил 0,00839 кг·м². Для проведения испытаний было изготовлено три партии демпферов с различной вязкостью рабочей жидкости: 600 000, 300 000 и 50 000 сСт. В пределах партии у демпферов варьировались величины зазоров между корпусом и маховиком. Результаты показали, что демпферы с высокой вязкостью рабочей жидкости (600 000 сСт) являются неэффективными вне зависимости от величины зазора между маховиком демпфера и корпусом, так как вместо снижения приводят к увеличению амплитуды крутильных колебаний в первую очередь на номинальном

режиме работы двигателе. То есть в данном случае можно предположить, что вязкость рабочей жидкости настолько велика, что корпус демпфера движется с маховиком как одно целое. Увеличение момента инерции зубчатого колеса (за счёт присоединения дополнительной массы) приводит к значительному увеличению силы удара. Одним из способов снижения нагрузок, как было показано в работе [3], является уменьшение момента инерции зубчатых колес. Демпферы с вязкостью рабочей жидкости 300000 сСт показали среднюю эффективность, наибольшая была получена с демпфером, имеющим вязкость жидкости 50 000 сСт. При его установке на двигатель амплитуды крутильных колебаний снизились в 1,4–4,1 раза. На примере двигателя 740.63–400 (см. рис. 2 и 3) видно, что изменение в основном выражается в уменьшении отрицательных значений крутящего момента с 160 до 100 Нм.

Проблемы надёжности приводов возникли и на втором крупнейшем производителе автомобильных дизелей в РФ – Ярославском моторном заводе – по мере развития и освоения европейских экологических требований. В качестве предупреждающих мероприятий конструкторами предложена замена материала зубчатых колес и оптимизация параметров химико-термической обработки зубьев [4]. То есть решения, принятые ярославскими конструкторами, практически идентичны решениям, внедрённым на КАМАЗе, и направлены на повышение прочностных показателей зубчатых колес за счет применения материалов с улучшенными свойствами и совершенствования параметров упрочненного слоя.

Как показывает анализ работ по повышению надёжности зубчатых приводов двигателя, проведенных на отечественных двигателестроительных предприятиях, основное внимание уделяется экспериментальным методам – определению амплитуды колебаний, действующих напряжений, величин износа, надёжности при перегрузке. В качестве корректирующих мер в этом случае используются решения, влияющие на повышение прочностных характеристик (замена материала

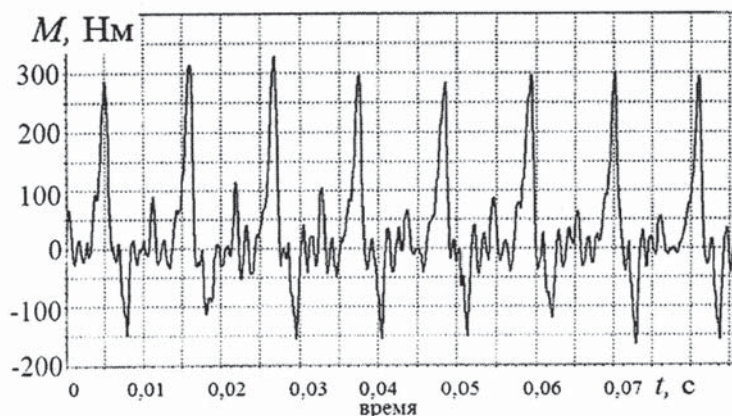


Рис. 2. Временная диаграмма изменения крутящего момента на валу привода ТНВД двигателя 740.63-400 на режиме 1400 мин⁻¹

и термообработки зубчатых колес), снижение удельных нагрузок за счет увеличения модуля зацепления, увеличение ширины зацепления или демпфирования колебаний за счет введения в колебательную систему дополнительного демпфера. Однако данный подход позволяет решать лишь текущую задачу, причем решение ничего не говорит разработчику о достаточности достигнутых результатов, а также потребуются ли дополнительные мероприятия для последующих моделей двигателей, обладающих еще большей форсировкой. Более того, перечисленные методы решения проблемы надежности приводов практически исчерпали себя, достигнув своего предела на уже выпускаемой продукции. Применение же новых решений невозможно без внедрения новых методов исследования проблем надежности приводов, которые могли бы дать качественно новую картину происходящих в приводе процессов. Тогда, воздействуя на входные данные и параметры передачи, можно определять их влияние на действующие в передаче нагрузки и тем самым подбирать решения, нейтрализующие влияние источников колебаний на зубчатый привод.

В данном случае представляется наиболее рациональным использование расчета математической модели, включающей:

- крутильную схему коленчатого вала и приводимых от него агрегатов и механизмов;
- зубчатые приводы с учетом размыкания кинематической цепи, переменной жесткости передачи

за счет однопарного и двухпарного зацеплений и перемещения контактной линии по высоте зуба;

- радиальные перемещения зубчатых колес в пределах имеющихся зазоров в подшипниках, которые в предельных случаях при наличии износов могут достигать значительных величин ($\pm 0,1$ мм);

- математическую модель демпфирующих элементов;

- внешние источники возбуждения и демпфирования колебаний (газовые силы в цилиндре двигателя, топливный насос, силы трения).

Аналитическое решение виртуальной математической модели представляется неоправданно трудоемким или же потребует введения значительного числа допущений, в связи с чем основное внимание при расчете зубчатых приводов следует уделить численным методам. Описанная математическая модель позволяет:

- оценить влияние зазоров, момента инерции зубчатых колес и других масс крутильной схемы на амплитуды колебаний и действующие нагрузки;

- определить наиболее эффективное место установки демпфера и его характеристики;

- подобрать параметры зубчатого зацепления.

Достигнутый уровень форсировки двигателей и требований по ресурсу автомобильной техники (1 млн км) не позволяет опираться только на экспериментальные методы и проводить доводку уже разработанных или поставленных на производство изделий и требует обеспечения надежности уже на этапе принятия конструкторских решений, что делает необходимым применение комплексных расчетов, учитывающих взаимное влияние процессов, происходящих в двигателе.

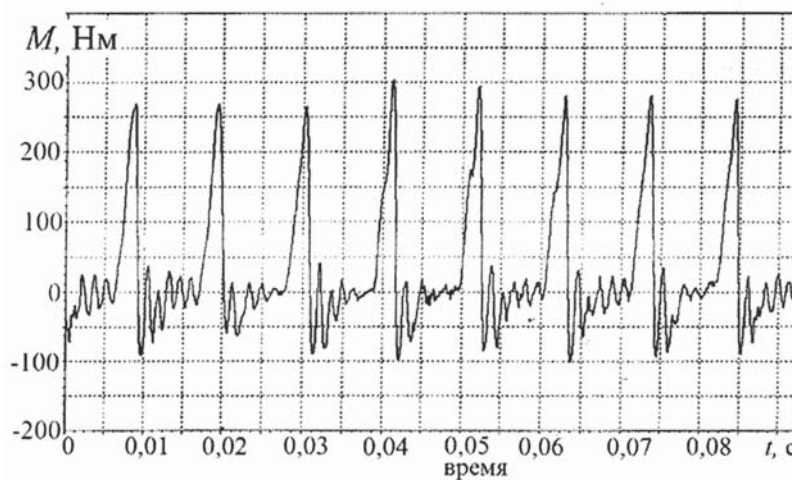


Рис. 3. Временная диаграмма изменения крутящего момента на валу привода ТНВД двигателя 740.63–400 на режиме 1400 мин^{-1} (с демпфером)

Библиографический список

1. Угловые колебания привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ / В.С. Гольмаков, В.Н. Никишин, С.М. Леонов, А.П. Сосновский // Автомоб. пром-сть. 2012. № 1. С. 14–16.
2. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Ч. II. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2008. 175 с.
3. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Ч. I. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2006. 456 с.
4. Жуков А.А., Жуков В.А., Навоев А.П. Повышение надежности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ // Автомоб. пром-сть. 2009. № 3. С. 32–34.

УДК 621.436.05

В.Н. Никишин, К.Н. Светличный

Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,

г. Набережные Челны

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИЛИКОНОВОГО ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ

Оценку эффективности демпферов крутильных колебаний коленчатого вала дизеля можно проводить несколькими способами: непосредственно тензометрированием коленчатого вала и торсиографированием носка коленчатого вала. Первый способ применяется в исключительных случаях, так как требует сложнейшей процедуры препарирования коленчатого вала тензодатчиками и организации токосъёма электрического сигнала. При торсиографировании несколько упрощается процедура. Но тоже остаётся довольно сложной и, как правило, требует переделки конструкции со стороны носка коленчатого вала для орга-

низации установки торсиографа и съёма электрического сигнала, что приводит к искажениям действительной крутильной системы коленчатого вала и соответственно результатам измерений. Исследованиями авторов установлена взаимосвязь между вибрациями на стяжном болте первой коренной опоры блока цилиндров и крутильными колебаниями коленчатого вала, что показано на рис. 1. Анализом выявлено, что уровень спектральной составляющей 250 Гц коррелируется с углом закрутки, чем общий уровень вибраций. Таким образом, параметры вибрации на стяжном болте первой коренной опоры качественно характеризуют

крутильные колебания коленчатого вала. Оценка крутильной системы с помощью замеров вибраций не изменяет действительную крутильную систему коленчатого вала. Данная методика использовалась также и при оценке эффективности демпферов крутильных колебаний.

В процессе производства и доводки конструкции жидкостных демпферов крутильных колебаний возникает необходимость оценки эффективности и работоспособности демпферов. Такие испытания проводились на автомобильном дизеле V8ЧН 12/12 мощностью 191 кВт. Испытанию были подвергнуты более 20 силиконовых демпферов.

На рис. 2 представлены результаты измерений вибраций. Анализом выявлено, что при работе дизеля без демпфера крутильных колебаний отмечаются резонансные зоны (кривые 1 и 3), наиболее важный резонанс из них наблюдается при 1850 мин^{-1} частоты вращения коленчатого вала дизеля. Данный резонанс находится в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля. Кривые 2 и 4 соответствуют работе дизеля с демпферами крутильных колебаний. Эти кривые построены по осреднённым данным испытаний более 20 демпферов. Откуда следует, что все демпферы эффективны и работоспособны.

При работе дизеля с некоторыми демпферами на спектральной составляющей 250 Гц отмечаются пики вибраций при 1600 и 2500 мин^{-1} частоты вращения коленчатого вала (рис. 3, кривая 4). Такие демпферы подлежали разборке. Было выявлено, что на маховике демпфера на радиусе заливных пробок имеются задиры в виде кольцевой полосы шириной 12 мм.

Из рис. 2 (кривые 1 и 2) следует, что в диапазоне $2400\text{--}2800 \text{ мин}^{-1}$

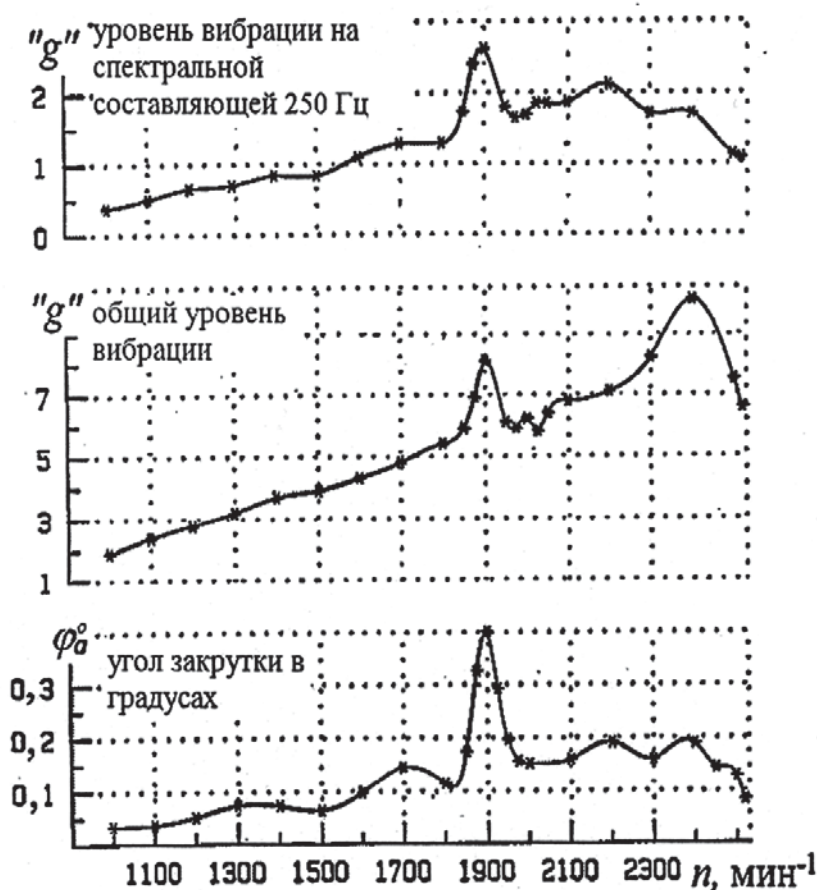


Рис. 1. Взаимосвязь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте блока цилиндров

частот вращения коленчатого вала вибрация на спектральной составляющей 250 Гц выше, чем при работе двигателя без демпфера. Это можно объяснить тем, что в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала под действием центробежных сил выбирается радиальный зазор между маховиком и корпусом или между маховиком и ступицей корпуса демпфера. Маховик снижает подвижность перемещений относительно корпуса и совершает вместе с ним колебания, не выполняя своих функций. Поле разброса кривой 2 объясняется разбросом величины зазоров между маховиком и корпусом демпфера. По данным торсиографирования известно, что при частоте вращения 1850 мин^{-1} крутильная система коленчатого вала резонирует с 8-моторной гармоникой, а при 2700 мин^{-1} – соответственно с 5,5-гармоникой. Из чего следует, что демпфер на этих частотах вращения коленчатого вала не эффективен. При данной частоте вращения маховик работает как «масса» совместно с корпусом демпфера.

Для выяснения этого вопроса были проведены замеры вибраций на частоте вращения коленчатого вала, т.е. на спектральной составляющей $n/60$. Данные измерений представлены на рис. 3 – кривые 1 и 2. Анализом выявлено, что при 1850 мин^{-1} частоты вращения коленчатого вала при работе дизеля без демпфера наблюдается пик вибрации, который при установке демпфера как бы устраняется. Но при этом кривые, соответствующие полю разброса, по данным более 20 демпферов находятся выше кривой 1. Это явление можно объяснить недостаточно эффективной балансировкой маховика демпфера и его смещением (децентровкой) в пределах зазора. При вращении коленчатого вала ориентация маховика относительно ступицы может изменяться. Низкий уровень вибрации на спектральной составляющей $n/60$ обусловлен такой фиксацией маховика, при которой дисбаланс демпфера в целом минимален.

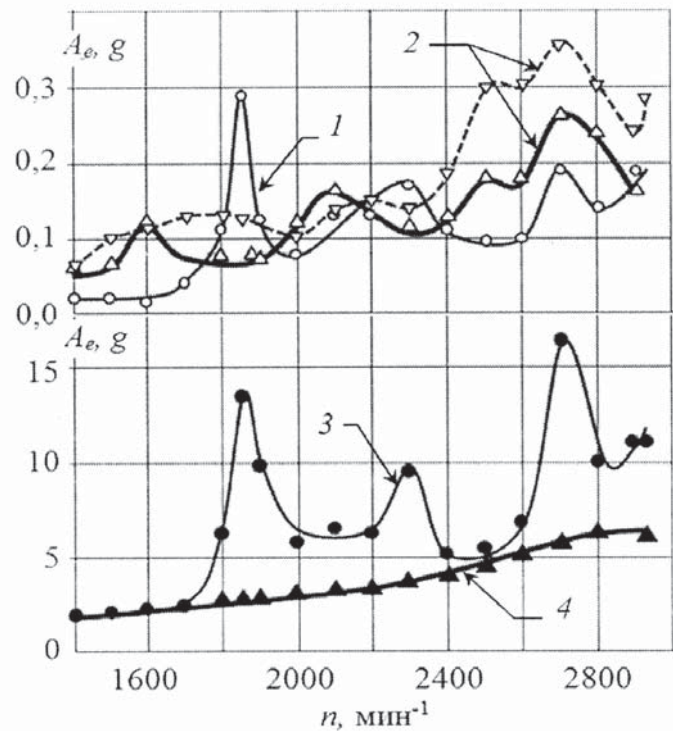


Рис. 2. Общий уровень и 250 Гц спектральная составляющая вибрации на 1-й коренной опоре блока цилиндров: 1, 3 – без демпфера крутильных колебаний, соответственно 250 Гц составляющая и общий уровень вибраций; 2, 4 – с демпферами, соответственно 250 Гц составляющая и общий уровень вибраций

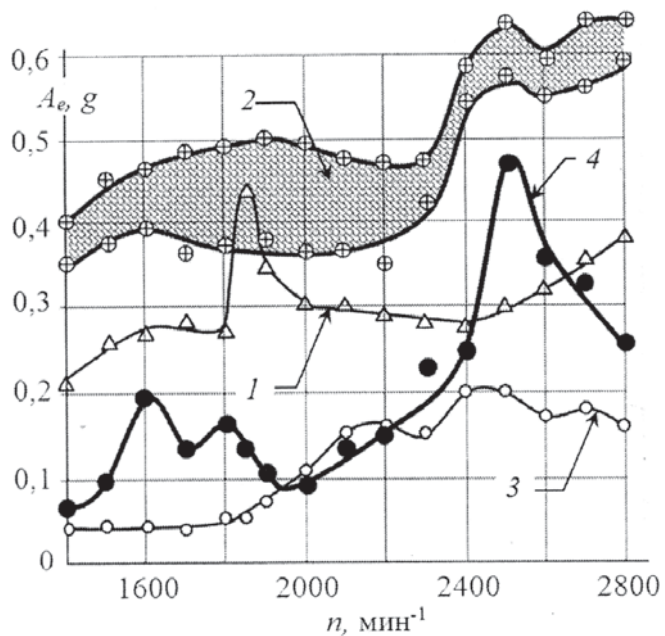


Рис. 3. Спектральная составляющая $n/60$ вибрации на 1-й коренной опоре блока цилиндров с исправными и неисправными демпферами: 1, 2 – спектральная составляющая $n/60$ вибрации, соответственно без демпфера и с исправными демпферами крутильных колебаний; 3 – спектральная составляющая $n/60$ вибрации с неисправным демпфером крутильных колебаний; 4 – 250 Гц спектральная составляющая вибрации с неисправным демпфером крутильных колебаний

УДК 621.436

В.Н.Никишин, К.Г.Белоконь
Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА, г. Набережные Челны
С.В.Сибиряков
г. Протвино, Московская обл., ЗАО НПО «Турботехника»

УДАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Теоретические и экспериментальные исследования крутильных колебаний коленчатого вала на современном уровне с точки зрения прочности самого коленчатого вала достаточно хорошо изучены, что позволяет обеспечить необходимую его прочность. В учебные пособия по двигателям внутреннего сгорания уже введены разделы «Удары в КШМ». В.Н. Луканин в работе [1] отмечает, что удары могут возникать в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, в сопряжении «коленчатый вал – шатун – поршневой палец – поршень».

