Грузовик

7
2017

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева, ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн. наук
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2017

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Патрахальцев Н. Н., Виноградов Л. В., Лотфуллин Ш. Р.* Возможности повышения экономичности автобусного газового двигателя КАМАЗ путем регулирования его активного рабочего объема

9 *Белова О. В.* Новые технологии и новые вызовы для отрасли

12 *Перчаткин Ю. В.* Состояние и основные тенденции развития прицепного состава сельскохозяйственного тракторного транспорта

16 *Поляков Ю. А.* Моделирование динамической жесткости рессоры при анализе вибронагруженности автомобиля

Исследования. Расчет

21 *Решенкин А. С., Тихомиров А. Г.* Диагностика механического привода транспортного оборудования

Практика

25 *Неверов А. Н.* Ультразвуковая разборка и сборка резьбовых соединений

33 *Хромов В. Н.* Технология упрочнения и восстановления термопластическим деформированием деталей цилиндропоршневой группы дизелей грузовиков

Транспортный комплекс

37 *Комаров Ю. Я., Овчар Н. А., Тодорев А. Н., Дятлов М. Н.* Анализ специфики условий и характера труда водителей маршрутного пассажирского автотранспорта в условиях крупного города

41 *Марков В. А., Зыков С. А., Лобода С. С.* Использование многокомпонентных эмульгированных биотоплив в дизелях (часть 2)

Пресс-Тур

47 *MAN: итоги-2016*

48 *Стратегия Iveco*

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru.
Пятилетний импакт-фактор РИНЦ 2015 г. — 0,208.
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2014 г. по тематике "Транспорт" — 11; по тематике "Машиностроение" — 44. http://elibrary.ru/title_about.asp?id = 9777

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

7
2017

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"
Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev, dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, dr.en.s., prof.
N.D. Chaynov, dr.en.s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2, str. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house
107076, Kolodezny Lane, house 2, str. 2
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).
Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

Subscription index:
according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2017

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

CONTENTS:

Design

3 *Patrakhaltsev N. N., Vinogradov L. V., Lotfullin Sh. R.* Some opportunities of ricing of gas-engine fuel economy of bus by active displacement regulation

9 *Belova O. V.* New technologies and new challenges for the engine — building industry

12 *Perchatkin Yu. V.* State and main development trends in the trailers agricultural tractor transport

16 *Polyakov Yu. A.* Modeling dynamic stiffness of leaf spring in the analysis of the vibration loading of the car

Research. Calculation

21 *Reshenkin A. S., Tikhomirov A. G.* Diagnosis of a mechanical drive transportation equipment

Practice

25 *Neverov A. N.* Ultrasonic dismantling and assembling the threaded connections

33 *Khromov V. N.* Technology of strengthening and recovery of thermoplastic deformation of parts of the cylinder-piston group of diesel trucks

Transportation complex

37 *Komarov Yu. Ya., Ovchar N. A., Todorev A. N., Dyatlov M. N.* Analysis of the specific terms and nature of work drivers routing passenger vehicles in the big city

41 *Markov V. A., Zykov S. A., Loboda S. S.* The Use of Multicomponent Emulsified Biofuels in Diesel Engines (part 2)

Press Tour

47 *MAN: results-2016*

48 *Iveco Strategy*

The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
System of Russian Science Citation Index www.elibrary.ru.
Five-year impact factor INDEX 2015 — 0.208.
Place in rating of SCIENCE INDEX for 2014, on the theme "Transport" — 11; on the theme of "Engineering" is 44.
http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777
Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 621.435.001

Н. Н. Патрахальцев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: patrakhaktsev37@mail.ru,
Л. В. Виноградов, канд. техн. наук, доцент, РУДН, e-mail: vinogradov36@mail.ru,
Ш. Р. Лотфуллин, ген. директор ООО "Био Интер"

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОБУСНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО АКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОБЪЕМА

Приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования возможностей повышения средне-эксплуатационной топливной экономичности автобусного газового двигателя КАМАЗ путем отключения части цилиндров на режимах малых нагрузок. Показано, что при реализации статистически достоверного эксплуатационного цикла движения городского автобуса можно отключением четырех цилиндров на режимах малых нагрузок ожидать повышения топливной экономичности двигателя на величину до 20 %, по сравнению с экономичностью полноразмерного двигателя.

Ключевые слова: *газовый двигатель, альтернативное топливо, природный газ, эксплуатационная топливная экономичность, малые нагрузки, отключение цилиндров, изменение активного рабочего объема двигателя.*

There presented some results of rated investigation of opportunities to rice operating fuel economy of gas-engine of city bus by variation of active displacement, witch may be achieved by some cylinders disconnection. There showed, that during realization a typical bus working cycle may be achieved rising of economy for 20 %.