В связи с форсированием ДВС стали проявляться и другие нежелательные последствия воздействия крутильных колебаний коленчатого вала – шум, вибрация, повышенный расход топлива и масла, разрушения приводов механизмов от коленчатого вала [2, 3, 4]. В работе [2] было теоретически и экспериментально показано, что в шестерёнчатом приводе масляного насоса нагрузки на зуб при резонансе крутильных колебаний возрастают в 50–60 раз и приводят к питтингу и поломкам зуба. В современных автомобильных дизелях применяют ТНВД с повышенной энергией впрыска, что создаёт неравномерность момента со стороны ТНВД и приводит к возникновению резонансов крутильных колебаний в приводе ТНВД и его поломкам [4]. Для обеспечения надёжной работы привода ТНВД стали применять демпферы крутильных колебаний.

При крутильных колебаниях кривошипа с амплитудой φ_a шатунная шейка коленчатого вала совершает перемещения на величину Δ_a , которая определяется следующим выражением:

$$\Delta_a = r \operatorname{tg} \varphi_a,$$

где r – радиус кривошипа; φ_a – амплитуда угла закрутки (рис. 1).

В свою очередь, перемещения шатунной шейки в пределах зазора подшипника, вызванные крутильными колебаниями, вызывают обратные перемещения коренной шейки (хотя и с меньшим диапазоном) в пределах зазоров подшипника коренной опоры коленчатого вала. Таким образом, должна существовать связь между вибрациями двигателя, вызванными ударными процессами в подшипниках скольжения коленчатого вала, и крутильными колебаниями.

Крутильные колебания можно измерить непосредственно с помощью датчика торсиографа, устанавливаемого на носок коленчатого вала. Для установки датчика торсиографа приходится зачастую изменять штатную конструкцию приводов со стороны носка коленчатого вала, что приводит к возможным несоответствиям исследуемой колебательной системы и штатной системы.

Известно, что у автомобильных дизелей максимальный угол закрутки имеет носок коленчатого вала, а узел колебаний находится в районе маховика. Для определения связи крутильных колебаний коленчатого вала и вибраций дизель препарировался одновременно датчиком торсиографа и пьезоакселерометром. Датчик торсиографа устанавливался на носок коленчатого вала, а пьезоакселерометр монтировался при помощи шпильки на стяжной болт первой коренной опоры и был ориентирован поперёк оси коленчатого вала в горизонтальном направлении. Испытания проводились на автомобильном дизеле V8H 12/12.

На рис. 2 приведена внешняя скоростная характеристика исследуемого дизеля, а на рис. 3–5 – результаты торсиографирования носка коленчатого вала. Анализ торсиограмм

производился по 10 циклам работы дизеля. С помощью персонального компьютера данные аналогового сигнала оцифровывались, определялись максимальные амплитуды углов закрутки носка коленчатого вала и рассчитывались средние значения амплитуд в градусах. Для определения резонирующих гармоник использовалась программа быстрого преобразования Фурье (БПФ). Необходимо отметить, что данные экспериментов, представленные на рис. 2–5, относятся к двигателю с внештатной комплектацией. Вместо гидромуфты устанавливался специальный фланец отбора мощности для монтажа датчика торсиографа.

Для измерения вибраций использовался стандартный комплект виброизмерительной аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер», состоящий из пьезоакселерометра, предусилителя, частотного анализатора и самописца. За оценочные параметры вибраций принимались общие уровни среднеквадратичного значения виброускорения, а также среднеквадратичное значение спектральной составляющей с частотой

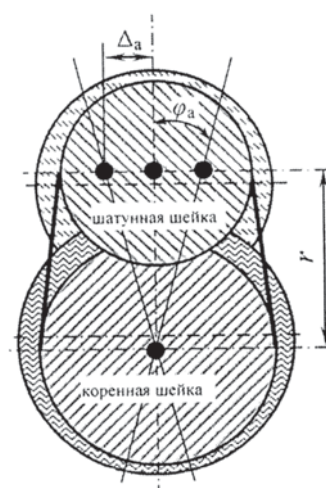


Рис. 1. Схема перемещения кривошипа от крутильных колебаний

250 Гц при ширине полосы пропускания 316 Гц. Значение 250 Гц соответствует 8-й моторной гармонике на резонансном режиме, а полоса пропускания в 316 Гц определялась экспериментально методом подбора.

Из рис. 3 следует, что кривая угла закрутки носка коленчатого вала имеет несколько резонирующих пиков. Наиболее явный резонанс отмечается при частоте вращения коленчатого вала, равной 1900 мин^{-1} . При

этом резонанс происходит с 8-моторной гармоникой, что выявлено БПФ и показано на рис. 4. Временная диаграмма (см. рис. 5) также отражает чисто резонансный характер колебаний системы коленчатого вала на данном режиме работы дизеля. Применение силиконового демпфера крутильных колебаний полностью устраняет резонансы крутильных колебаний системы коленчатого вала во всём диапазоне

рабочих частот вращения коленчатого вала (см. рис. 3, кривая 2). Из сравнения временных диаграмм без демпфера (см. рис. 5) и с демпфером крутильных колебаний (рис. 6) следует, что хотя демпфер работает эффективно, но крутильные колебания остаются с той же гармоникой 8-го порядка.

На рис. 7 показаны результаты замеров параметров вибрации стяжного болта и их сравнение

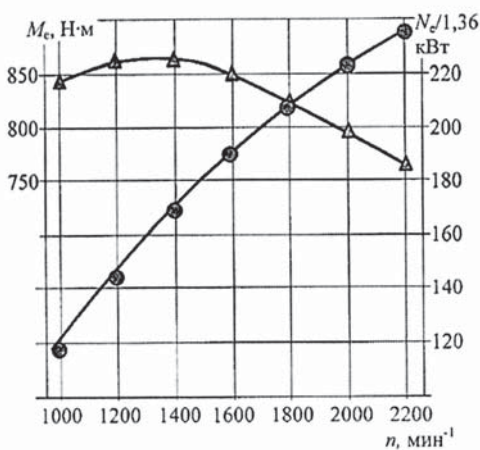


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика дизеля V8H 12/12

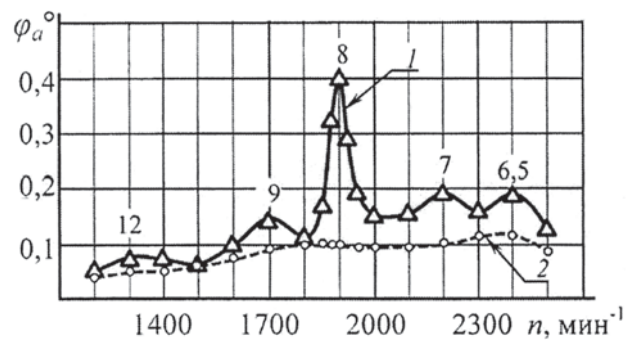


Рис. 3. Амплитуда угла закрутки носка коленчатого вала при работе дизеля по ВСХ: 1 и 2 – соответственно без демпфера и с демпфером крутильных колебаний; 6,5; 7; 8; 9; 12 – номера резонирующих моторных гармоник

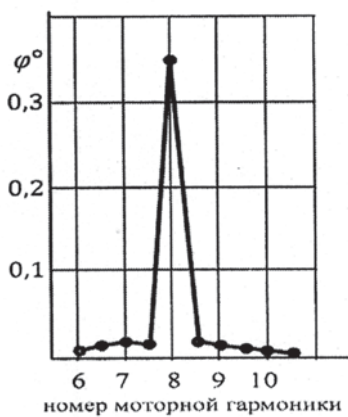


Рис. 4. Спектр угла закрутки носка коленчатого вала при $n=1900 \text{ мин}^{-1}$



Рис. 5. Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ без демпфера крутильных колебаний

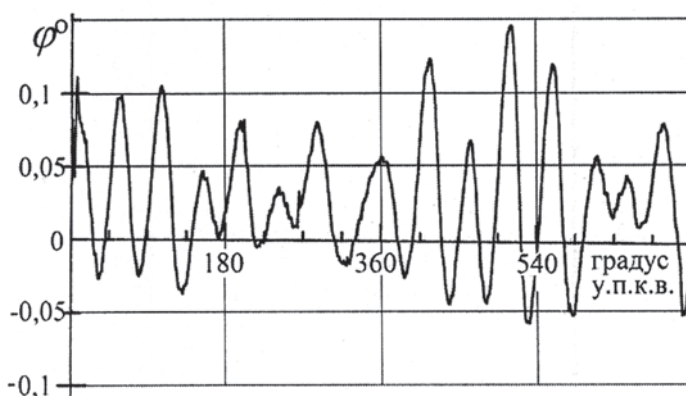


Рис. 6. Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ с демпфером крутильных колебаний

с замерах угла закрутки носка коленчатого вала.

Показано, что характер изменения кривых общего уровня вибраций и изменения угла закрутки носка коленчатого вала идентичен. Наблюдается совпадение пиков на кривых вибрации и угла закрутки.

Анализом выявлено, что уровень спектральной составляющей 250 Гц лучше коррелируется с углом закрутки, чем общий уровень вибраций. Таким образом, параметры вибрации на стяжном болте первой коренной опоры качественно характеризуют крутильные колебания коленчатого вала.

Анализируя данные рис. 7 с учетом схемы рис. 1, определяем, что при амплитуде угла закрутки носка коленчатого вала, равной $0,4^\circ$, амплитуда перемещения на оси шатунной шейки составит $0,42$ мм, а двойная амплитуда – соответственно $0,84$ мм. Учитывая, что зазор в подшипнике находится в пределах $0,07–0,117$ мм, приходим к выводу об ударах шатунной шейки о шатунный подшипник. На радиусе коренной шейки ($R_{к.ш.} = 42,5$ мм) двойная

амплитуда будет равняться $0,6$ мм, что также вызывает ударные явления в подшипнике. Для проверки данного положения были произведены замеры вибраций с демпфером крутильных колебаний (рис. 8, а).

Из рис. 3 следует, что демпфер полностью устраняет резонансные колебания и снижает амплитуду угла закрутки до $0,1^\circ$ и соответственно снижается амплитуда перемещений шейки вала в 4 раза до $0,1$ мм. Данная величина всё-таки является достаточной для возникновения ударных явлений в подшипниках коленчатого вала. В спектре составляющие с частотами 250 и 320 Гц снижены в 3 раза, что близко соответствует снижению угла закрутки. Высокочастотные колебания при этом уменьшаются от 2 до 7 раз, хотя при этом они остаются все ещё определяющими в спектре составляющими.

Аналогичные испытания были проведены на двигателе V8ЧН 12/12 с другой форсировкой: номинальная мощность 191 кВт при номинальной частоте вращения 2600 мин⁻¹. Результаты показаны на рис. 9–11.

При работе дизеля по ВСХ отмечаются 4 резонансных режима. Наиболее сильные из них возникают при частотах вращения коленчатого вала n 1850 и 2700 мин⁻¹ с 8-й и 5,5-й моторными гармониками. Но поскольку частота вращения вала 2700 мин⁻¹ не является рабочей, анализу подлежит режим $n = 1850$ мин⁻¹. Амплитуда на этом режиме составляет $0,311^\circ$, что в 1,3 раза ниже, чем на дизеле мощностью 162 кВт при номинальной частоте 2200 мин⁻¹. На рис. 9 представлены сравнительные результаты торсиографирования коленчатого вала двигателя без и с силиконовым демпфером крутильных колебаний. Эффективность демпфера на резонансных режимах 1850 и 2700 мин⁻¹ различна. Так, в первом случае амплитуда угла закрутки снижена до $0,065^\circ$, а во втором – только до $0,15^\circ$. Соответственно эффективность составляет 4,8 и 2,1 раза. Общий уровень вибрации и спектральная составляющая 250 Гц достаточно адекватно коррелируются с углом закрутки (см. рис. 10). Спектр вибрации на

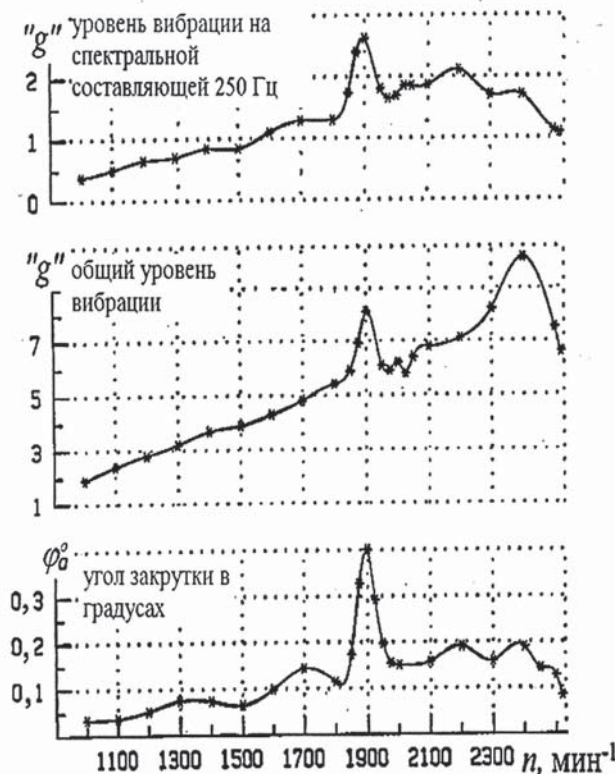


Рис. 7. Взаимосвязь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте блока цилиндров

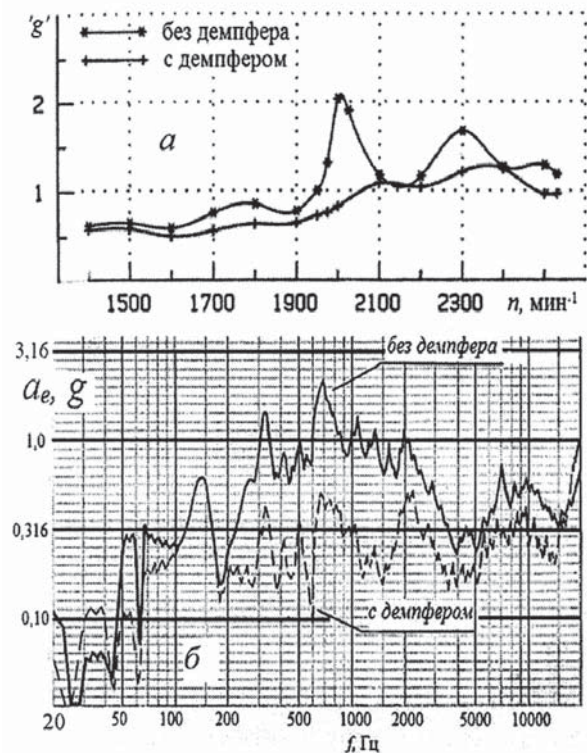


Рис. 8. Вибрации на стяжном болте блока цилиндров без фланца торсиографа: а – спектральная составляющая вибрации 250 Гц; б – спектр при $n=2000$ мин⁻¹

резонансном режиме показан на рис. 11. В отличие от спектра, показанного на рис. 8, здесь наиболее явно выражена высокочастотная составляющая в диапазоне 1500–3000 Гц, причём уровень вибра-

ции на частоте 2000 Гц превосходит другие составляющие от 3 до 6 раз.

В статье представлены экспериментальные результаты исследований, которыми доказана четкая корреляция между ударными процессами и вибрациями, происходящими в подшипниках скольжения кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания, и крутильными колебаниями коленчатого вала.

ляция между ударными процессами и вибрациями, происходящими в подшипниках скольжения кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания, и крутильными колебаниями коленчатого вала.

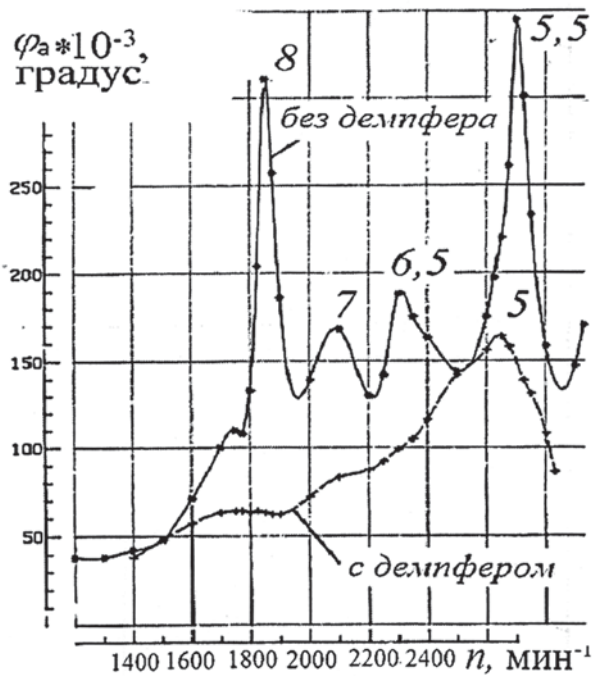


Рис. 9. Зависимость амплитуды угла закрутки носка коленчатого вала дизеля мощностью 191 кВт: 5; 5,5; 6,5; 7; 8 – номера резонирующих моторных гармоник

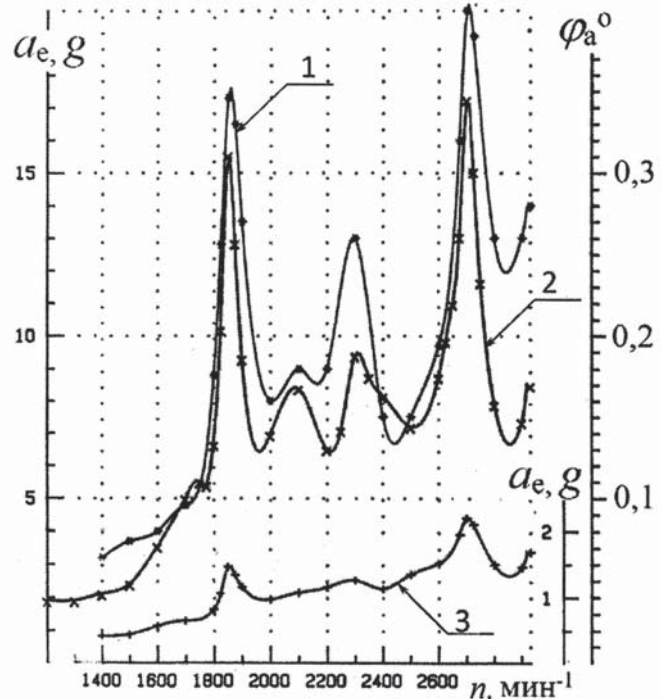


Рис. 10. Связь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте:

1 – среднееквадратичное значение общего уровня вибрации; 2 – угол закрутки; 3 – среднееквадратичное значение вибрации спектральной составляющей 250 Гц

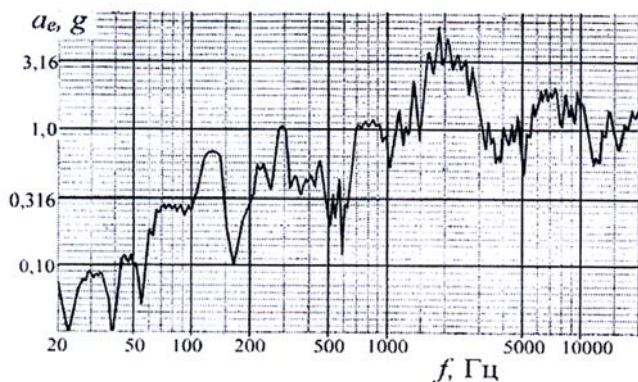


Рис. 11. Спектр вибраций на стяжном болте на резонансном режиме при $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$

Библиографический список

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2: Динамика и конструирование: учебник / В.Н. Луканин., И.В. Алексеев., М.Г. Шатров [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 319 с.: ил.
2. Никишин В.Н., Серпов А.С., Малышенко В.В. Вибронагруженность и расчет соударения в шестеренчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля // Двигателестроение. 1987. № 3. С. 18–22.
3. Никишин В.Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомоб. пром-сть. 2007. № 2. С. 11–14.
4. Исследование угловых колебаний привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ / В.С. Гольмаков, В.Н. Никишин, А.П. Сосновский, С.М. Леонов // Матер. междунар. науч.-техн. конф. ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России», посвящ. 145-летию МГТУ «МАМИ», 2010. Кн. 2 (Секция 2: Поршневые и газотурбинные двигатели). М.: МГТУ «МАМИ», 2010. С. 90–95.

УДК 621.436

Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев
ФГБОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»,
г. Екатеринбург

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ И ДАВЛЕНИЯ ПОТОКА В ВЫПУСКНОМ КАНАЛЕ ПОРШНЕВОГО ДВС

Существует значительный резерв роста энергетических и экономических показателей двигателей за счет улучшения газодинамических характеристик газоздушных трактов, в частности за счет модернизации выпускных каналов ДВС [1–2]. Данная работа посвящена экспериментальному исследованию динамики процесса выпуска применительно к двигателю размерности 8,2/7,1.

С этой целью была разработана и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой

натурную модель одноцилиндрового двигателя без поршневой части. Подробное описание особенности функционирования установки, конфигурации выпускного тракта, а также датчиков и методов измерения представлено в [3].

Исследования проводились в выпускном канале в разных контрольных сечениях при различных частотах вращения n коленчатого вала (от 600 до 3000 мин⁻¹) при разных постоянных избыточных давлениях на выпуске без использования глушителя шума. Температура

воздуха в подающей магистрали составляла 22–24 °С. Среднее избыточное давление p_b в камере перед выпускным клапаном регулировалось в диапазоне 0,5–2,0 бар.

Совмещенные зависимости (для контрольного сечения на расстоянии 140 мм от входа в канал) скорости w_x и давления p_x от угла поворота φ при разных частотах вращения n представлены на рис. 1.

Было установлено, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления. Следует отметить, что обратный эффект наблюдался в процессе впуска в поршневом ДВС [4], где динамика процесса, напротив, усложнялась по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала.

Примечательно, что и после закрытия выпускного клапана наблюдаются значительные колебания как скорости потока воздуха, так и давления. На этом основании следует полагать, что движение потока воздуха в выпускном тракте не прекращается, и это явление особенно характерно для высоких частот вращения коленчатого вала. Аналогичные эффекты наблюдались и для процесса впуска [4], где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не становилась равной нулю.

Наличие пульсации давления после закрытия выпускного клапана, по-видимому, объясняется тем, что после его закрытия в выпускном тракте вблизи клапанного узла возникает область разрежения, которая заставляет поток вернуться обратно с последующим отражением от закрытого клапана и т. д. Этот процесс движения аксиальной волны будет происходить до тех пор, пока

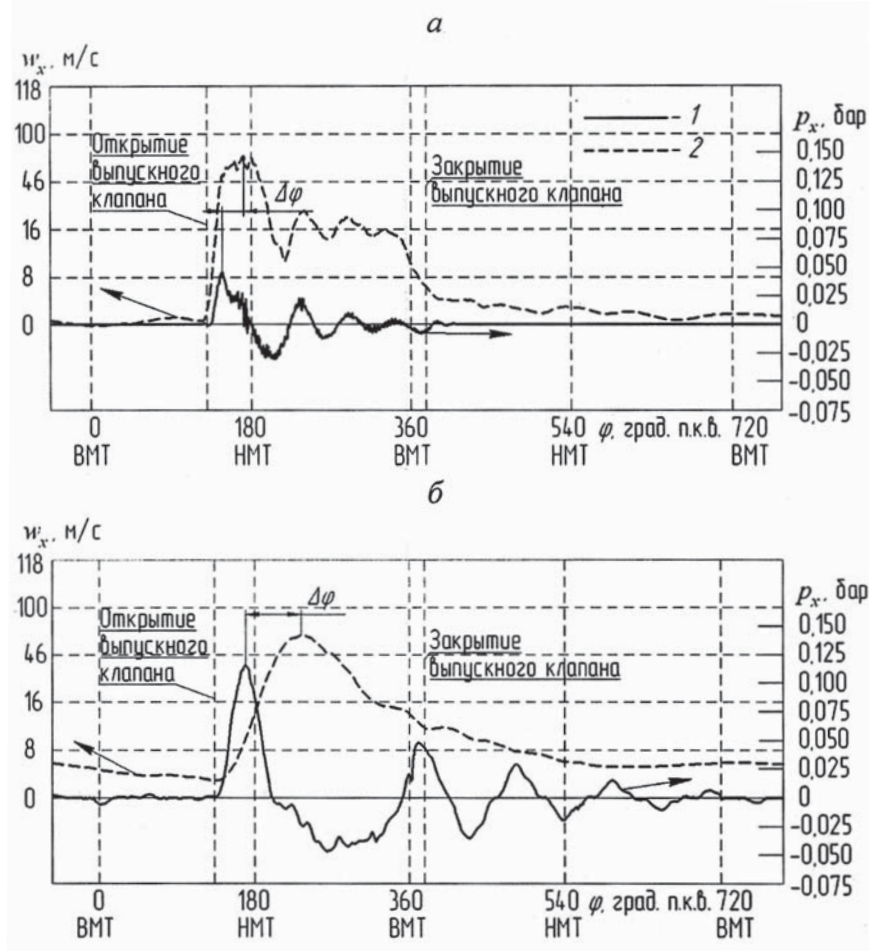


Рис. 1. Зависимости давления p_x (1) и скорости потока воздуха w_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном канале при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала: $a - n = 600$ мин⁻¹; $b - 3000$ мин⁻¹

не будет израсходована энергия потока. Диссипативный процесс при малых оборотах коленчатого вала, когда промежутки времени между тактами достаточно велики, успевает развиваться в полной мере, и поэтому выпуск происходит практически в условиях прямолинейного движения. При высоких оборотах диссипация не успевает завершиться, и вплоть до следующего такта выпуска сохраняется упомянутый колебательный процесс [5].

Обращает на себя внимание запаздывание прохождения максимума w_x по отношению к пику p_x на величину $\Delta\varphi$ (см. рис. 1), что характерно для всех режимов и контрольных сечений. При этом в нашем случае запаздывание находилось в диапазоне от 1,7 до 5 мс с тенденцией роста по мере увеличения n .

Нормированные амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока S_{p_x} в выпускном канале (рис. 2) указывают на линейный характер пульсаций: при всех значениях числа оборотов коленчатого

вала значимые частоты спектра являются примерно кратными возмущающей частоте – частоте открытия выпускного клапана

Проведенные «холодные» продувки показали необходимость дальнейшего исследования процесса выпуска именно в динамике, учитывая его колебательный характер. Следует предположить, что ослабление обратных токов в выпускном канале может привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших

газов. Необходимо также уточнить другие факторы, которые существенно влияют на эффективность процесса выпуска, и на основании полной картины явления разработать способы совершенствования данного процесса желательного с минимальными конструктивными изменениями выпускной системы. При этом в качестве отдельного вопроса возникает задача согласования характеристик впускного и выпускного трактов в динамике.

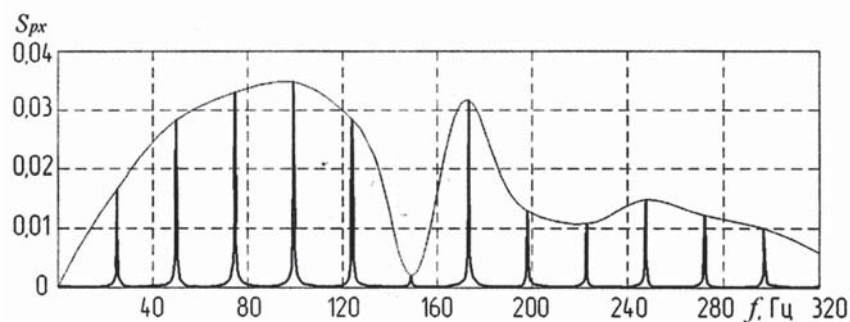


Рис. 2. Собственные спектры пульсаций давления потока p_x в выпускном канале ($L_2 = 140$ мм) при $p_b = 2,0$ бар и для $n = 3000$ мин⁻¹

Библиографический список

1. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 175 с.
2. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малолитражных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган [и др.]; под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.
3. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, А. В. Крестовских, Д. Л. Падаляк // Вестн. акад. воен. наук. 2011. № 2. С. 267–270.
4. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. 2009. № 1. С. 24–27.
5. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. Двигатели внутреннего сгорания: учебник. В 3 т. Т.1: Теория рабочих процессов. М.: Высш. шк., 1995. 368 с.

УДК 629.113.012.82/83

С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Ужесточение требований к комфортности и надежности подвески автотранспортных средств побуждает к теоретическим и экспериментальным исследованиям в этом направлении. Современный виток развития ходовых частей характеризуется широким внедрением пнев-

матических и гидропневматических подвесок, а также более современных управляемых амортизаторов. Принцип управления амортизатора заключается в изменении сечения дроссельных отверстий в зависимости от условий движения. Возможность управления, в том числе

в автоматическом режиме, позволяет существенно увеличить диапазон работы амортизатора. Такая система серийно выпускается, например, на автомобилях *BMW X5*, *Volkswagen Golf*. В частности, существует система *CDC (Continuous Damping Control)* – система непрерывного

не будет израсходована энергия потока. Диссипативный процесс при малых оборотах коленчатого вала, когда промежутки времени между тактами достаточно велики, успевает развиваться в полной мере, и поэтому выпуск происходит практически в условиях прямолинейного движения. При высоких оборотах диссипация не успевает завершиться, и вплоть до следующего такта выпуска сохраняется упомянутый колебательный процесс [5].

Обращает на себя внимание запаздывание прохождения максимума w_x по отношению к пику p_x на величину $\Delta\varphi$ (см. рис. 1), что характерно для всех режимов и контрольных сечений. При этом в нашем случае запаздывание находилось в диапазоне от 1,7 до 5 мс с тенденцией роста по мере увеличения n .

Нормированные амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока S_{p_x} в выпускном канале (рис. 2) указывают на линейный характер пульсаций: при всех значениях числа оборотов коленчатого

вала значимые частоты спектра являются примерно кратными возмущающей частоте – частоте открытия выпускного клапана

Проведенные «холодные» продувки показали необходимость дальнейшего исследования процесса выпуска именно в динамике, учитывая его колебательный характер. Следует предположить, что ослабление обратных токов в выпускном канале может привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших

газов. Необходимо также уточнить другие факторы, которые существенно влияют на эффективность процесса выпуска, и на основании полной картины явления разработать способы совершенствования данного процесса желательного с минимальными конструктивными изменениями выпускной системы. При этом в качестве отдельного вопроса возникает задача согласования характеристик впускного и выпускного трактов в динамике.

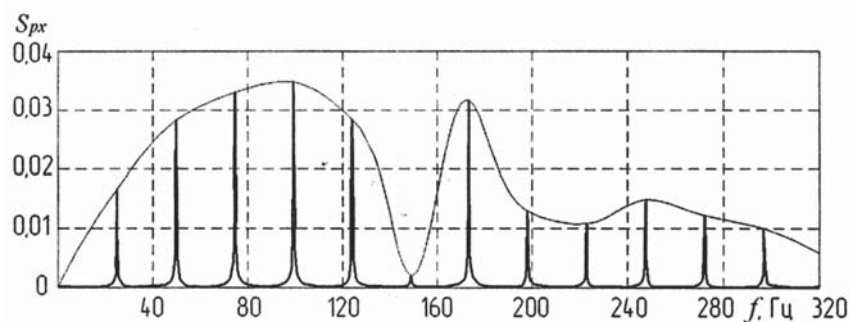


Рис. 2. Собственные спектры пульсаций давления потока p_x в выпускном канале ($L_2 = 140$ мм) при $p_b = 2,0$ бар и для $n = 3000$ мин⁻¹

Библиографический список

1. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 175 с.
2. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малолитражных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган [и др.]; под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.
3. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, А. В. Крестовских, Д. Л. Падалая // Вестн. акад. воен. наук. 2011. № 2. С. 267–270.
4. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. 2009. № 1. С. 24–27.
5. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. Двигатели внутреннего сгорания: учебник. В 3 т. Т.1: Теория рабочих процессов. М.: Высш. шк., 1995. 368 с.

УДК 629.113.012.82/83

С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Ужесточение требований к комфортности и надежности подвески автотранспортных средств побуждает к теоретическим и экспериментальным исследованиям в этом направлении. Современный виток развития ходовых частей характеризуется широким внедрением пнев-

матических и гидропневматических подвесок, а также более современных управляемых амортизаторов. Принцип управления амортизатора заключается в изменении сечения дроссельных отверстий в зависимости от условий движения. Возможность управления, в том числе

в автоматическом режиме, позволяет существенно увеличить диапазон работы амортизатора. Такая система серийно выпускается, например, на автомобилях *BMW X5*, *Volkswagen Golf*. В частности, существует система *CDC (Continuous Damping Control)* – система непрерывного

управления демпфированием), устанавливаемая на автомобилях *Opel Astra* последнего поколения.

Естественно, что внедрению такой подвески на машину должно предшествовать тщательное исследование. Отсюда следует постановка задачи: создание методики расчетно-теоретического исследования управляемых подвесок. Цель работы – разработка методики расчета характеристик управляемого амортизатора. Объект исследования – легковой автомобиль с управляемыми амортизаторами. Используемые методы:

- частотный анализ динамических систем при расчете плавности хода;
- системный анализ микропрофиля дороги;
- расчет плавности хода с использованием математических систем *MathCad*.

Основные положения методики:

- на основе расчета плавности хода автомобиля на разных дорогах и с различной загрузкой определяют оптимальные значения коэффициента сопротивления амортизатора передней и задней осей, обеспечивая максимальное сопротивление по плавности хода, и строят зависимость $V_{\max} = F(k_{cp})$;
- определяют диапазон изменения сопротивления управляемого амортизатора для передней и задней подвесок;
- выбирают схему управления гидравлики управляемого амортизатора и рассчитывают необходимые площади дроссельных отверстий f_{\min} и f_{\max} .

В исследованиях используется двухмассовая схема подвески с учетом деформации шин, так как она позволяет провести расчеты отдельно для передней и задней осей автомобиля.

На основе этих расчетно-теоретических выкладок составляют программу расчета для передней подвески с использованием математической системы *MATHCAD* (в статье не приведена). Расчеты проводят в случае задания гармонического и случайного профиля.