Keywords: *gas-engine, alternative fuels, natural gas, economy on exploitation, low loads, disconnection of cylinders, engine with variable displacement.*

Перевод двигателей внутреннего сгорания на питание альтернативным топливом — природным газом повышает экономические, экологические и другие эксплуатационные качества ДВС [1, 2]. Однако в условиях эксплуатации транспортные двигатели длительное время работают на режимах малых нагрузок (МН) и холостых ходов (ХХ) [3], что приводит к повышению удельных и эксплуатационных расходов топлива, снижению экологических качеств машин и т. д. Известен метод повышения эксплуатационной экономичности ДВС, заключающийся в отключении части цилиндров на режимах МН [4]. Такой метод достаточно широко применяется на автомобильных бензиновых двигателях, реже — на автотранспортных дизелях. Информация о применении этого метода на газовых двигателях практически отсутствует. В то же время известно, что отключение части цилиндров двигателя, работающего на режимах МН, сопровождается повышением нагрузки на цилиндры, оставшиеся в работе, приводит к повышению удельной экономичности, снижению удельных выбросов токсичных компонентов и т. д. в соответствии с нагрузочными характеристиками двигателя [5].

Для предварительной (т. е. до проведения экспериментальных исследований) оценки (экспресс-оценки) возможностей повышения экономичности работы двигателя в условиях эксплуатации путем отключения части цилиндров может быть применена расчетно-экспериментальная методика (математическая модель), основанная на использовании экспериментальных универсальных характеристик исследуемых двигателей, т. е. характеристик, на которых в координатах нагрузки (например, крутящего момента M_e) и частоты вращения (n) нанесены параметрические кривые постоянных удельных расходов топлива (g_e) [5]. Анализ эффективности метода отключения цилиндров при работе на заданных режимах МН проводится путем сравнения показателей полноразмерного (п.р.) двигателя и двигателя с отключаемыми цилиндрами (о.ц.). При этих сравнениях нельзя оценивать регулирование двигателя с о.ц. развиваемым крутящим моментом (M_e) или мощностью (N_e), а также выполняемой двигателем

полной работой ($L_{полн.}$), так как эти показатели в условиях проводимого сравнения сохраняются неизменными как для двигателя полноразмерного, так и для двигателя с о.ц. Нельзя воспользоваться и показателями среднего эффективного давления (p_e) цилиндра или соответственно всего полноразмерного двигателя. Так как для п.р. двигателя p_e цилиндра и двигателя равны, но для двигателя с о.ц. значения p_e меняются в разных цилиндрах на том же режиме МН всего двигателя. Показатель p_e не имеет физического смысла для всего двигателя с о.ц., у которого при неизменности конструктивного параметра (рабочего объема двигателя) меняется активный рабочий объем двигателя, как сумма рабочих объемов активных, не выключенных цилиндров (по существу регулируемый параметр). В этих условиях целесообразно воспользоваться показателями удельной работы ($L_{уд}$), выполняемой каждым из двигателей (п.р. или с о.ц.). Для полноразмерного двигателя выполняемая им удельная работа составляет:

$$L_{уд} = L_{полн.}/(iV_h)\ \text{Дж/дм}^3, \qquad (1)$$

где iV_h — конструктивный показатель двигателя — его рабочий объем при общем числе цилиндров i и рабочем объеме одного цилиндра V_h.

Для двигателя с о.ц. при выполнении той же полной работы удельная работа составляет:

$$L_{уд}^{о.ц.} = L_{полн}/(zV_h)\ \text{Дж/дм}^3, \qquad (2)$$

где z — число работающих (активных) цилиндров двигателя, а величина zV_h — активный рабочий объем двигателя с о.ц., т. е. по существу — регулируемый (а не конструктивный) параметр. То есть регулирование двигателя с о.ц. представляет собой регулирование активного рабочего объема двигателя и, следовательно, изменение удельной работы, выполняемой двигателем с о.ц.

При известности M_e полная работа, выполняемая полноразмерным двигателем (а следовательно и двигателем с о.ц. на этом же режиме МН), равна:

$$L_{полн.} = 2\pi M_e\ \text{Дж}. \qquad (3)$$

А удельные работы составят соответственно:

$$L_{уд}^{п.р.} = 2\pi M_e/(iV_h)\ \text{Дж/дм}^3, \qquad (4)$$

$$L_{уд}^{о.ц.} = 2\pi M_e/(zV_h)\ \text{Дж/дм}^3. \qquad (5)$$

Для того чтобы воспользоваться универсальной характеристикой исследуемого двигателя, необходимо ординату M_e пересчитать в ординату $L_{уд}$, как это показано на рис. 1.