Дальнейшие действия по выбору оптимальных характеристик амортизаторов предполагают (по известным или новым методикам):

- подготовку исходных данных;
- определение максимальной нагрузки на колеса и выбор шин;
- определение расчетных нагрузок;
- расчет жесткости подвески;
- предварительный расчет коэффициента сопротивления амортизатора;
- задание параметров микропрофиля дороги;
- определение оценочных показателей плавности хода и соотнесение их с нормативными показателями;
- составление программы для расчета (возможно программирование на языке *MathCad* с учетом колебаний человека на сиденьи);
- получение на выходе нескольких значений среднеквадратичных ускорений колебания человека;
- определение максимально возможной скорости движения авто-

мобиля, ограниченной по данным плавности хода для типов дороги, с использованием таблицы «*Предельные технические нормы плавности хода автомобилей*»;

- проведение оптимизации значения коэффициента сопротивления (в определенных пределах);
- согласование этого результата с анализом полученной характеристики ускорения поддресоренной массы (рис. 1);

– получение диапазона регулировки сопротивления амортизаторов передней оси и задней осей;

- расчет характеристики управляемых амортизаторов (при минимальном, а затем и максимальном значении коэффициента сопротивления) и в результате получают расчетные характеристики управляемых амортизаторов (рис. 2);

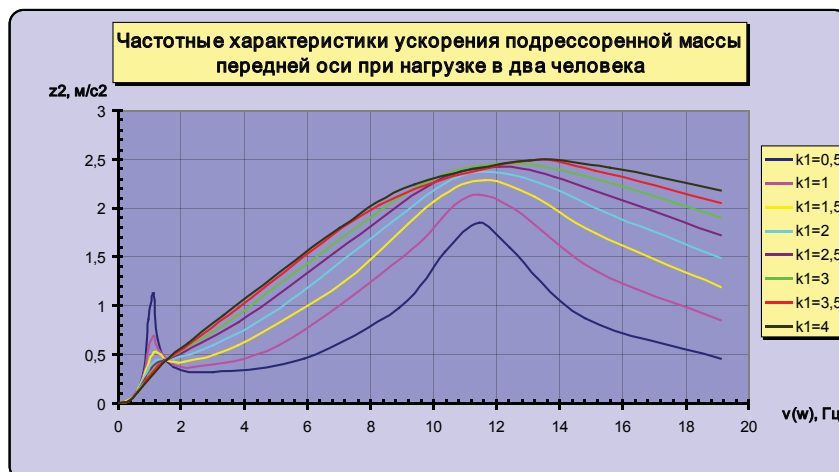


Рис. 1. Пример характеристики ускорения поддресоренной массы

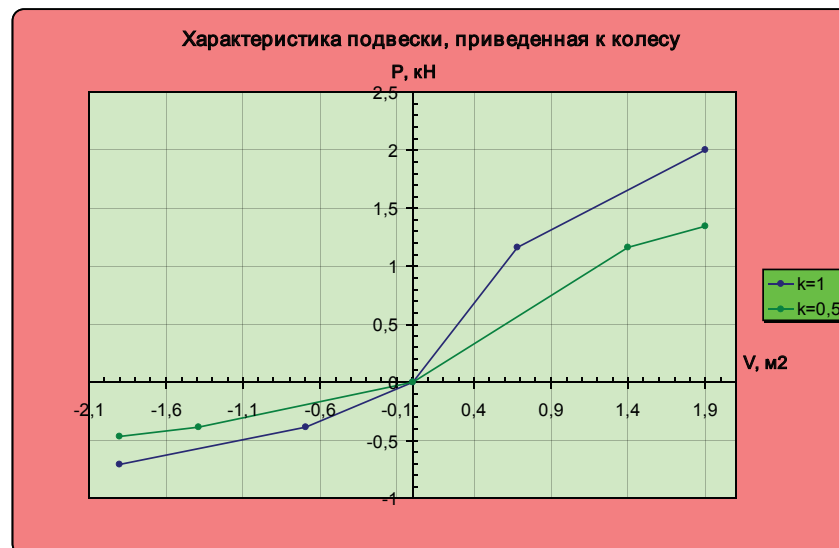


Рис. 2. Пример характеристики амортизатора, приведённой к колесу

– расчет площади дроссельных отверстий с использованием схемы расположения управляющего клапана на корпусе амортизатора (рис. 3).

Анализ полученной в результате расчетов таблицы «Площади дроссельных отверстий электромагнитного клапана» позволяет делать вывод, в каких пределах следует изменять площадь сечения пропускных отверстий (f_{\min} и f_{\max} отдельно для каждой оси) для того, чтобы обеспечить изменение сопротивления амортизатора.

Методика позволяет произвести расчет управляемой подвески для любого легкового автомобиля, что может существенно сократить затраты на последующее проектирование, имея предварительные данные компьютерного расчета. Это, в свою очередь, повлияет на возможность использования управляемых амортизаторов не только на автомобилях высокого класса, но и на экономически более доступных, делая их более безопасными за счет стабильного движения в любых дорожных условиях.

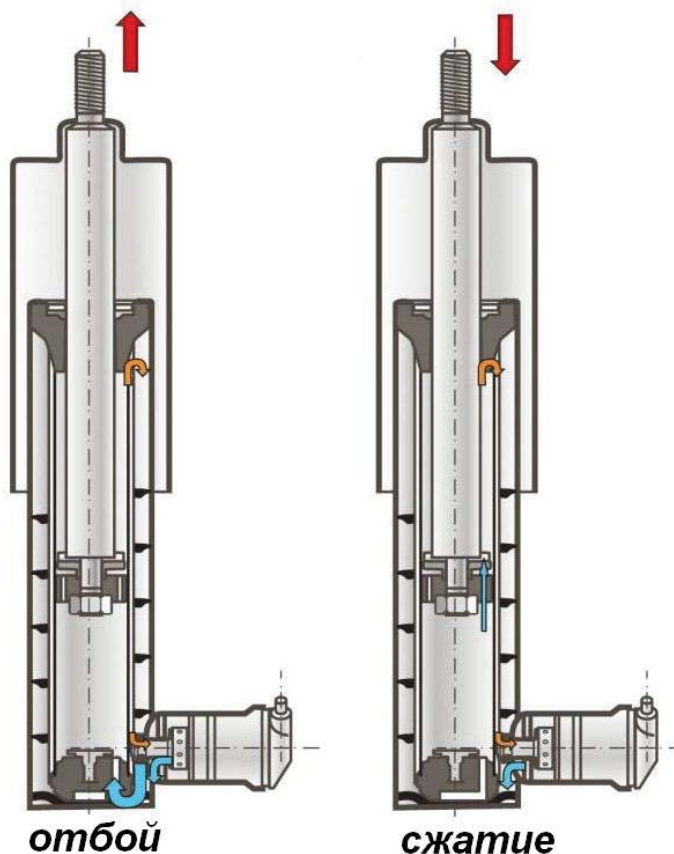


Рис. 3. Схема расположения и работы электромагнитного клапана амортизатора

УДК 629.113.012.82/83

С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ВЫКЛАДКИ К РАСЧЕТНОЙ МЕТОДИКЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Цель работы – разработка расчетно-теоретического аппарата к методике расчета характеристик управляемого амортизатора. Объект исследования – легковой автомобиль с управляемыми амортизаторами.

В исследованиях используется двухмассовая схема подвески с учетом деформации шин, так как она позволяет провести расчеты отдельно для передней и задней осей автомобиля. Схема подвески с учетом колебаний водителя на сиденьи показана на рис. 1.

Уравнение динамического равновесия подрессоренной массы в приращениях:

$$M_n \ddot{z} = 2P + 2R. \quad (1)$$

где $P = C f = C(-z + \lambda)$ – приращение упругой силы;

$R = k \dot{f} = k(-\dot{z} + \dot{\lambda})$ – приращения демпфирующей силы.

Подставляем выражения для P и R в уравнение (1), все члены уравнения делим на M_n и производим разделение переменных:

$$\ddot{z} + 2 \frac{k}{M_n} \dot{z} + 2 \frac{C}{M_n} z = 2 \frac{k}{M_n} \dot{\lambda} + 2 \frac{C}{M_n} \lambda.$$

Введем обозначения:

$$a1 = 2 \frac{k}{M_n}; \quad a = 2 \frac{C}{M_n}.$$

С учетом принятых обозначений записываем уравнение (1) в операторной форме:

$$(p^2 + a1 p + a) z = (a1 p + a) \lambda. \quad (2)$$

Уравнение динамического равновесия неподрессоренной массы в приращениях:

$$m \ddot{\lambda} - 2P - 2R = 2P_u + 2R_u, \quad (3)$$

где упругая сила деформации шины $P_u = C_u h = C_u(-\lambda + y)$;

$R_u = k_u \dot{h} = k_u(-\dot{\lambda} + \dot{y})$ – демпфирующая сила шины.

Раскрываем уравнение (3):

$$m \ddot{\lambda} - 2C(-z + \lambda) - 2k(-\dot{z} + \dot{\lambda}) = 2C_u(-\lambda + y) + 2k_u(-\dot{\lambda} + \dot{y})$$

или после разделения переменных

$$m \ddot{\lambda} + 2(k + k_m) \dot{\lambda} + 2(C + C_m) \lambda = 2kz + 2Cz + 2k_m \dot{y} + 2C_m y.$$

Делим все члены последнего уравнения на m и вводим новые обозначения:

$$d1 = \frac{2(k + k_m)}{m}; \quad d = \frac{2(C + C_m)}{m}; \quad dz1 = \frac{2k}{m};$$

$$dz = \frac{2C}{m}; \quad dyl = \frac{2k_m}{m}; \quad dy = \frac{2C_m}{m}.$$

Тогда $\ddot{\lambda} + d1 \dot{\lambda} + d \lambda = dz1 \dot{z} + dz z + dyl \dot{y} + dy y$

или в операторной форме

$$(p^2 + d1 p + d) \lambda = (dz1 p + dz) z + (dyl p + dy) y.$$

Записываем уравнение относительно λ :

$$\lambda = \frac{(dz1 \cdot p + dz)}{(p^2 + d1 \cdot p + d)} z + \frac{(dyl \cdot p + dy)}{(p^2 + d1 \cdot p + d)} y$$

и далее подставляем его в уравнение (2):

$$(p^2 + a1 p + a) z = (a1 p + a) \left[\frac{(dz1 p + dz)}{(p^2 + d1 p + d)} z + \frac{(dyl p + dy)}{(p^2 + d1 p + d)} y \right].$$

Производим разделение переменных:

$$[(p^2 + a1 p + a) - \frac{(a1 p + a)(dz1 p + dz)}{(p^2 + d1 p + d)}] \cdot z = \frac{(a1 p + a)(dyl p + dy)}{(p^2 + d1 p + d)} y.$$

После приведения к общему знаменателю:

$$[(p^2 + a1 p + a)(p^2 + d1 p + d) - (a1 p + a)(dz1 p + dz)] z = (a1 p + a)(dyl p + dy) y.$$

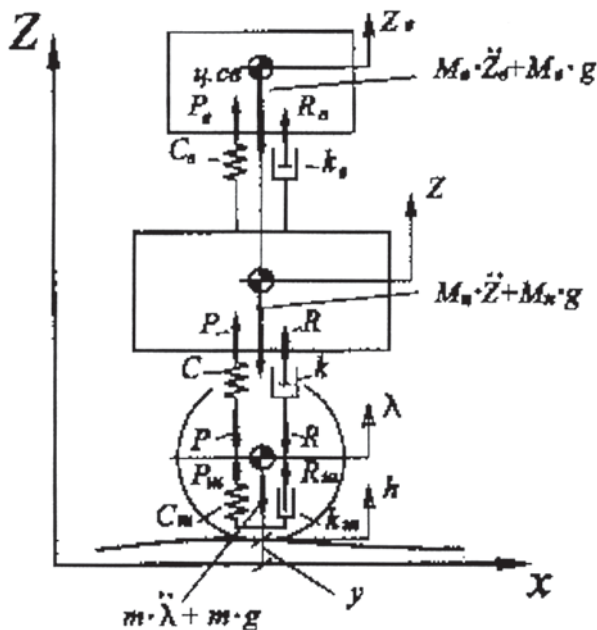


Рис. 1. Расчетная схема подвески с учетом деформации шин

Передаточная функция:

$$W(p) = \frac{z(p)}{y(p)} = \frac{(a1 p + a)(dyl p + dy)}{(p^2 + a1 p + a)(p^2 + d1 p + d) - (a1 p + a)(dz1 p + dz)} \quad (4)$$

Записываем числитель и знаменатель относительно степени оператора p , для чего раскрываем скобки:

– для числителя

$$M(p) = (a1 p + a)(dyl p + dy) = a1 dyl p^2 + a1 dy p + dyl a p + a dy = a1 dyl p^2 + (a1 dy + dyl a) p + a dy.$$

Примем обозначения:

$$a_2 = a1 dyl; \quad a_1 = a1 dy + dyl a; \quad a_0 = a dy,$$

тогда $M(p) = a_2 p^2 + a_1 p + a_0$.

– для знаменателя

$$N(p) = (p^2 + a1 p + a)(p^2 + d1 p + d) - (a1 p + a)(dz1 p + dz) = p^4 + d1 p^3 + d p^2 + a1 p^3 + a1 d1 p^2 + a1 d p + a p^2 + a d1 p + a d - a1 dz1 p^2 - a1 dz p - a dz1 p - a dz = p^4 + (d1 + a1) p^3 + (a1 d1 - a1 dz1 + a + d) p^2 + (a1 d + a d1 - a1 dz - a dz1) p + (a d - a dz).$$

Обозначим:

$$b_3 = d1 + a1; \quad b_2 = a1 d1 - a1 dz1 + a + d; \quad b_1 = a1 d + a d1 - a1 dz - a dz1; \quad b_0 = a d - a dz$$

или с учетом обозначений

$$N(p) = p^4 + b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0.$$

Передаточная функция будет иметь вид:

$$W(p) = \frac{z(p)}{y(p)} = \frac{M(p)}{N(p)} = \frac{a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{p^4 + b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0}.$$

Частотная характеристика:

$$W(j\omega) = \frac{z(j\omega)}{y(j\omega)} = \frac{M(j\omega)}{N(j\omega)} = \frac{a_2 (j\omega)^2 + a_1 (j\omega) + a_0}{(j\omega)^4 + b_3 (j\omega)^3 + b_2 (j\omega)^2 + b_1 (j\omega) + b_0} = \frac{(-a_2 \omega^2 + a_0) + j a_1 \omega}{(\omega^4 - b_2 \omega^2 + b_0) j (-b_3 \omega^3 + b_1 \omega)}.$$

Запишем: $A(\omega) = a_0 - a_2 \omega^2;$ $B(\omega) = a_1 \omega;$

$$C(\omega) = b_0 - b_2 \omega^2 + \omega^4; \quad D(\omega) = b_1 \omega - b_3 \omega^3.$$

В этом случае амплитудно-частотную характеристику определяем как

$$Az(\omega) = \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}} \quad (5)$$

Частотная характеристика для ускорения:

$$Wz2(\omega) = \omega^2 Az(\omega) y_0.$$

Составлена программа расчета для передней подвески с использованием математической системы *MATCAD* (не приведена).

УДК 629.113

А.В. Редкозубов, В.С. Макаров, В.В. Беляков

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДОРОГ ПРИ ПОМОЩИ ФРАКТАЛЬНОГО ИСЧИСЛЕНИЯ

Рассмотрим наглядный случай необходимости моделирования дорог при помощи фрактального исчисления. Наиболее характерным и понятным является случай движения машин по каменистым дорогам («stone-road»).

Существующая модель оценки плавности хода машин основывается на том, что профиль дороги представляет совокупность гармоник разной частоты и амплитуды. Так, например, движение машины будет выглядеть следующим образом (рис. 1).

Но не всегда для дорог типа «stone-road» данная математическая модель будет адекватна. Поэтому возможно применение модели, использующее фрактальное исчисление. Преимущество данных моделей заключается в их наглядности и схожести на исходный профиль дороги. На рис. 2 показаны движение машины по реальной «stone-road» и двумерная модель данного опорного основания, смоделированного при помощи фракталов.

На рис. 1 и 2 показано одно и то же опорное основание. Если, используя классический подход, обработать данные о высотах неровностей на рис. 2, б, то после всех преобразований получится рис. 1.

Представленная модель рассчитана и построена в двумерной постановке. Рассмотрим основные

этапы обработки экспериментальных данных и преобразований, необходимых для создания таких моделей.

- Для исследуемой области будет характерно некоторое количество больших камней, потом группа поменьше размером и еще меньше.

- Необходимо замерить размеры камней каждой группы и составить статистику по их размерам.

- Для группы больших камней необходима статистика по взаимному расположению относительно друг друга, для групп камней поменьше – относительное удаление от камней большего размера. Для них также необходимо собрать статистику распределения.

Зависимости для связи параметров размеров и расположения «stone-road» в разных местах могут быть различны, однако зависимость в общем виде будет справедлива для всех.

Зависимость для определения размеров камней (необходимо задавать один характерный размер камня, остальные определяются в соответствии с ним):

$$A_i = k_{Ai}^0 A_0 f_A(n),$$

где A_i – размер камня, A_0 – математическое ожидание размера камней самых больших размеров, k_{Ai}^0 – коэффициент, учитывающий распределение размеров в группе, $f_A(n)$ – функциональная зависимость, связывающая средние значения камней в группах с разными размерами, n – порядковый номер группы (при $n = 0$ очевидно, что $f_A(n) = 1$).

Общий вид зависимости по взаимному расположению носит аналогичный вид:

$$L_i = k_{Li}^0 L_0 f_L(n),$$

где L_i – размер между камнями, L_0 – математическое ожидание относительно расстояния между камнями больших размеров, k_{Li}^0 – коэффициент, учитывающий распределение размеров

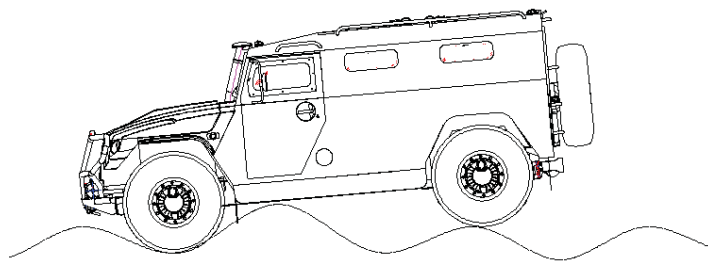
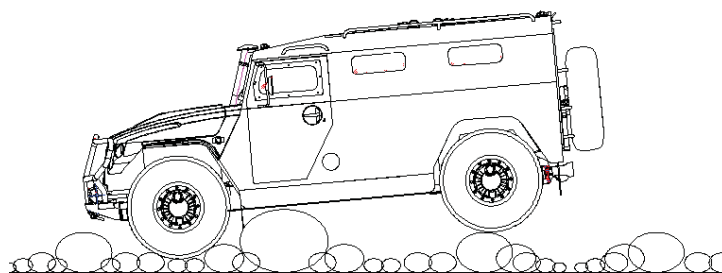


Рис. 1. Движение машины по неровностям синусоидального типа



а



б

Рис. 2. Движение машины по «stone-road»: а – реальной, б – по смоделированной при помощи фрактального исчисления

в группе, $f_L(n)$ – функциональная зависимость, связывающая средние значения взаимных расстояний в группах с разными размерами, n – порядковый номер группы (при $n = 0$ очевидно, что $f_L(n) = 1$).

Число камней, отстоящих от базового (для группы самых больших очевидно оно равно двум):

$M_i = k_{M_i}^1 M_1 f_M(n)$, где M_i – число камней, M_1 – математическое ожидание числа камней, отстоящих от наибольших, $k_{M_i}^1$ – коэффициент, учитывающий распределение значений в группе, $f_M(n)$ – функциональная зависимость, связывающая средние значения камней в группах с разными размерами, n – порядковый номер группы (при $n = 1$ очевидно, что $f_M(n) = 1$).

Таким образом, задав необходимое число итераций, можно смоделировать достаточно подробно дорогу типа «stone-road». Отметим, что для моделирования задачи в трехмерной постановке необходимо учитывать параметр взаимного угла расположения. Вид зависимости аналогичен приведенным выше.

В результате моделирования движения в среде MatLab/Simulink были получены следующие значения ускорений на рабочее место водителя.

Как видно из рис. 3, различия в значениях виброускорений для классической модели и фрактальной очевидны. Поэтому развитие данного направления является актуальным.

Аналогичные особенности получаются при моделировании ста-

рых разбитых дорог с асфальто-бетонным покрытием, лугов и болот с многочисленными кочками, лесных дорог с характерными неровностями от корневищ деревьев, грунтовых дорог с периодически чередующимися лужами (здесь учитывается не только геометрия, а еще и физико-механические свойства) и прочие опорные основания. А так как на сегодняшний день отсутствуют характеристики микропрофиля, то планируется проведение полевых работ по его замеру в рамках проекта «Организация и проведение полевых работ по определению характеристик микропрофиля дорог, предназначенных для движения транспортно-технологических машин» № 12-08-10004-к.

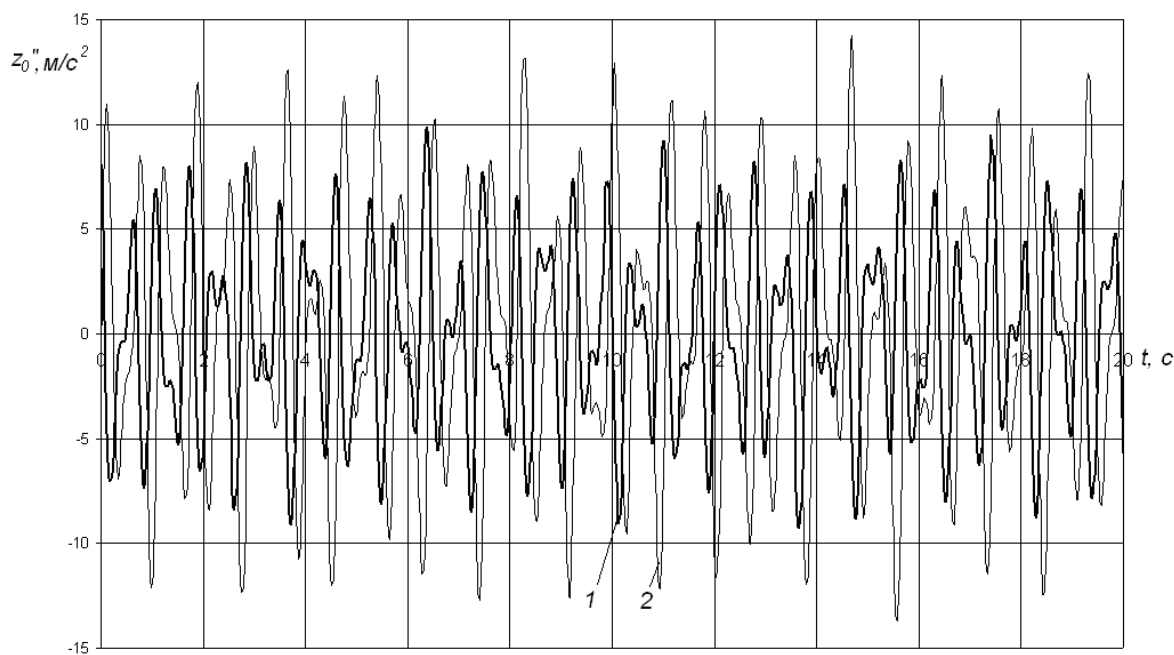


Рис. 3. Пример действия ускорений на рабочее место водителя в зависимости от времени при движении по «stone-road»:

1 – при модели дороги в виде синусоид, 2 – при фрактальной модели дороги

УДК. 630.375.9

Ф.В. Свойкин
Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет – СПбГЛТУ,
г. Санкт-Петербург

МОБИЛЬНАЯ КАНАТНО-РЕЛЬСОВАЯ ТРЕЛЕВОЧНАЯ УСТАНОВКА (МКРТУ)

По данным Федерального агентства по лесному хозяйству на 2009 г., на территории Северо-Западного федерального округа (СЗФО) запас спелых и перестой-

ных лесонасаждений, возможных для эксплуатации, составляет 39 364 900 м³. 40 % этого запаса находится на территориях, не удобных для проведения лесосечных работ

по почвенно-грунтовым и рельефным условиям: площади с переувлажненными и заболоченными почвами, а также площади, относимые к холмисто-грядовым релье-

фам. Традиционная система машин лесозаготовительных предприятий, базирующаяся на тяжелых, колесных или гусеничных, лесопромышленных тракторах и машинах на их базе, не может обеспечить эффективного освоения таких труднодоступных лесосек, что наряду со слаборазвитой дорожной сетью приводит к тому, что использование расчетной лесосеки за 2009 г. по СЗФО составляет в среднем 40,56 %.

Использование канатных трелевочных установок является одним из наиболее перспективных способов повышения экологической безопасности лесосечных работ для наиболее ранимых равнинных лесных экосистем – переувлажненных и заболоченных лесных участков [1].

Однако известно, что применение канатных установок на трелевке резко снижает общую производительность на лесосечных работах. Это особенно касается заболоченных и переувлажненных лесосек, которые обычно имеют малые запасы леса на гектаре и небольшие площади [1].

Имеющиеся технические решения по снижению трудоемкости канатной трелевки, например [2], принципиально не решают проблемы значительных трудозатрат на обслуживание мачт и канатной оснастки, а также их оперативного перемещения с пасеки на пасеку.

Для подвозки древесины от подножья горных лесосек к лесовозным дорогам в середине прошлого века успешно применялись канатно-рельсовые дороги (КРД) [3].

Для решения проблемы разработки заболоченных переувлажненных лесосек предлагается использовать техническое решение, совмещающее в себе преимущества канатной трелевки и трелевки при помощи легкого рельсового пути [4].

МКРТУ представляет собой базовый автомобиль (КАМАЗ 43118), оборудованный съемным контейнером-бункером, содержащим технологическое оборудование: выдвижной рельсовый путь, по которому перемещается каретка, при помощи чокеров доставляющая хлысты от места валки к бункеру (место дальнейшей раскряжки, погрузки).

Общий вид мобильной канатно-трелевочной установки представлен на рис. 1.

Содержимое бункера: в бункере (рис. 2) находится технологическое оборудование для трелевки: легкие рельсы, каретка, 2 лебедки.

Принцип работы установки: автомобиль подъезжает к месту, далее которого тракторная трелевка невозможна (граница заболоченного участка местности). Далее происходит спуск бункера на землю (спуск бункера осуществляется по принципу спуска бункера мусоровозом). После спуска бункера происходит образование рельсового пути, по которому движется каретка с зачокерованными хлыстами (прикрепленными чокерами), приводимая в движение при помощи лебедок, подтаскивая хлысты от места валки к бункеру.

Принцип работы КРД представлен на рис. 3. Каретка движется от

бункера к лесосеке, откуда происходит забор и подтаскивание хлыстов к бункеру (холостой ход), затем каретка движется от лесосеки к бункеру (рабочий ход).

Технологический расчет показал, что часовая производительность системы на базе мобильной канатно-рельсовой трелевочной установки $P_{\text{ч}}$ составляет 7,4 м³/ч, при среднем объеме хлыста $V_{\text{хл}}$, равном 0,4 м³, сменная производительность $P_{\text{см}}$ составляет 52 м³/см (продолжительность смены $T_{\text{см}} = 7$ ч при $V_{\text{хл}} = 0,4$ м³). Для сравнения производительность труда на канатной трелевке с валкой леса бензопилами с подтаскиванием и трелевкой хлыстов канатной мачтовой установкой производства фирмы Larix (Чехия) при объеме хлыста $V_{\text{хл}} = 0,4$ м³: $P_{\text{ч}} = 6$ м³/ч, $P_{\text{см}} = 40$ м³/ч (данные производителя – фирмы Larix).

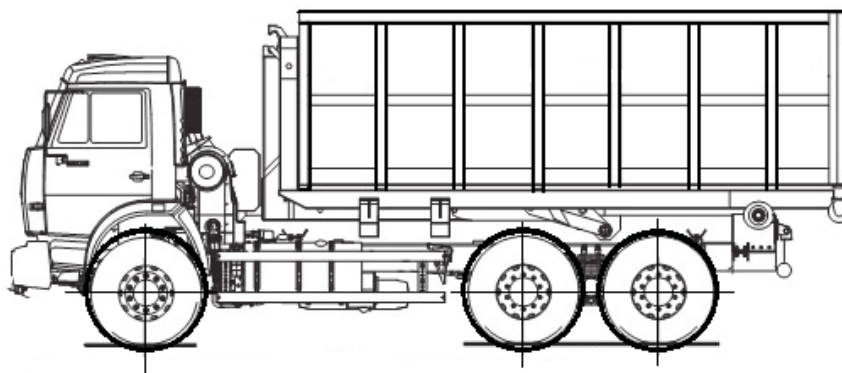


Рис. 1. Компоновка МКРТУ

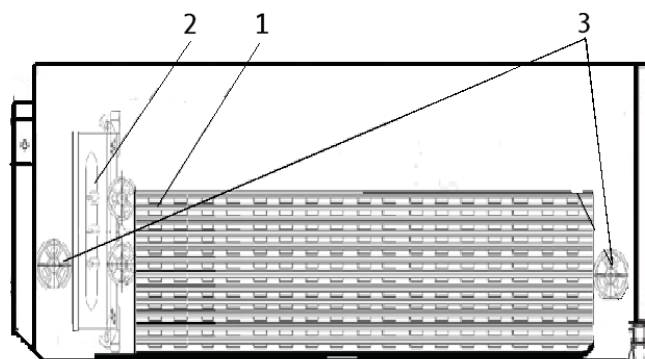


Рис. 2. Содержимое бункера:

1 – рельсы; 2 – каретка (транспортное положение); 3 – 2 лебедки для перемещения каретки, установки и сбора рельс (в «голове» бункера стационарная, в «хвосте» – передвижная)

Предложенная система МКРТУ имеет существенные преимущества по сравнению с известными видами трелевки: большую мобильность – по сравнению с канатной трелевкой, рельсы оказывают меньшее давление

на грунт (возможность работы установки на грунтах со слабой несущей способностью (в болотистой местности), что способствует меньшей деформации лесного настила) – по сравнению с трелевкой тракторами.

Технологический и экономический расчеты показали, что производство МКРТУ экономически обосновано и способствовало бы более эффективному освоению труднодоступных заболоченных лесосек.

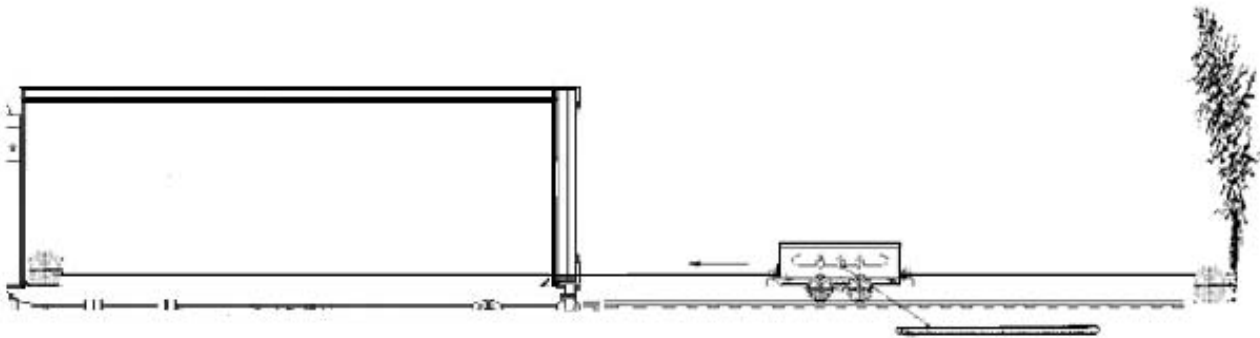


Рис. 3. Принцип работы КРД

Библиографический список

1. Средоадаптирующие технологии разработки лесосек в условиях Северо-Западного региона Российской Федерации: учеб. пособие / И.В. Григорьев, А.И. Жукова, О.И. Григорьева, А.В. Иванов. СПб : Изд-во ЛТА, 2008. 176 с.
2. Пат. на полезную модель № 84181. Тыловая мачта для мобильной канатной трелевочной установки / И.В. Григорьев, А.И. Жукова, Д.С. Киселев, А.В. Иванов, О.И. Григорьева, опублик. 10.07.2009, Бюл. № 19.
3. Пат. на полезную модель № 113917. Канатно-рельсовая трелевочная установка / И.В. Григорьев, Ф.В. Свойкин, А.И. Никифорова, О.И. Григорьева, А.М. Хакина, опублик. 10.03.2012, Бюл. № 7.
4. Белая Н.М., Прохоренко А.Г. Канатные лесотранспортные установки: учеб. пособие. М.: Лесн. пром-сть, 1964. 300 с.

УДК 629.113

А.С. Ушенин², И.А. Тараторкин¹

¹Институт машиноведения Уральского отделения РАН,

²Курганский государственный университет,

г. Курган

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ СПЕЦИАЛЬНОГО КОЛЕСНОГО ШАССИ

Долговечность трансмиссий специальных колесных шасси (СКШ) на базе семейства МАЗ (МЗКТ) и КЗКТ во многом ограничивает надежность функционирования в процессе эксплуатации и конкурентоспособность машины. Самой низкой долговечностью обладают элементы повышающего редуктора из-за усталостного разрушения деталей, а также фрикционные элементы системы управления гидромеханической трансмиссии (ГМТ) вследствие износа дисков, т.е. условия работы указанных элементов трансмиссии характеризуются нагруженностью высокого уровня.

В то же время в России применяют машины, оснащенные трансмиссиями модели МАЗ 535 (тягачи МАЗ-543, МАЗ-537, КЗКТ-7428, КЗКТ-74286). Кроме того, данные машины эксплуатируются во Вьетнаме, Таджикистане, Анголе, Индии и на Кипре. Значительная часть сервисных и ремонтных работ трансмиссий выполняется специализированными организациями, в частности предприятиями ООО «Научно-производственная фирма «ТЕХНОТРАНС»», ООО «Стратегия» и др.

Фирма «Allison» предлагает проект модернизации СКШ путем мон-

тажа своей моторно-трансмиссионной установки. Однако стоимость проекта составляет 14 млн руб., что почти в четыре раза превышает стоимость капитального ремонта всего тягача. Это обуславливает привлекательность предлагаемого варианта повышения долговечности гидромеханических трансмиссий в процессе сервисного обслуживания и ремонта тягачей.

Целью данной работы является определение динамической нагруженности ГМТ на установленных и переходных режимах работы, определение путей ее снижения.

Динамическая нагруженность ГМТ определяется по величине момента и характеру его изменения на различных режимах работы двигателя и трансмиссии. Фрагменты осциллограмм, полученных в процессе пуска и остановки двигателя, приведены на рис. 1, а. Из фрагмента осциллограмм следует, что в процессе пуска двигателя момент изменяется в широких пределах от 0 до 9750 Нм, а при остановке величина момента составляет 4500 Нм

(при максимальном моменте двигателя 2500 Нм). Эти данные следует учитывать при прочностном расчете. Характер изменений момента на валу привода вентилятора в процессе пуска и остановки двигателя повторяется.

Величина амплитудных значений при пуске составляет 350 Нм, при остановке – 200 Нм. При разгоне двигателя после пуска в диапазоне частот вращения вала от 700 до 850 об/мин наблюдаются высоко-

частотные колебания момента с амплитудой, достигающей в отдельных случаях 5000 Н·м. При дальнейшем увеличении частоты амплитуда момента снижается и находится в пределах от 1800 до 800 Н·м. По этим данным построены амплитудно-оборотные характеристики, приведенные на графике 1 рис. 2.

Особенностью решаемой задачи является то, что при анализе экспериментальных данных выявлены резонансные колебания в дотранс-

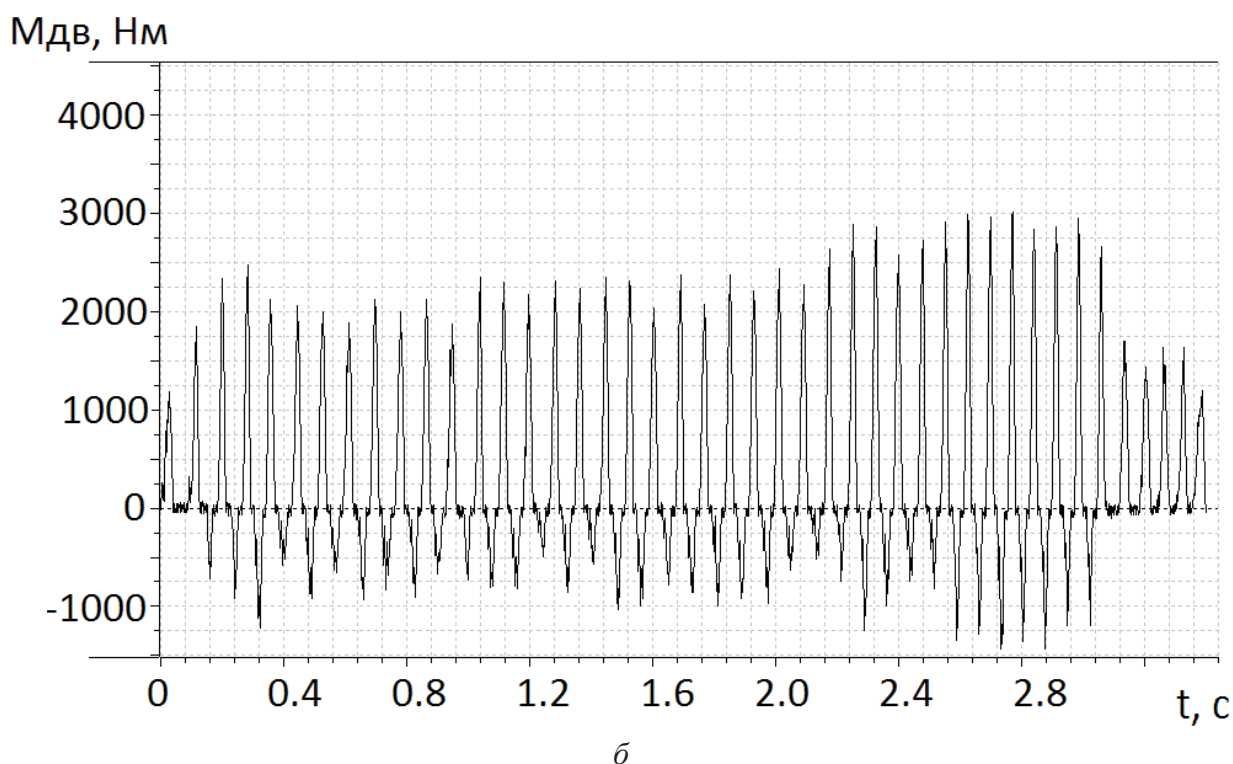
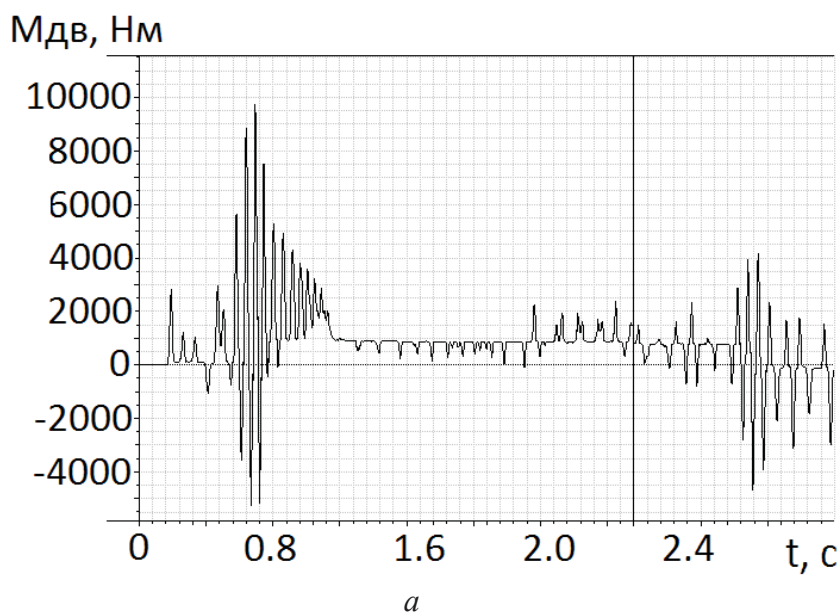


Рис. 1. Фрагмент осциллограмм изменения моментов на торсионном валу (в процессе пуска-остановки двигателя)

форматорной зоне, возникающие наряду с вынужденными колебаниями, вызванными моторной гармоникой двигателя, в шесть раз превосходящей по частоте собственную частоту системы*. Это является следствием существенной нелинейности характеристики упругости

динамической системы из-за раскрытия зазора в зубчатом соединении (см. фрагмент осциллограммы на рис. 1, б).