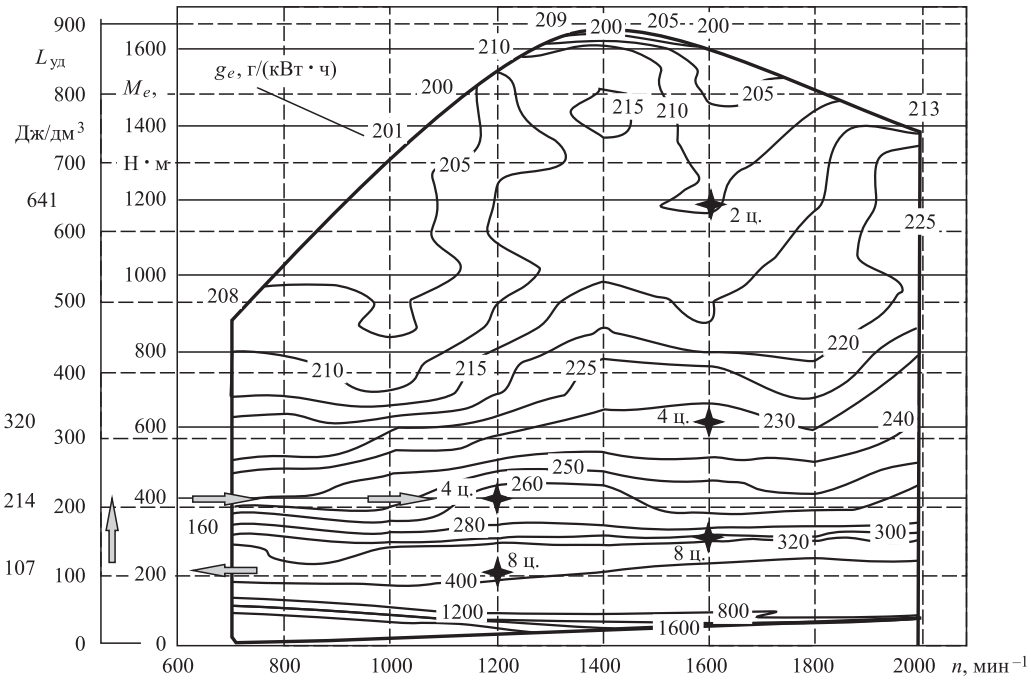

Рис. 1. Экспериментальная универсальная характеристика газового двигателя КАМАЗ (в координатах M_e—n), снабженная ординатой удельной работы ($L_{уд}$), выполняемой двигателем (шкала с ординатой M_e применима для полноразмерного двигателя, а шкала $L_{уд}$ — для обоих вариантов двигателей)

Приводимая расчетно-экспериментальная методика (математическая модель) анализа показателей экономичности двигателя при регулировании его изменением активного рабочего объема применима при справедливости допущения, что абсолютные значения механических потерь в двигателях ($M_м$, $N_м$, $L_м$, $p_м$), как п.р., так и с о.ц., не зависят от нагрузки, от числа активных цилиндров, а зависят только от частоты вращения вала двигателя. Такое допущение мотивируется тем, что наиболее надежные методы экспериментального определения абсолютных значений механических потерь в двигателе основаны на измерении момента и т. д. при проворачивании посторонним источником вала двигателя с отключенными процессами подачи топлива, на обработке результатов выбега двигателя при отключении всех или части цилиндров и т. д.

Поддержание исходного уровня малой нагрузки при отключении части цилиндров двигателя достигается увеличением индикаторных показателей момента, мощности и т. д. активных цилиндров при сохранении эффективных момента, мощности и т. д. двигателя в целом.

Рассмотрим пример реализации методики. Пусть полноразмерный двигатель при $n = 1200$ мин$^{-1}$ развивает $M_e = 200$ Н · м и, следовательно, выполняемая им удельная работа составляет $L_{уд}^{п.р.} = 107$ Дж/дм^3, как это показано на рис. 1 звездочкой. То есть нагрузка составляет около 13 % уровня внешней скоростной характеристики (ВСХ). При этом удельный расход топлива составляет 370 г/(кВт · ч), часовой расход — 9,3 кг/ч.

Если этот же нагрузочный и скоростной режим реализуется двигателем с о.ц. на четырех активных цилиндрах ($z = 4$), то удельная работа, выполняемая двигателем, составляет $L_{уд}^{о.ц.} = 214$ Дж/дм^3. На характеристике стрелками показано, что в этом случае $g_e^{о.ц.}$ составит 265 г/(кВт · ч), $G_т^{о.ц.} = 6{,}7$ кг/ч, а ожидаемая экономия топлива может составить 28 % уровня двигателя полноразмерного.

На графике также показан пример реализации режима $n = 1600$ мин$^{-1}$ при уровне малой нагрузки $M_e = 300$ Н · м (т. е. 19 % уровня ВСХ) и $L_{уд}^{п.р.} = 160$ Дж/дм^3. В этом случае $g_e^{п.р.} = 300$ г/(кВт · ч), $G_т^{п.р.} = 15{,}1$ кг/ч. Если тот же режим реализовать на четырех цилиндрах, то $L_{уд}^{о.ц.} = 320$ Дж/дм^3, $g_e^{о.ц.} = 233$ г/(кВт · ч), $G_т^{о.ц.} = 11{,}7$ кг/ч, а экономия топлива составит 22 % уровня расхода полноразмерного двигателя.

Учитывая, что двигатель имеет газотурбинный наддув, очевидно, что режимы с отключением части цилиндров возможны, если при этом не возникает рассогласования работы двигателя и турбокомпрессора (в приведенном выше примере рассогласование произойдет при попытке работы на двух цилиндрах). Возможное максимальное повышение удельной работы двигателя с о.ц. на режиме малой нагрузки следует ограничивать допустимым уровнем коэффициента избытка воздуха атмосферного двигателя на этом же режиме. Очевидно, что показанная методика применима для двигателей без наддува или с механическим наддувом, или с регистровым и другим регулируемым наддувом.

В простейшем случае выключение цилиндра из работы выполняется прекращением подачи в него газа и выключением зажигания. Более высокий эффект по экономичности может дать регулирование фаз газообмена в отключаемых цилиндрах, прежде всего, прекращение открытия клапанов газораспределения и т. д., что освоено на ряде бензиновых двигателей.

Изменение количества активных цилиндров z при данном уровне малой нагрузки сопровождается также изменением удельной работы ($L_{уд}$), выполняемой двигателем, и приводит к изменению удельного эффективного расхода топлива, причем тем существеннее, чем ниже уровень исходного режима малой нагрузки (рис. 2).

Такое регулирование двигателя приводит к снижению часового расхода топлива ($G_т$) и к относительной экономии топлива ($\Delta G_т$) на данном режиме малой нагрузки (рис. 3).

Ожидаемая экономия топлива в реальных условиях эксплуатации зависит от доли режимов малых нагрузок в полном эксплуатационном цикле двигателя. С использованием изложенной методики проведен анализ возможности экономии топлива при отключении части цилиндров и реализации газовым

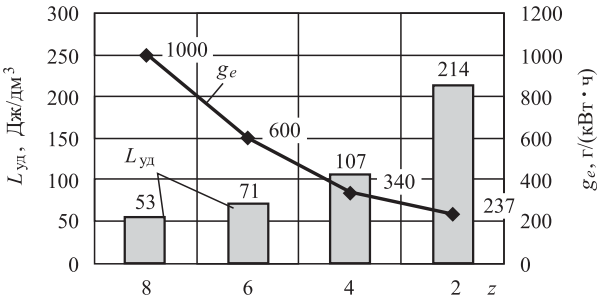

Рис. 2. Зависимости удельного эффективного расхода топлива (g_e) и удельной работы ($L_{уд}$), выполняемой двигателем, от числа активных цилиндров (z) при n = 800 мин$^{-1}$, M_e = 100 Н · м (или 10 % уровня ВСХ)

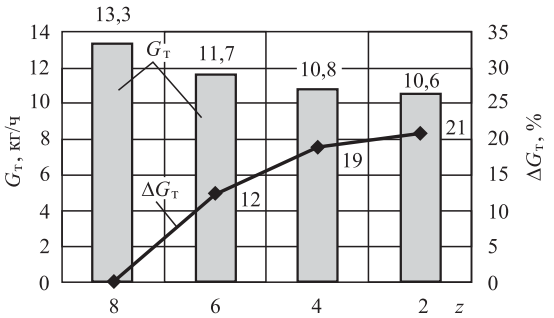

Рис. 3. Влияние числа активных цилиндров *z* на часовой расход ($G_т$) и экономию топлива ($\Delta G_т$) при режиме малой нагрузки (M_e = 400 Н·м, 26 % уровня ВСХ) и *n* = 1200 мин$^{-1}$

двигателем статистически достоверного эксплуатационного цикла работы городского автобуса (рис. 4).

На рисунке приведены численные значения долей разных режимов работы газового двигателя автобуса во всем объеме эксплуатационных режимов. Далее (таблица) приведены результаты расчетов по приведенной выше методике (показаны для примера первые 14 и последние четыре режимные точки эксплуатационного цикла работы городского автобуса из общего количества 58 точек на рис. 4). В таблице приведены результаты расчетов для полноразмерного двигателя (п.р.) (т. е. при работе всех восьми цилиндров) двигателя с четырьмя активными цилиндрами (алгоритм регулирования $z = 4$), а также двигателя, регулируемого изменением числа активных цилиндров в зависимости от уровня малой нагрузки (алгоритм регулирования $z = var$).

Очевидно, что показатели мощности, эффективного момента и полной работы, выполняемой газовым двигателем во всех вариантах регулирования

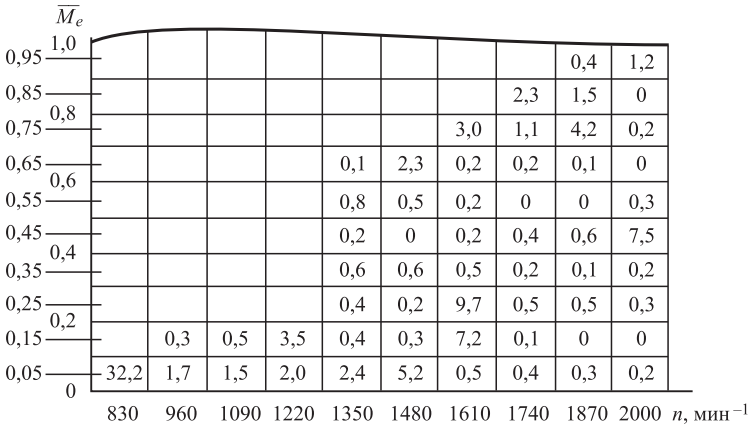

Рис. 4. Распределение режимов работы двигателя городского автобуса в условиях интенсивного городского движения [1]:

$\overline{M}_e$ — относительное значение крутящего момента

при реализации эксплуатационного цикла, остаются неизменными.