По результатам выполненного исследования установлена необходимая жесткость гасителя крутильных колебаний, предложен вариант

и разработана конструкция согласующего редуктора. Разработанная конструкция позволила вывести резонансный режим в дотрансформаторной зоне за пределы рабочих частот вращения двигателя и снизить динамическую нагруженность в 5–7 раз (график 2 на рис. 2).

* Вибрации в технике: справочник: в 6 т. Т. 2. / под общ. ред. И.И. Блехмана. М.: Машиностроение, 1979. 351 с., ил.

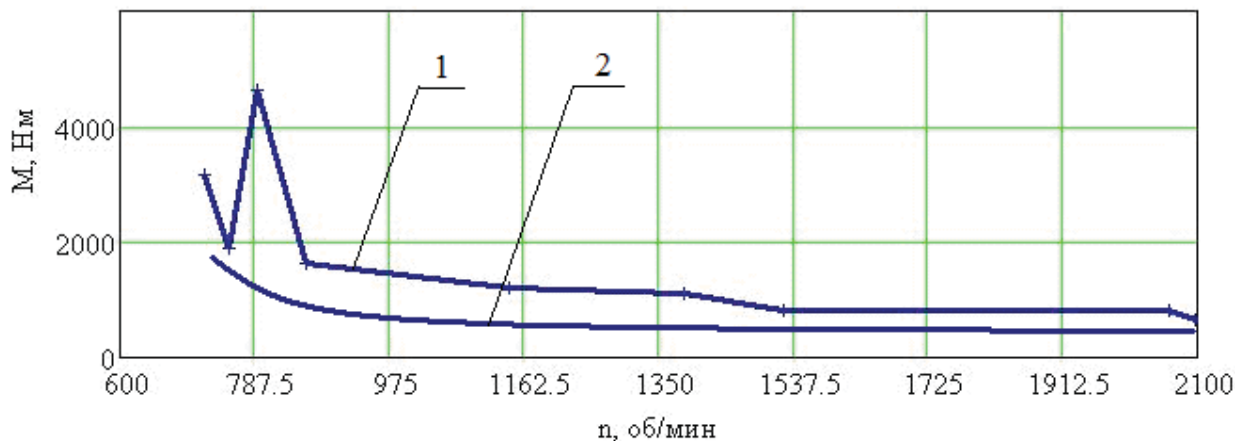


Рис. 3. Амплитудно-оборотная характеристика момента на торсионном валу:
1 – характеристика для серийной машины;
2 – характеристика для предлагаемой конструкции согласующего редуктора

УДК 631.3.004.58

*А.Г. Федоров,
НВИ ВВ МВД РФ,
г. Новосибирск*

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В СИСТЕМЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ АПК

В современных условиях интенсивного развития компьютерной техники и информационных технологий одним из существенных факторов развития системы технического сервиса становится использование информационных ресурсов в ходе выполнения процессов технического обслуживания (ТО) автомобилей. Поэтому важно изыскать приемы, позволяющие в значительной мере на основе информационных технологий сократить затраты рабочего времени на производство операционных работ с одновременным повышением качества этих работ.

В общем виде временные показатели ТО автомобилей сводятся к определению необходимых затрат времени на выполнение той или иной работы. Все затраты рабочего времени делятся на время работы и время перерывов.

Время работы $T_{вр}$ состоит из времени выполнения задания и времени работы, не обусловленного выполнением задания.

Время на выполнение задания делится на подготовительно-заключительное, оперативное и время обслуживания рабочего места [1].

Подготовительно-заключительное время $T_{пз}$ связано с подготовкой к выполнению задания и действиями по его окончанию. Это получение задания на работу, получение инструмента, приспособлений, технологической документации, материалов, ознакомление с технологической документацией, чертежами, технологической последовательностью выполнения работ, прохождение инструктажа о порядке выполнения работы, подготовка приспособлений, инструмента и оборудования перед началом работ, сдача остатков материалов,

инструмента, приспособлений, технологической документации и наряда, представление выполненной работы.

Оперативное время $T_{оп}$ – время, затраченное на действия, обеспечивающие выполнение основной работы, – установка, крепление, выверка деталей, управление оборудованием и изменение режимов его работы, перемещение изделий на рабочем месте.

Время обслуживания рабочего места $T_{об}$ – это время технического обслуживания (замена износившегося инструмента, настройка оборудования в процессе его работы) и организационного обслуживания (поддержание рабочего места в рабочем состоянии, прием и сдача смены, раскладка и уборка инструмента, документации, уборка отходов) рабочего места.

Работы, не предусмотренные выполнением производственного задания $T_{пз}$, – это разовые (случайные) работы, не характерные для данного рабочего места, а также непроизводительные затраты рабочего времени (это время, затраченное на исправление брака, на работы, выполняемые с отклонением от установленной технологии, на хождение за нарядом, чертежом, материалами, в том числе и справочными материалами, за мастером, наладчиком, контролером, за подсобными рабочими, разыскивание и доставка инструмента и приспособлений, заготовок и материалов, выбор необходимого инструмента и оборудования для выполнения работ, определение условий работ, а также поиск информации по устройству узлов и агрегатов той или иной модели автомобиля и последовательности технологических процессов).

Время перерывов делится на регламентированные и нерегламентированные перерывы.

Регламентированные перерывы $T_{пр}$ включают: а) время на отдых и личные надобности $T_{отп}$, б) перерывы, обусловленные технологией и организацией производственного процесса $T_{пт}$.

Нерегламентированные перерывы $T_{пн}$ включают: а) перерывы из-за нарушения производственного процесса – это время перерывов

по организационно-техническим причинам. Например, ожидание наладки и наладка, неисправность оборудования и устранение неисправности; отсутствие заготовок, деталей, материалов на рабочем месте; отсутствие электроэнергии, пара, газа, воды; отсутствие инструмента, оснастки; ожидание крана; б) перерывы, зависящие от исполнителя (нарушение трудовой дисциплины, перерывы по уважительным причинам).

В состав научно обоснованной нормы времени $N_{вр}$ включаются пять основных элементов [1]:

- 1) подготовительно-заключительное время $T_{пз}$;
- 2) оперативное время $T_{оп}$;
- 3) время обслуживания рабочего места $T_{об}$;
- 4) время регламентированных перерывов на отдых и личные надобности $T_{отп}$.

Это отражается в следующей формуле: $N_{вр} = T_{пз} + T_{оп} + T_{об} + T_{отп}$.

Таким образом, в основном решение проблемы технического обслуживания машин возлагается на оператора и зависит от его квалификации. Поэтому одной из насущных и острых проблем развития системы технического сервиса в настоящее время является включение в поле его деятельности информационных и консультационных услуг.

Важнейшей задачей информационного обеспечения становится сокращение времени поиска и систематизации информации в целях удовлетворения информационных потребностей специалистов. Поэтому особого внимания заслуживают вопросы разработки систем информационной поддержки интеллектуальной деятельности оператора, помогающие ему при проведении комплекса работ по обслуживанию автомобилей.

Структура рассматриваемой информационной системы представляется как совокупность таких информационных блоков, как пункты и участки ТО автомобилей, операции технической диагностики, технического обслуживания и устранения неисправностей автомобилей, основные нормы времени на ремонтные и регулировочные операции, средства оценки остаточ-

ного ресурса узлов и агрегатов автомобилей, оборудование и оснастка, инструменты и приборы, используемые в процессе обслуживания автомобилей, топливно-смазочные и расходные материалы, хронология состояний автомобилей, нормы расхода и затрат ресурсов на обслуживание автомобилей, конструкции обслуживаемых автомобилей, каталоги запасных частей с информацией о запасных частях, их применимости, взаимозаменяемости, цене, изображения [2].

Исследование процесса управления техническим состоянием машины позволяет нам определить роль и необходимость использования информации для принятия решения. В общем случае управление техническим состоянием конкретной машины включает измерение параметров состояния ее составных частей, сравнение установленных значений с допускаемыми или предельными величинами, определение остаточного ресурса составных частей, назначение вида и объема ремонтно-обслуживающих воздействий и выполнение всех установленных работ по техническому обслуживанию автомобиля и его составных частей. В результате предлагается ввести на всех этапах использования информационных технологий, в частности использование баз данных и баз знаний специалистов.

При проведении экспериментальных исследований было выявлено, что доля информационного обеспечения во всем технологическом процессе составляет в среднем 40 %. При использовании разработанной базы данных время на обработку информации сокращается в два раза, что приводит к сокращению всего цикла технологического процесса в среднем на 20 % [3].

Эффективность информационной системы зависит от ее структуры (количество и состав АРМ, перечень решаемых задач, используемые технические средства и т.д.), а применение информационных систем увеличивает эффективность работы не только персонала, но главным образом самого производства [4].

Библиографический список

1. Фролова Т.А. Экономика предприятия. Таганрог: ТТИ ЮФУ, 2009.
2. Криков А.М., Федоров А.Г. Информационные технологии в системе технического обслуживания автомобилей АПК // Матер. III Всерос. науч.-практ. конф. «VII инновационно-промышленный салон. Ремонт. Восстановление. Реновация». Уфа, 2012. С. 117–119.
3. Извозчикова В.В. Совершенствование технического сервиса сельскохозяйственных машин на основе информационного обеспечения: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03, 05.13.06. Оренбург, 2004. 162 с.
4. Кузнецов Е.С., Болдин А.П. и др. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 2001. 535 с.

УДК 656.135

А. Г. Хабибуллин, Н.О. Вербицкая
Уральский государственный лесотехнический университет,
г. Екатеринбург

КОМПЕТЕНЦИЯ РАСПОЗНАВАНИЯ И УСТРАНЕНИЯ НЕПОЛАДОК В ПОВЫШЕНИИ НАДЕЖНОСТИ ВОДИТЕЛЯ (НА ПРИМЕРЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-5320)

Надежность водителя – категория, которая получила распространение в научной литературе для описания процесса эксплуатации транспортных средств. Содержательное наполнение данной категории включает профессиональные, психофизиологические, технические компоненты.

В системе «водитель – автомобиль» понятие «надежность» имеет двухстороннее проявление. С одной стороны, оно отражает способность и готовность водителя обеспечить необходимые условия для эксплуатации автомобиля. С другой стороны, при долговременной эксплуатации профессионализм водителя и его техническая грамотность обеспечивают сохранение эксплуатационных качеств автомобиля. В этой связи можно употребить термин «эксплуатационная надежность водителя», который понимается как умение водителя за счет своих профессиональных качеств не только обеспечить выполнение своих обязанностей, но и создать условия для долговременного сохранения хорошего технического состояния автомобиля за счет своевременного распознавания и устранения неисправностей и дефектов.

Для обеспечения эксплуатационной надежности водитель должен обладать профессиональными компетенциями, обеспечивающими

ми своевременное распознавание и устранение дефектов и неполадок транспортного средства. Такие компетенции водителей нуждаются в целенаправленном формировании.

Компетенция распознавания и устранения дефектов и неполадок формируется на основе изучения устройства автомобиля, но вместе с тем отличается по содержанию, так как предполагает экспертный технический подход. Приведем примеры содержания таких экспертных компетенций.

Тормозная система автомобиля является наиболее важной системой, так как влияет на безопасность дорожного движения. Тормозная система должна обеспечивать необходимое замедление автомобиля с определенной скорости и удерживать автомобиль на уклоне. Для этого автомобили оснащаются несколькими видами тормозных систем, а также несколькими контурами для увеличения надежности. Не является исключением и грузовой автомобиль КамАЗ-5320. Он имеет пневматическую тормозную систему, так как грузоподъемность автомобиля 8000 кг, полная масса 15300 кг, полная масса автопоезда 26800 кг. КамАЗ-5320 имеет рабочую 2-контурную тормозную систему, стояночную, запасную, вспомогательную тормозные системы,

а также систему аварийной сигнализации и контроля.

Рассмотрим возможные неисправности тормозной системы автомобиля КамАЗ-5320 и способы их диагностирования и устранения.

Пример 1. При нажатии на тормозную педаль при приведении в действие крана управления стояночной тормозной системой фонари сигнала торможения не загораются. Такие проявления неисправности указывают водителю на то, что необходимо проверить надежность контактов, проверить лампы и сигнализатор включения торможения (тестером), найти ненадежный контакт и обеспечить его надежность, неисправные элементы заменить. Данную неисправность можно устранить, не снимая автомобиль с маршрута, иногда просто достаточно пошевелить окислившиеся контакты.

Пример 2. Ресиверы пневмосистемы не заполняются воздухом, т.е. стрелки манометра тормозной системы показывают 0 (двухстрелочный манометр, установленный в кабине на щитке приборов). Необходимо определить, не заполняются ресиверы пневмосистемы всех контуров или же только III или I и II.

2.1. Не заполняются ресиверы всей пневмосистемы или заполняются медленно. Необходимо сделать следующее: определить нали-

чие давления в конденсационном ресивере (расположенном на правом лонжероне рамы, один нижний ресивер из трех), измерив давление манометром на клапане контрольного вывода или в дорожных условиях, отведя в сторону шток сливного крана; определить по звуку, срабатывает или нет регулятор давления (расположен на правом лонжероне рамы с наружной стороны за кабиной).

Если не срабатывает регулятор давления, проверить в первую очередь, не нарушена ли герметичность пневмосистемы от компрессора до конденсационного ресивера. Негерметичность определить по посторонним шипящим звукам от компрессора (расположен в задней части блока двигателя, необходимо поднять кабину), далее проверить влагоотделитель, регулятор давления, предохранитель от замерзания и ресивер расположенные на правом лонжероне рамы за кабиной, а также все пневмопроводы, соединяющие данные аппараты и механизмы. Поврежденные пневмопроводы и ресивер необходимо заменить.

Если регулятор давления срабатывает часто, то проверить, нет

ли засорения трубок на участке от регулятора до блока защитных клапанов или проверить правильность регулировки регулятора. Осмотреть трубку, если трубка имеет неправильный изгиб (излом), заменить ее, при необходимости снять и продуть. Отрегулировать регулятор давления.

Данные неисправности можно устранить, не снимая автомобиль с маршрута. Негерметичность мест соединения пневмопровода устраняется путем замены уплотнений и трубок, а иногда достаточно подтянуть места соединений, также можно заменить какие-либо узлы при их наличии (или быстрой доставке запасных частей).

2.2. Не заполняются ресиверы контура III. Давление в конденсационном ресивере есть, а в ресиверах III контура нет. Померить давление в ресиверах III контура (расположены с внутренней стороны рамы один на правом лонжероне посередине, а другой в задней части) манометром на клапане контрольного вывода или отведя в сторону шток сливного крана. Причина – засорение питающих трубок или неисправность двойного защитного клапана. Необходимо снять и продуть

трубки, идущие от двойного защитного клапана к ресиверам, заменить неисправный клапан.

2.3. Не заполняются ресиверы контуров I и II. Давление в конденсационном ресивере есть, но двухстрелочный манометр показывает ноль (хотя бы одна из стрелок). Причина – засорение питающих трубок или неисправность тройного защитного клапана. Необходимо снять и продуть трубки, идущие от тройного защитного клапана к ресиверам, заменить неисправный клапан.

Разработка содержания компетенции основывается на модели, ранее описанной одним из авторов [2], предполагает, как видно из примеров, четыре основных компонента: формирование навыка распознавания дефекта (поломки); технические действия подтверждения правильности распознавания; самостоятельное устранение; взаимодействие с механиками для предъявления поломки в условиях ремонтной базы. Содержательное наполнение компетенции распознавания дефектов различных систем автомобиля является основой непрерывного развития профессионализма водителя.

Библиографический список

1. Машков Е.А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей КамАЗ 5320, 53211, 53212, 5410, 54112, 55111, 55102. М.: Третий Рим, 1997. 88 с.
2. Вербицкая Н.О. Компетенции: педагогические проблемы восприятия // Проф. образ. 2012. № 5. С. 19–22.