Обозначения в таблице

$N_{e.отн.}$ — отношение текущей мощности к номинальной; Д.р. — относительная доля режима от всего времени цикла; K_j — весовой фактор; $N_{e.j}$ — фактическое значение мощности на данном режиме; $N_{ej}K_j$ — значение мощности с учетом весового фактора.

$K_з = \Sigma(N_{ej}K_j)/N_{e.ном.}$ — коэффициент загрузки (или коэффициент использования мощности).

Суммарная мощность дизеля при реализации указанного эксплуатационного цикла составляет $\sum_{j=1}^{38}\left(N_{ej}K_j\right) = 67{,}272$ кВт. Следовательно, коэффициент загрузки дизеля по мощности при реализации рассматриваемого эксплуатационного цикла равен $K_з = \sum_{j=1}^{38}\left(N_{ej}K_j\right)/N_{e\,ном} = 67{,}272/288 = 0{,}234$. Суммарный часовой расход топлива при реализации этого цикла полноразмерным (п.р.) двигателем равен $\Sigma(G_{тj.п.р.}K_j) = 18{,}637$ кг/ч, а удельный эффективный расход за весь эксплуатационный цикл — $g_{eц.п.р.} = \Sigma G_{тj/п.р.}/\Sigma(N_{ej}K_j) = 0{,}277$ кг/(кВт·ч). Для случая, когда число активных цилиндров варьируется от одного до восьми ($z = var$) в зависимости от текущей нагрузки, получаем следующие данные: $\Sigma G''_{тj} = 14{,}660$ кг/ч, $g''_{eц} = \Sigma G''_{тj}/\Sigma(N_{ej}K_j) = 0{,}218$ кг/(кВт·ч). Следовательно, экономия в удельном расходе топлива по сравнению с расходом полноразмерного дизеля составляет $\Delta g''_{e.ц} = ((g_{eц.п.р.} - g''_{e.ц})/g_{eц.п.р.}) \cdot 100 = 21{,}3$ %.

Для случая, когда регулирование дизеля на малых нагрузках проводится путем отключения четырех цилиндров (алгоритм регулирования: $z = 4$—8), суммарный расход топлива составит $\Sigma G'_{тj} = 16{,}216$ кг/ч, удельный цикловой — $g'_{eц} = \Sigma G'_{тj}/\Sigma(N_{ej}K_j) = 0{,}241$ кг/(кВт·ч). Следовательно, экономия топлива при регулировании дизеля на малых нагрузках отключением половины цилиндров составит $\Delta g'_{eц}$ ~13 % (рис. 5).

Возможное повышение экономичности газового двигателя при его регулировании изменением активного рабочего объема существенно зависит от доли режимов малых нагрузок, свойственных данным условиям эксплуатации. Так, коэффициент загрузки двигателя по мощности при реализации 13-ступенчатого цикла

№	M_e ВСХ, Н • м	n, мин$^{-1}$	$N_{e\text{отн.}}$	Д. р., %	K_j	N_e ВСХ, кВт	N_{ej}, кВт	$N_{ej}K_j$, кВт	M_e, Н • м	$L_{\text{уд, п.р.}}$, Дж/дм^3	n, мин$^{-1}$	$g_{e,\text{п.р.}}$, г/(кВт • ч)	$Q_{\text{тj.п.р.}}$, кг/ч	$G_{\text{тj.п.р.}}K_j$, кг/ч	$L_{\text{полн.}}$, Дж	Алг. $z = \text{var}$, z	$L''_{\text{уд.}}$, Дж/дм^3	g''_e, г/(кВт • ч)	$G''_{\text{тj}}$, кг/ч	$G''_{\text{тj}}K_j$, кг/ч	Алг. $z = 4—8$, z	$L'_{\text{уд.}}$, Дж/дм^3	g'_e, г/(кВт • ч)	$G'_{\text{тj}}$, кг/ч	$G'_{\text{тj}}K_j$, кг/ч
1	1065	830	0,05	32,2	0,322	93	4,63	1,490	53,3	28,4	830	1600	7,4	2,384	332,7	1	226,3	310	1,4	0,462	4	56,6	800	3,7	1,192
2	1250	960	0,05	1,7	0,017	126	6,28	0,107	62,5	33,4	960	550	3,5	0,059	390,5	1	265,6	233	1,5	0,025	4	66,4	600	3,8	0,064
3	1250	960	0,15	0,3	0,003	126	18,85	0,057	187,5	100,1	960	370	7,0	0,021	1171,5	2	398,5	208	3,9	0,012	4	199,2	250	4,7	0,014
4	1425	1090	0,05	1,5	0,015	163	8,13	0,122	71,3	38,0	1090	800	6,5	0,098	445,2	1	302,8	227	1,8	0,028	4	75,7	400	3,3	0,049
5	1425	1090	0,15	0,5	0,005	163	24,40	0,122	213,8	114,1	1090	360	8,8	0,044	1335,5	2	454,3	208	5,1	0,025	4	227,1	250	6,1	0,030
6	1565	1220	0,05	2	0,02	200	10,00	0,200	78,3	41,8	1220	750	7,5	0,150	488,9	1	332,6	225	2,2	0,045	4	83,1	275	2,7	0,055
7	1565	1220	0,15	3,5	0,035	200	29,99	1,050	234,8	125,4	1220	360	10,8	0,378	1466,7	2	498,9	211	6,3	0,221	4	249,4	250	7,5	0,262
8	1650	1350	0,05	2,4	0,024	233	11,66	0,280	82,5	44,1	1350	600	7,0	0,168	515,5	1	350,7	228	2,7	0,064	4	87,7	450	5,2	0,126
9	1650	1350	0,15	0,4	0,004	233	34,99	0,140	247,5	132,2	1350	330	11,5	0,046	1546,4	2	526,0	213	7,5	0,030	4	263,0	250	8,7	0,035
10	1650	1350	0,25	0,4	0,004	233	58,31	0,233	412,5	220,3	1350	265	15,5	0,062	2577,3	3	584,4	212	12,4	0,049	4	438,3	220	12,8	0,051
11	1650	1350	0,35	0,6	0,006	233	81,64	0,490	577,5	308,4	1350	235	19,2	0,115	3608,2	4	613,6	212	17,3	0,104	4	613,6	212	17,3	0,104
12	1650	1350	0,45	0,2	0,002	233	104,96	0,210	742,5	396,5	1350	225	23,6	0,047	4639,1	5	631,2	212	22,3	0,045	8	394,5	225	23,6	0,047
13	1650	1350	0,55	0,8	0,008	233	128,29	1,026	907,5	484,6	1350	217	27,8	0,223	5670,0	6	642,9	211	27,1	0,217	8	482,1	216	27,7	0,222
14	1650	1350	0,65	0,1	0,001	233	151,61	0,152	1072,5	572,7	1350	213	32,3	0,032	6700,9	8	569,8	213	32,3	0,032	8	569,8	217	32,9	0,033
...																									
54	1375	2000	0,55	0,3	0,003	288	158,38	0,475	756,3	403,8	2000	233	36,9	0,111	4725,0	5	642,9	223	35,3	0,106	8	231,0	239	37,9	0,114
55	1375	2000	0,65	0	0	288	187,17	0,000	893,8	477,3	2000	225	42,1	0,000	5584,1	6	633,1	223	41,7	0,000	8	474,8	225	42,1	0,000
56	1375	2000	0,75	0,2	0,002	288	215,97	0,432	1031,3	550,7	2000	217	46,9	0,094	6443,2	7	626,2	224	48,4	0,097	8	547,9	223	48,2	0,096
57	1375	2000	0,85	0	0	288	244,76	0,000	1168,8	624,1	2000	225	55,1	0,000	7302,3	7	709,7	221	54,1	0,000	8	620,9	225	55,1	0,000
58	1375	2000	0,95	1,2	0,012	288	273,56	3,283	1306,3	697,6	2000	223	61,0	0,732	8161,4	8	694,0	222	60,7	0,729	8	694,0	222	60,7	0,729
				100			**$\Sigma(N_{ej}K_j) = 67{,}272$**						**$\Sigma G_{\text{тj.п.р.}} = 18{,}637$**						**$\Sigma G''_{\text{тj}} = 14{,}660$**					**$\Sigma G'_{\text{тj}} = 16{,}216$**	
							$K_з = 0{,}234$						**$g_{e\,\text{ц.п.р.}} = 0{,}277$**						**$g''_{e\text{ц}} = 0{,}218$**					**$g'_{e\text{ц}} = 0{,}241$**	

Рис. 5. Зависимости среднеэксплуатационных удельных расходов газа ($g_{е.ц.}$) газовым двигателем КАМАЗ и относительных выигрышей в удельных расходах газа ($\Delta g_{е.ц.}$) от алгоритма регулирования (*z* = 8; 4—8; *var*) двигателя изменением числа активных цилиндров

составляет 0,46. А для двигателя автобуса — 0,234. Следовательно, ожидаемый экономический эффект возрастает.