УДК 621.43

В.Б. Хлюпин, С.В. Дмитриев
Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА,
г. Набережные Челны

ВЛИЯНИЕ ВПРЫСКА ВОДЫ В ДИЗЕЛЬ НА СОДЕРЖАНИЕ ОКСИДА И ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Основными токсичными компонентами отработавших газов (ОГ) дизелей являются оксиды азота и углерода, углеводороды, сажа. В последнее время стали больше внимания уделять содержанию в ОГ диоксида углерода CO_2 , который не является токсичным компонентом, но повышенное содержание CO_2 в атмосфере приводит к парниковому эффекту. Рассмотрим влияние впрыска воды на содержание CO , CO_2 в ОГ дизеля.

Для изучения токсичных характеристик дизеля используем расчет равновесного состава продуктов сгорания [1]. Принимаем, что в состав продуктов сгорания входят следующие 12 компонентов: O , O_2 , CO , CO_2 , NO , N , N_2 , H , H_2 , OH , H_2O , NH . Уравнения обратимых реакций для этих компонентов и константы их равновесия записаны в следующем виде [1, 2]:

$$\begin{aligned}
 2CO + O_2 &\leftrightarrow 2CO_2 & k_1 &= \frac{P_{CO_2}^2}{P_{CO}^2 P_{O_2}} = \frac{29791}{T} + 0,000169T - \frac{32400}{T^2} - 9,495 \\
 H_2O &\leftrightarrow H_2 + \frac{1}{2} O_2 & k_2 &= \frac{P_{H_2} P_{O_2}^{0,5}}{P_{H_2O}} = 1000e^{\left(\frac{-30030}{T}\right)} \\
 H_2O &\leftrightarrow OH + \frac{1}{2} H_2 & k_3 &= \frac{P_{OH} P_{H_2}^{0,5}}{P_{H_2O}} = 6000e^{\left(\frac{-30000}{T}\right)} \\
 N_2 + O_2 &\leftrightarrow 2NO & k_4 &= \frac{P_{NO}^2}{P_{N_2} P_{O_2}} = 20,5e^{\left(\frac{-21740}{T}\right)} \\
 H_2 &\leftrightarrow 2H & k_5 &= \frac{P_H^2}{P_{H_2}} = 1,8 \cdot 10^6 e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \\
 O_2 &\leftrightarrow 2O & k_6 &= \frac{P_O^2}{P_{O_2}} = 1,8 \cdot 10^6 e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \\
 N_2 &\leftrightarrow 2N & k_7 &= \frac{P_N^2}{P_{N_2}} = 1,8 \cdot 10^6 e^{\left(\frac{-54080}{T}\right)} \\
 N_2 + O &\leftrightarrow NO + N & k_8 &= \frac{P_{NO} P_N}{P_{N_2} P_O} = 1,36 \cdot 10^{14} e^{\left(\frac{-37946}{T}\right)} \\
 N + O_2 &\leftrightarrow NO + O & k_9 &= \frac{P_{NO} P_O}{P_{O_2} P_N} = 6,4 \cdot 10^9 T e^{\left(\frac{-3145}{T}\right)} \\
 N_2 + OH &\leftrightarrow NO + NH & k_{10} &= \frac{P_{NO} P_{NH}}{P_{N_2} P_{OH}} = 9,4 e^{\left(\frac{-47215}{T}\right)} \\
 NH + O_2 &\leftrightarrow NO + OH & k_{11} &= \frac{P_{NO} P_{OH}}{P_{NH} P_{O_2}} = 2,263 e^{\frac{25212}{T}}
 \end{aligned}$$

где p_i – парциальное давление компонента, обозначенного индексом i ; T – температура реакции, К.

Теоретические расчеты по содержанию СО показывают увеличение количества данного компонента в ОГ к окончанию процесса расширения (рис. 1).

При впрыскивании воды выброс СО уменьшается по мере роста w (где $w = G_{\text{вод}}/G_T$ – отношение массы воды к массе топлива, используемой в расчете). Экспериментальные данные по СО при впрыске воды показывают

снижение только до $w < 1$, дальнейшее увеличение w приводит к росту количества СО (см. рис. 1). Из графиков видно, что результаты теоретических расчетов превышают экспериментальные данные. Расхождение результатов математической модели и опытов по содержанию СО в ОГ может находиться во взаимосвязи с содержанием CO_2 в ОГ. Рассмотрим данные, полученные по диоксиду углерода.

Теоретическая зависимость содержания CO_2 в ОГ к окончанию процесса расширения снижается (рис. 2). По мере роста w кривые CO_2 возрастают. Эксперимент на режиме максимального крутящего момента при увеличении впрыска воды показал снижение CO_2 . Сравнивая теоретические и экспериментальные данные, можно заметить, что теоретическое содержание CO_2 оказывается меньше экспериментального. Очевидно, в математической модели заниженные значения по CO_2 компенсируются завышенными значениями по СО.

Выводы

1. Теоретические расчеты по выбросу оксида углерода с ОГ показали расхождение с экспериментальными данными на 3 % от относительной величины содержания СО. Теоретический выброс СО оказался выше экспериментального.

2. Сопоставления расчетных и экспериментальных данных выявили неадекватность математической модели по выбросу диоксида углерода с ОГ. Максимальное расхождение данных составило 1,5 % от относительной величины содержания CO_2 .

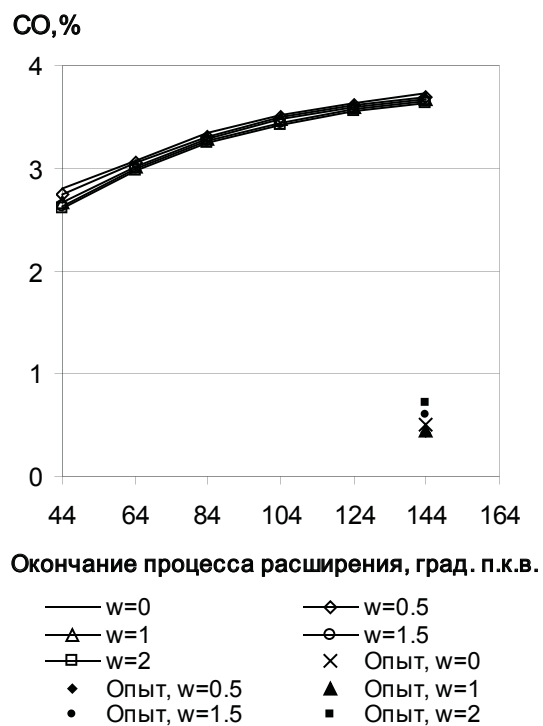
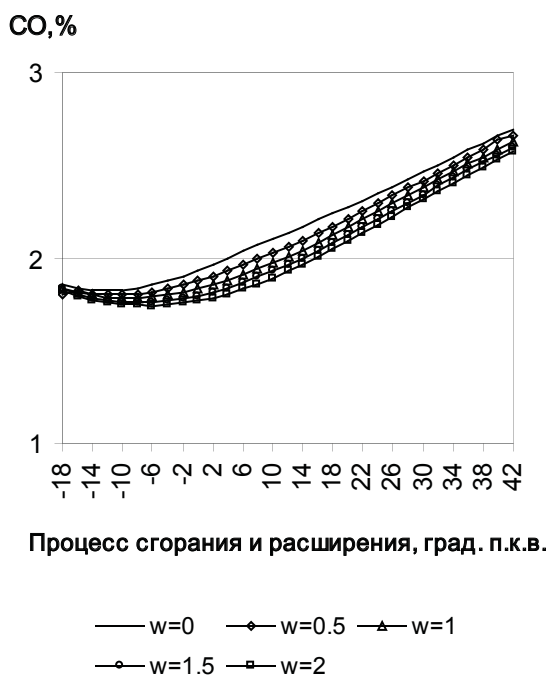


Рис. 1. Теоретические и экспериментальные данные содержания оксида углерода в ОГ дизеля при впрыскивании воды на режиме максимального крутящего момента

3. Неадекватность модели по выбросам CO и CO₂ может быть обусловлена используемой в расчете химической реакцией $2CO + O_2 \leftrightarrow 2CO_2$ с константой равновесия $k_1 = \frac{P_{CO_2}^2}{P_{CO}^2 P_{O_2}} = \frac{29791}{T} + 0,000169T - \frac{32400}{T^2} - 9,495$. Математическая модель показывает содержание CO в ОГ больше, а содержание CO₂ меньше по сравнению с этими же компонентами, экспериментально замеренными на выхлопе. Возможно, замена этой химической реакции и ее константы равновесия на другие либо

добавление еще одной или нескольких химических реакций с содержанием CO и CO₂ приведет к повышению адекватности математической модели. Отмеченные расхождения экспериментальных и расчетных данных по выбросам CO и CO₂ несущественно влияют на оценку экологических характеристик дизеля в рамках существующих требований к точности их оценки. Однако представляет интерес дальнейшее теоретическое исследование свойств модели для адекватной расчетной оценки указанных характеристик дизеля.

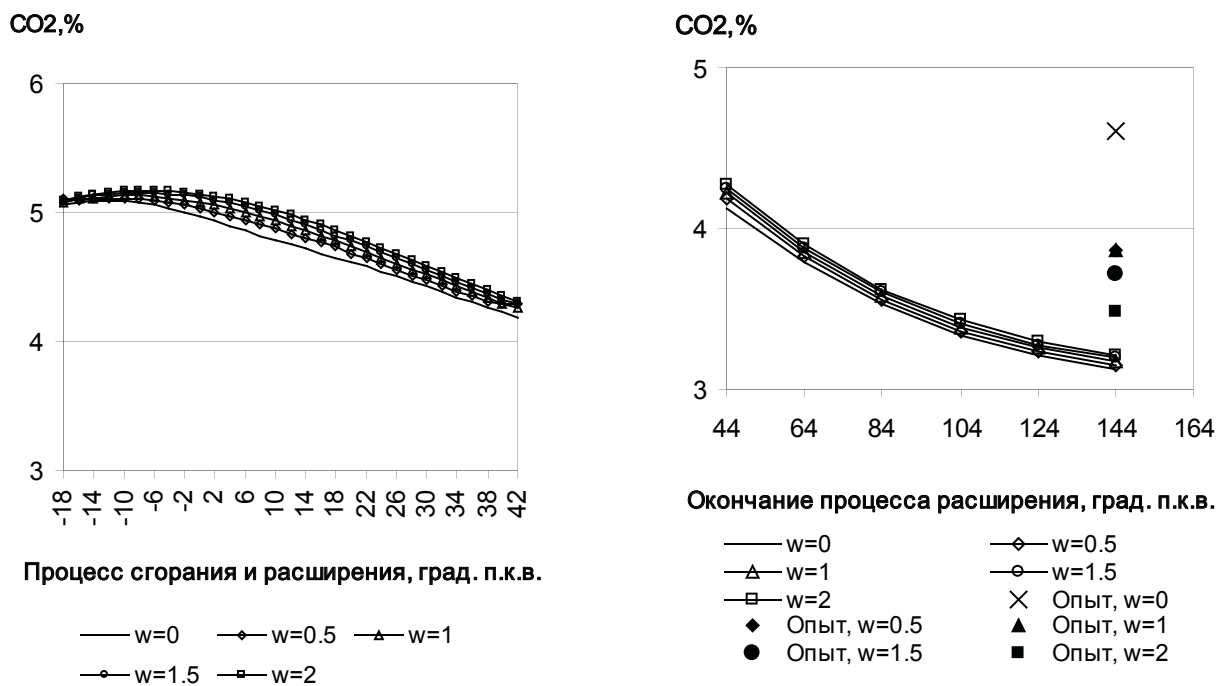


Рис. 2. Теоретические и экспериментальные данные содержания диоксида углерода в ОГ дизеля при впрыскивании воды на режиме максимального крутящего момента

Библиографический список

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 160 с.
2. Глушко В.П. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справ. изд-е: в 4 т. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1978.

УДК 629.365.017.2

А.Н. Шапкин
 ОАО «Научно-исследовательский институт стали»,
 г. Москва

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ
 ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПО ЗАНОСУ**

Используемый в настоящее время метод экспериментального определения критической по заносу скорости заключается в движении по пути с заданным радиусом с различными скоростями до момента

наступления заноса. Этот метод требует больших затрат времени, средств, больших площадей, так как для обеспечения одинаковых условий испытаний каждый заезд необходимо осуществлять таким обра-

зом, чтобы траектория движения машины не накладывалась на предыдущую, а также довольно сложно зафиксировать момент наступления заноса. Кроме того, в большинстве случаев не всегда удается разогнать

машину в повороте до скорости, критической по заносу, ввиду ограничений скорости по тяговым свойствам. Это особенно характерно при движении машин по грунту.

На основании теоретических исследований [1] выявлена зависимость относительного смещения мгновенного центра поворота машины $\chi_{отн}$, представляющего собой отношение продольного смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины к расстоянию от его центра масс до передней границы опорной поверхности машины, от относительной скорости $V_{отн}$:

$$\chi_{отн} = f(V_{отн}), \quad (1)$$

или

$$\frac{\chi}{l_c} = f\left(\frac{V_c}{V_{кр}}\right), \quad (2)$$

где l_c – расстояние от центра масс машины до передней границы опорных поверхностей гусениц.

Зависимость (1) постоянна для любых грунтов и не зависит от конструктивных параметров машины (рис. 1), что также позволяет использовать ее для экспериментального определения скорости, критической по условиям заноса. Для этого при движении машины в повороте с радиусом ρ_c необходимо определить скорость движения V_c и смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины. Зная для данной машины расстояние от центра масс до передней границы опорных поверхностей гусениц, определяем относительное смещение $\chi_{отн}$ и, используя график зависимости (1), находим значение относительной скорости $V_{отн}$ для данного заезда.

Критическая по условиям заноса скорость равна:

$$V_{кр} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{V_{ci}}{V_{отни}}, \quad (3)$$

Для определения критической по заносу скорости в каждом опыте достаточно провести один заезд с целью определения смещения проекции мгновенного центра поворота на продольную ось машины при движении со скоростью V_c с заданным радиусом поворота ρ_c . Один из способов определения продольного смещения мгновенного центра поворота описан в работе [2] и заключается в

определении направления векторов абсолютных скоростей двух точек корпуса гусеничной машины с помощью специальных устройств – «мерных лыж», крепящихся к носу и корме машины (рис. 2).

По известным углам поворота «мерных лыж» определяем:

$$AD = \rho_\phi \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (4)$$

$$DB = \rho_\phi \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (5)$$

или

$$b = AD + DB = \rho_\phi (\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \alpha_3). \quad (6)$$

Из выражения (6) находим фактический радиус поворота:

$$\rho_\phi = \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \alpha_3}, \quad (7)$$

Тогда, зная радиус траектории ρ_c , можно определить продольное смещение мгновенного центра поворота:

$$\chi = \sqrt{\rho_c^2 - \rho_\phi^2}. \quad (8)$$

Зная величину χ , можно по выражению (3) определить критическую

по условиям заноса скорость движения гусеничной машины. Причем для этого достаточно провести опыты при одной скорости и не требуется вмешательства в конструкцию машины.

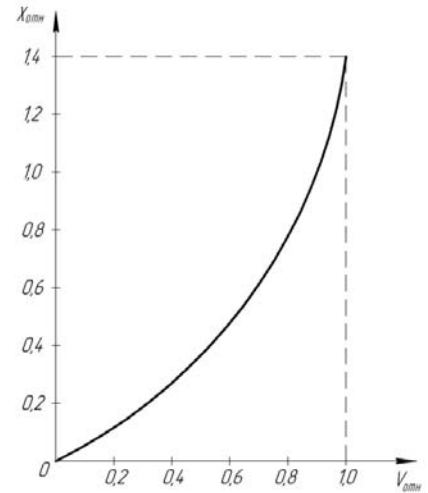


Рис. 1. Зависимость относительного смещения мгновенного центра поворота от относительной скорости

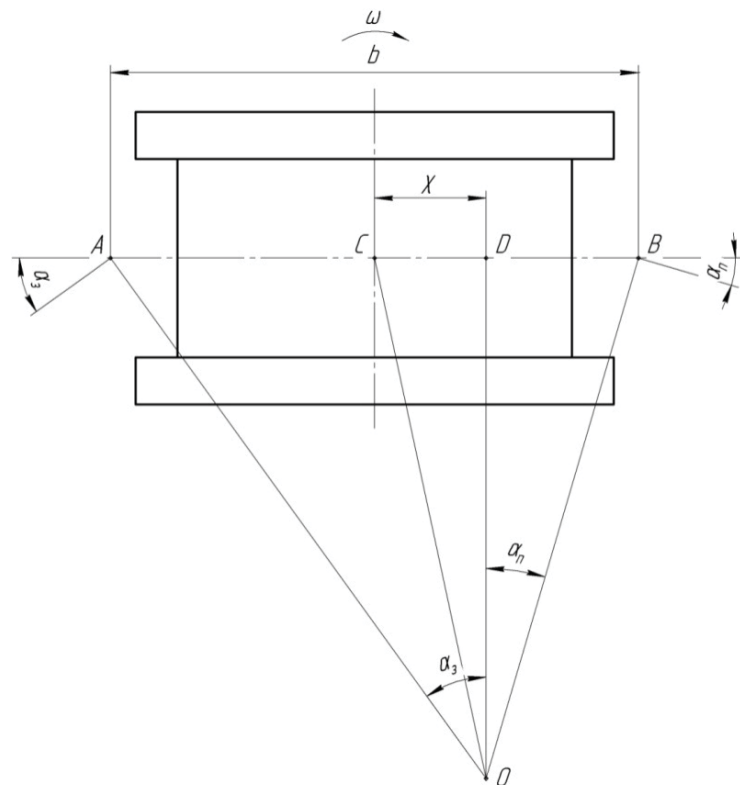


Рис. 2. Схема определения продольного смещения мгновенного центра поворота гусеничной машины:

α_n, α_3 – угол отклонения соответственно передних и задних «мерных лыж»; b – расстояние между вертикальными осями поворота «мерных лыж»; C – проекция центра масс машины на горизонтальную плоскость; D – проекция мгновенного центра поворота на продольную ось машины; O – мгновенный центр поворота машины

Таким образом, предложенные методы позволяют, используя соотношения (1) и (3), не зависящие от внешних условий движения и

конструктивных параметров машины, определять критическую по условиям заноса скорость движения машины, что дает возможность

сократить объем экспериментальных работ и повысить точность определения $V_{кр}$.