Следует отметить, что адекватность примененной математической модели была проверена сравнением расчетных и опубликованных экспериментальных данных испытаний газожидкостного двигателя BMW. Получено, что расчетные данные на 10—20 % превышают экспериментальные, что следует учитывать при оценке ожидаемого экономического эффекта от применения метода регулирования двигателя изменением удельной работы (иначе говоря, изменением числа активных цилиндров).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Применение газовых топлив в двигателях** внутреннего сгорания / Л. В. Виноградов, В. В.Горбунов, Н. Н. Патрахальцев, В. Л. Стативко. ИРЦ ГАЗПРОМ, 1996. 187 с. (Сер.: Природный газ в качестве моторного топлива. Использование газа). Табл. 14. Ил. 98. Код по рубрикатору ГАСНТИ нефтяной и газовой промышленности — 44.31.35.
2. **Патрахальцев Н. Н.** Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив. М.: Изд- РУДН, 2008, 267 с.
3. **Виноградов Л. В., Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н.** Работа дизеля на режимах частичных нагрузок. М.: Изд-во РУДН, 2000, 90 с.
4. **Балабин В. Н.** Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров. Монография. — М.: ГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2007, 143 с.
5. **Патрахальцев Н. Н., Аношина Т. С., Камышников Р. О.** Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения рабочего объема // Двигателестроение. 2015. № 1 (259). С. 26—29.

Погрузчики ЧЕТРА на службе Минобороны

Официальный дилер ЧЕТРА ООО "КомплектСнаб" поставил 27 мини-погрузчиков ЧЕТРА МКСМ 1000Н для Министерства обороны Российской Федерации.

По результатам конкурсного отбора прошлого года дилер ЧЕТРА ООО "КомплектСнаб" заключил государственный контракт на поставку погрузчиков ЧЕТРА МКСМ 1000Н для подразделений Минобороны РФ. В январе техника была отгружена в одиннадцать воинских частей — от Хабаровска до Краснодарского края.

Теперь мини-погрузчики ЧЕТРА МКСМ 1000Н в комплектации с навесным оборудованием (грузовые вилы и рыхлитель с каждым мини-погрузчиком) будут выполнять складские и хозяйственные работы на службе Вооруженных сил России.

Универсальные коммунально-строительные машины МКСМ 1000Н выгодно отличаются своей многофункциональностью. Они способны транспортировать тяжелые и объемные грузы на определенные расстояния за короткие сроки. Компактные размеры и большой выбор навесного оборудования различного назначения делают этот мини-погрузчик востребованным на рынке.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 621.431: 621.762.04

О. В. Белова, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, Москва
E-mail: ovbelova@yandex.ru

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И НОВЫЕ ВЫЗОВЫ ДЛЯ ОТРАСЛИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Рассмотрены аддитивные технологии производства (АТП) изделий, показаны преимущества их использования по сравнению с традиционными технологиями. Приведены примеры применения АТП в двигателестроении. Показаны направления научно-исследовательских разработок для использования новых технологий.

Ключевые слова: *аддитивные технологии, двигателестроение, методология проектирования, повышение эффективности.*

Additive production technology (ATP) of different items, the advantages of its use compared to traditional technologies, examples of application of ATP in engine-building industry and directions of research and development for new technologies are considered.

Keywords: *additive technology, engine building, design methodology, efficiency improving.*

(рисунки на 3—4-й полосах обложки)

Введение

Аддитивные технологии производства (АТП) привлекают к себе все больший интерес, причем профессионалы в области производства называют их революционными. Самое широкое применение эти технологии сейчас имеют в сфере развлечений, а также в медицине и стоматологии.

АТП еще мало применяются для производства конечных продуктов: только 30 % приходится на изготовление изделий, которые напрямую используются в конструкциях, а 70 % — на модели и прототипы. США ставят задачу к 2020 г. изменить расклад: 80 % — конечных изделий, а 20 % — прототипы и модели [1].

Обзору существующих АТП посвящено уже достаточно много литературы (например, [2, 3]). Стандарт ASTM F2792-12a [4], разработанный американской международной организацией (American Society for Testing and Materials), формирующей стандарты по материалам и технологиям, принят в настоящее время за международный стандарт по АТП. Он определяет следующие основные виды АТП.

1. Powder bed fusion — тепловая энергия селективно расплавляет материал в заранее сформированном слое в объеме порошка;

2. Directed energy deposition — сфокусированный подвод тепловой энергии для расплавления материала непосредственно в место построения;

3. Material extrusion — выдавливание материала через сопло или отверстие по заданной траектории;

4. Material Jetting — выборочное осаждение капель материала;

5. Binder jetting — осаждение на порошковом материале жидкого связующего вещества;

6. Sheet lamination — соединение листовых материалов для формирования изделия;

7. Vat photopolymerization — выборочное отверждение жидкого фотополимера с помощью фотополимеризации.

Что касается отечественных стандартов, на базе ФГУП "ВИАМ" организован технический комитет 182 "Аддитивные технологии" [5] для их разработки.