Библиографический список

1. Оценка подвижности объектов бронетанковой техники / Брилев О.Н., Дмитриев А.А. [и др.] М.: ВА БТВ, 1977. 107 с.
2. Дмитриев А.А., Ягубов В.Ф., Бекетов С.А. К вопросу об управляемом движении гусеничной машины / ЦВНИ. М., 1998. Деп. в ЦСИФ МО РФ 17.09.97; № В3416.

УДК 629.114

В.М. Шарипов

*Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),
г. Москва*

АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ НА ПАРАХ ТРЕНИЯ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ

В работах [1, 2] рассматриваются автоколебательные процессы на парах трения сухого фрикционного сцепления (ФС). Природа этого явления подробно изложена в работе [3]. При этом в работе [2] отмечено, что устранение фрикционных автоколебаний в ФС может обеспечить двукратное повышение долговечности ее фрикционных накладок. Во всех без исключения работах возникновение автоколебательных процессов установлено при стендовых испытаниях ФС и длительном буксовании на предельном моменте в интервале времени ($t_m - t_\delta$), т.е. на «полке» (рисунок). В этом случае время буксования ФС на «полке» больше, чем в процессе нарастания момента трения. Установлено, что автоколебательные процессы возникают, как правило, в начале и в конце буксования ФС на «полке» (см. рисунок). В то же время известно [2], что существенное влияние на автоколебательные процессы в ФС оказывает жесткость валопровода стенда, которая обычно на порядок выше жесткости трансмиссии автомобилей и тракторов. Следует отметить, что в процессе нарастания момента трения при включении ФС автоколебания не наблюдались.

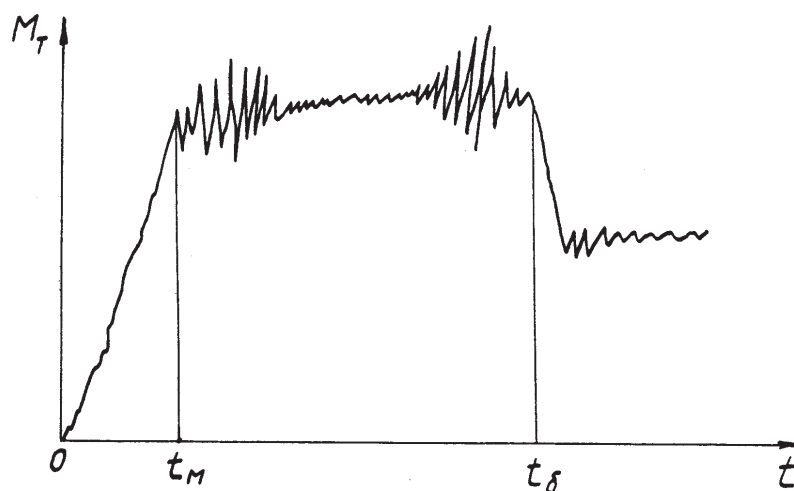
В процессе разгона тракторного агрегата при эксплуатации в большинстве выполняемых операций буксование ФС заканчивается до

полного его включения [4]. Следовательно, на диаграмме разгона тракторного агрегата участок с «полкой» отсутствует или его величина незначительна. Аналогичные результаты получены и для автомобильных ФС [5]. В качестве примера в таблице приведены типичные осциллограммы моментов на валу ФС в процессе разгона различных тракторных агрегатов. Из осциллограмм следует, что автоколебания на парах трения ФС не возникают.

При участии автора [4] исследовался процесс разгона различных тракторных агрегатов с тракторами

Т-150К, Т-4А, Т-4АП2, ДТ-75М и ТТ-4, в ФС которых использовались фрикционные накладки на основе асбеста (шифра 56 и F-2124), безасбестовые полимерные (шифра F-202) и порошковые спеченные (шифра НЛ-5).

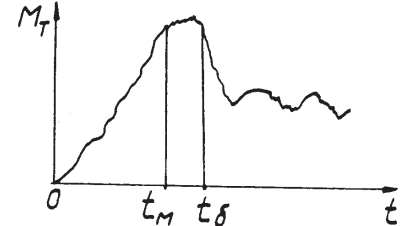
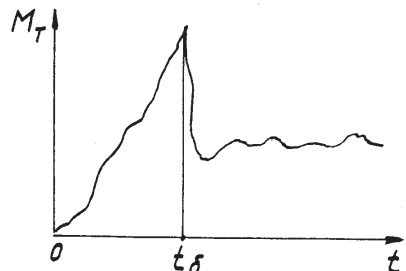
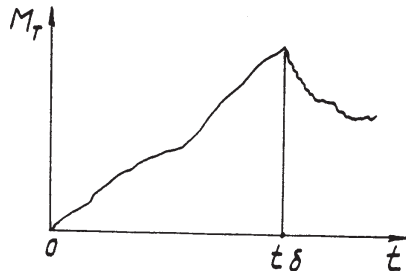
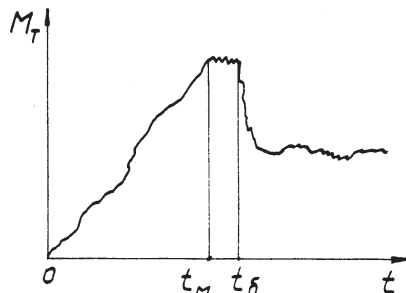
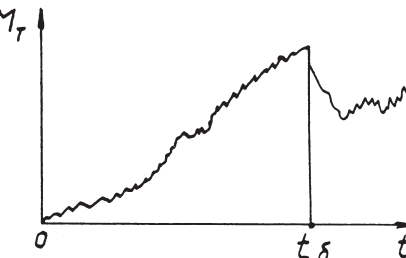
Из анализа полученных осциллограмм [4-9] установлено, что в реальной эксплуатации автомобиля и тракторного агрегата автоколебания на парах трения ФС не возникают. Это относится к ФС с асбестовыми, безасбестовыми полимерными и спеченными порошковыми фрикционными накладками.



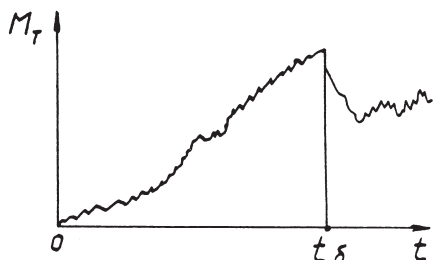
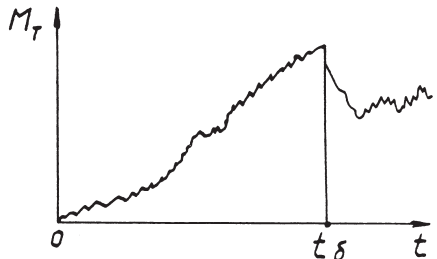
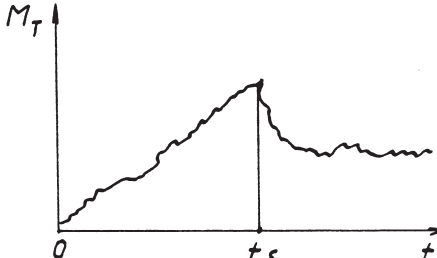
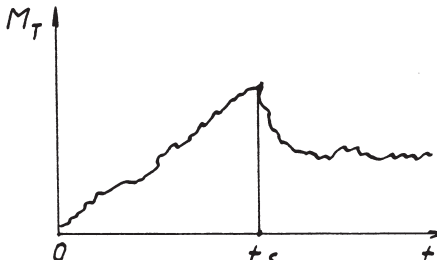
Осциллограмма изменения момента M_T на валу ФС при стендовых испытаниях:

t_m и t_δ — соответственно время включения и буксования ФС

Типичные осциллограммы моментов на валу ФС
в процессе разгона тракторного агрегата

Источник информации	Тип тракторного агрегата	Осциллограмма момента на валу ФС
1	2	3
[6]	МТЗ-50 с одноосным прицепом	
[7]	Т-75, разгон трехсялочного агрегата на VII передаче	
[8]	Т-40М, разгон транспортного агрегата на IV передаче	
[4]	Т-150К с прицепом 1-ПТС-9, разгон на V передаче	
[4]	Т-4А с плугом ПЛ-5-35, пахота на VI передаче	

Окончание таблицы

1	2	3
[4]	Т-4А с плугом ПЛ-5-35, пахота на VI передаче	
[4]	Т-4А с плугом ПЛ-5-35, пахота на VI передаче	
[4]	ДТ-75М, с плугом ПЛ-5-35, пахота на IV передаче	
[4]	ДТ-75М, с плугом ПЛ-5-35, пахота на IV передаче	

Библиографический список

1. Геккер Ф.Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. М.: Машиностроение, 1983. 168 с.
2. Вопросы долговечности муфт сцепления тракторов/ С.Г. Борисов, С.А. Лапшин, В.Я. Юденко, В.Б. Захаров // Тракторы и сельхозмашины. 1980. № 3. С. 22–24.
3. Трение, изнашивание и смазка: справочник: в 2 кн. Кн.2 / под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. 358 с.
4. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин/ В.М. Шарипов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин; под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
5. Щернков Г.М. Пары трения автомобильных сцеплений (теория, испытания и расчет): дис. ... д-ра техн. наук. Ярославль, 1976. 370 с.
6. Вернигор В.А., Солонский А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. М.: Машиностроение, 1983. 183 с.
7. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
8. Чунихин В.И. Исследование долговечности пар трения тракторных муфт сцепления и некоторых путей ее повышения: дис. ... канд. техн. наук. М., 1977. 204 с.
9. Лялин В.П. Выбор оптимальных геометрических параметров пар трения с целью улучшения характеристик теплового режима и работоспособности муфты сцепления трактора: дис. ... канд. техн. наук. М., 1984. 167 с.

УДК 629.463

С.В. Щитов, З.Ф. Кривуца
Дальневосточный государственный аграрный университет – ДальГАУ,
г. Благовещенск

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТРАНСПОРТИРОВКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ

Основу экономической оценки перевозки сельскохозяйственной продукции автомобильным транспортом составляет расчет издержек на их выполнение. Методы определения затрат на выполнение данных услуг должны учитывать специфику перевозок сельскохозяйственной продукции. Учет специфики данного вида перевозок позволит оценить степень влияния различных факторов и изыскать возможности их уменьшения. Скорость движения подвижного состава является одним из существенных факторов, влияющих на производительность транспортных средств и на уровень энергозатрат при выполнении перевозок [1].

Прямые энергозатраты при перевозке грузов для автомобиля определяются [2]:

$$E_{np} = \frac{\alpha_a G L \rho}{50 Q}, \quad (1)$$

где α_a – энергетический эквивалент топлива, МДж/кг; G – линейная норма расхода топлива на 100 км пробега, л; L – длина ездки, км; ρ – плотность топлива, кг/л; Q – масса перевозимого груза, т.

Проведя необходимые преобразования в формуле (1), получаем

$$E_{np} = \frac{\alpha_a G V_T \rho (l_{ze} + V_T t_{ns} \beta)}{50 Z_e q \gamma_i V_T \beta}, \quad (2)$$

где V_T – техническая скорость автомобиля, км/ч; l_{ze} – длина ездки с грузом, км; β – коэффициент использования пробега; t_{ns} – среднее время погрузочно-разгрузочных работ за один оборот, ч; Z_e – число ездки; q – грузоподъемность транспортного средства, т; γ – коэффициент использования грузоподъемности.

Полученная зависимость позволяет оценить влияние скорости движения на прямые энергозатраты транспортного средства.

В качестве исходных данных для решения поставленной задачи как для отдельно взятого автомобиля определенной марки, так и в целом

для автотранспортного предприятия в настоящее время лучше всего использовать протоколы, полученные навигационной системой слежения мониторинга транспорта. Спутниковые системы глобального позиционирования мониторинга автомобильного транспорта позволяют не только определять местонахождение, скорость движения транспортного средства, но и проводить контроль расхода топлива в режиме реального времени.

Анализ полученной информации позволяет выбрать на конкретном маршруте экономически обоснованную скорость движения автомобиля при выполнении заданного объема грузоперевозок, которой соответствует минимальный расход топлива, с учетом разнородности и сложности дорожных условий. С этой целью были проведены экспериментальные исследования с использованием вышеназванной системы.

Для определения прямых энергозатрат при различных скоростях движения и оптимальной скорости движения на выбранных маршрутах проведены натуральные исследования на примере работы автомобилей КамАЗ-5320692 с полуприцепом НефАЗ-8560 при выполнении перевозок грузов по маршрутам с асфальтобетонным покрытием. При этом фиксировались скорость движения и расход топлива.

Дорожные условия: тип дорожного покрытия – асфальтобетонное; состояние дорожного покрытия – хорошее; категория дорог (СниП 2.05.02-85) – IV; вид движения – свободное; коэффициент использования пробега $\beta = 0,5$; грузоподъемность транспортного средства $q = 20$ т; протяженность трассы $L = 165$ км; коэффициент использования грузоподъемности $\gamma = 0$ и $\gamma = 1$; выполнялась одна ездка; дорожные условия на всем протяжении трассы

одинаковы; погода – ясная; продолжительность рейса – 8 ч.

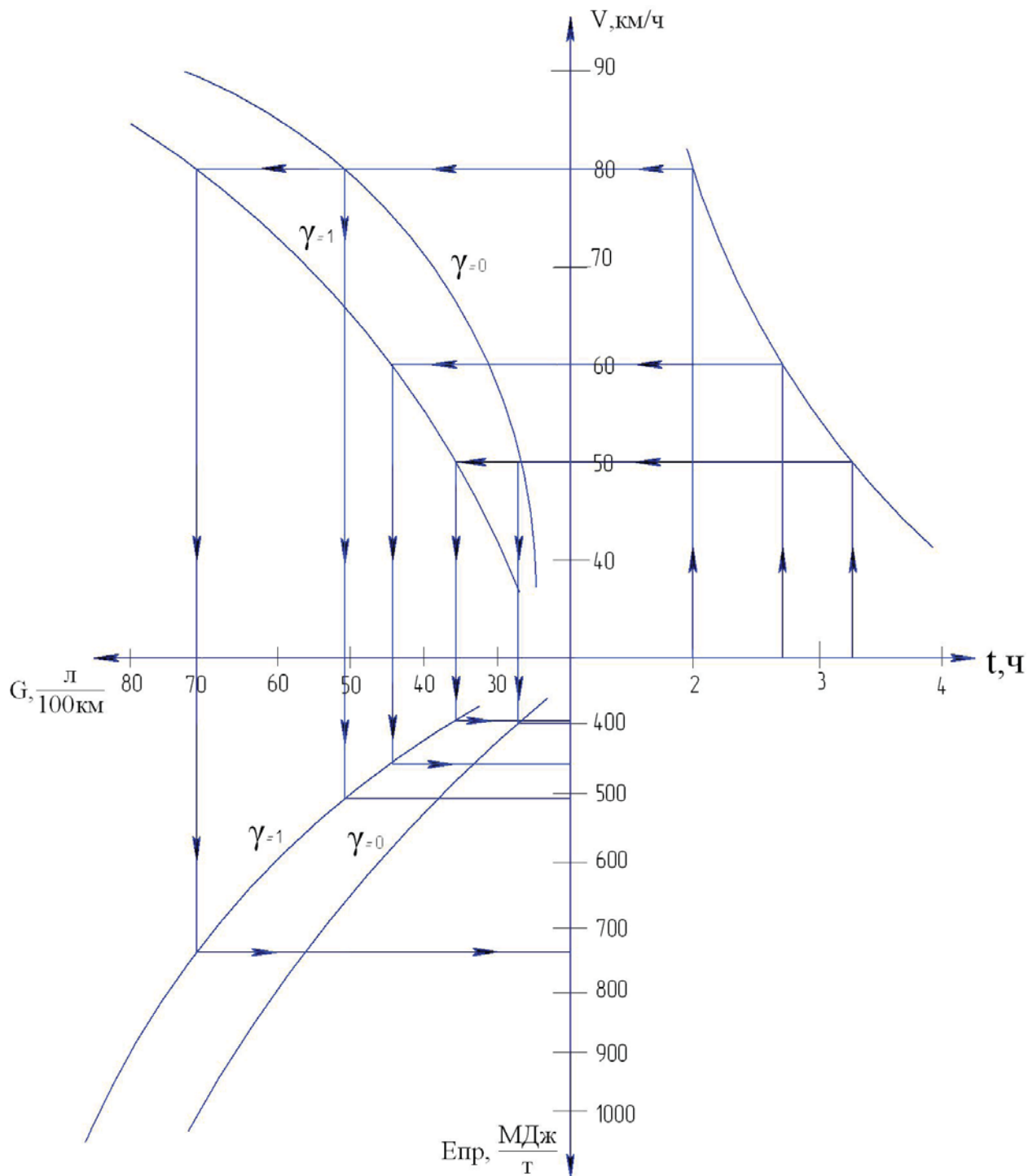
Рекомендуемая скорость движения рассчитывалась исходя из общего времени оборота, затрачиваемого на движение в прямом и в обратном направлениях. Одновременно с использованием навигационной системы слежения ГЛОНАСС и GPS были проведены хронометражные наблюдения. Сходимость результатов составила в пределах ошибки.

Используя данные спутниковых систем мониторинга, получили исходный массив значений расхода топлива в зависимости от скорости движения и грузоподъемности автомобилей на режимах движения от 40 до 90 км/ч. Согласно положениям корреляционно-регрессионного анализа установили зависимость $G=f(V)$.

Для решения практической задачи по определению оптимальной скорости движения на заданном участке дороги предлагается пользоваться номограммой (рисунок). Так, анализ полученных данных позволяет рекомендовать снижение среднетехнической скорости движения по трассе в направлении Завитинск – Благовещенск до 55 км/ч и тем самым уменьшить расход топлива с 57,6 л/100 км до 38,6 л/100 км. При этом режиме движения продолжительность автомобиля в пути увеличится лишь на 30 мин.

Таким образом, экономический эффект от совершенствования планирования расхода топлива при стоимости дизельного топлива в Амурской области 28 р/л составит 792,4 р. в среднем на 1 автомобиль.

Рассматриваемый подход дает возможность оптимизировать не только расход топлива. Критерием решения может выступать оптимизация денежных и трудовых ресурсов, увеличение срока эксплуатации транспорта.



Номограмма для определения прямых энергозатрат в зависимости от скорости движения и грузоподъемности автомобиля

Библиографический список

1. Николин В.И. Автотранспортный процесс и оптимизация его элементов. М.: Транспорт, 1990. 192 с.
2. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве / А.Н. Никифоров, В.А. Токарев, В.А. Борзенков [и др.]; под ред. А.Н. Никифорова. М.: ВИМ, 1995. 96 с.