Преимущества АТП и примеры применения в двигателестроении

Для машиностроительной отрасли основные инновации связаны с использованием АТП в автомобильной и аэрокосмической промышленности. Автомобильная промышленность традиционно использовала технологию прототипирования для дизайна автомобилей и изготовление оснастки для литья [116].

Сегодня наиболее прорывной технологией является технология прямого изготовления изделий из металла путем спекания, плавления или наплавки.

Каким же образом эта технология может перевести на новый уровень машиностроительные отрасли, в том числе автомобилестроение? Рассмотренные примеры применения АДТ для прямого изготовления машиностроительных изделий из металла наглядно показывают их преимущество по сравнению с традиционными технологиями:

1. неограниченные возможности в создании формы деталей;
2. уменьшение массы деталей;
3. уменьшение количества сборочных единиц путем объединения нескольких деталей в одну;
4. повышение теплообменных площадей;
5. повышение прочности с одновременным снижением массы;
6. возможности создания градиентных свойств материалов и т. д.

Конструкторов и дизайнеров в области машиностроения в первую очередь АТП вдохновляют тем, что они открывают новые горизонты в сложности проектирования (концепция "Complexity For Free") [17]. АТП позволяют в корне менять геометрию изделий, при этом повышая эффективность. Огромные перспективы открываются и для области автомобилестроения [13], в том числе и двигателестроения. Так, например, в [18] рассматривается исследование сопряженного теплообмена в поршне двигателя внутреннего сгорания, в который добавлена галерея охлаждения и внутренняя решетчатая структура, которая облегчает массу поршня при сохранении прочности (рис. 1). Результаты исследований показали значительное уменьшение температуры поршня, что показывает необходимость продолжения работ, которые выполнялись университетом г. Бат, Великобритания, в партнерстве с HiETA Technologies Ltd., Delta Motorsport Ltd., City University London и GE Precision Engineering Ltd.

FIT Group — немецкий концерн из Баварии, специализирующийся уже более 20 лет на аддитивных технологиях, в 2016 г. инвестировал в строительство нового технологического кластера (Additive Design and Manufacturing (ADM) plant) для удвоения мощности по производству путем 3D-печати для автомобильной, авиационной и аэрокосмической отраслей, а также медицины. Филиал немецкого концерна FIT West создал принципиально новую конструкцию головки двигателя гоночного автомобиля (рис. 2) из алюминиевого сплава AlMg10Si [10]. По сравнению с традиционной конструкцией головки, масса уменьшена с 5,1 до 1,9 кг, а поверхность охлаждения увеличена с 823 см^2 до 10 223 см^2. В новой конструкции использованы все преимущества аддитивных технологий: внешняя тонкостенная оболочка и внутренняя облегченная структура с развитой сложной поверхностью, полученная методами бионического проектирования. Уменьшение массы и увеличение поверхности охлаждения создают принципиально новые возможности для увеличения скорости автомобиля. Уникальные возможности создания новых конструкций дает также программное обеспечение Netfabb [11], разработанное FIT Group и приобретенное в 2015 г. Autodesk. Сейчас Autodesk и FIT Technology Group являются стратегическими партнерами в области развития аддитивных технологий.

Подразделение Renault Trucks Lyon Powertrain Engineering разработало новый прототип двигателя DTI 5 4-cylinder Euro 6 step C (рис. 3), в котором используются только АТП [12]. Цель проекта — показать возможности снижения размеров и массы двигателя. Масса двигателя снизилась на 25 %. Число деталей в новом двигателе также уменьшилось на 25 %, что составило 200 единиц. На первом этапе в стандартном двигателе Euro 6 с успехом прошли испытания на долговечность (600 ч) клапанные коромысла (рис. 4) и распределительный вал. Основываясь на достигнутых результатах, инженеры компании продолжают совершенствовать конструкцию нового двигателя, повышая функциональность деталей и эффективность двигателя в целом.

Проблемы и вызовы

В связи с развитием АТП в области проектирования машиностроительных изделий возникло новое направление — проектирование для АТП [13—15], поскольку новые технологии в корне меняют процесс проектирования, начиная с концептуального проектирования и заканчивая созданием трехмерной цифровой модели.

Конструктор должен забыть все традиционные методики проектирования для традиционных технологий и создавать изделие практически любой формы, применяя в том числе современные алгоритмы распределения материала с помощью специализированного программного обеспечения. Несомненно, это требует иной подготовки специалистов, умеющих разрабатывать и применять совершенно новую методологию проектирования.

Что тормозит развитие АТП в России

Прямое изготовление изделий из металла — наиболее перспективное направление развитие АТП в промышленности.

В качестве примера можно привести работу APWorks, Германия, дочерней компании Airbus Group, которая недавно представила серийный электромотоцикл Light Rider [16], оборудованный электродвигателем мощностью 6 кВт, позволяющий развить скорость до 80 км/ч (рис. 5). Рама мотоцикла изготовлена по технологии лазерного спекания из запатентованного APWorks порошка Scalmalloy [17] — материала из коррозионностойкого сплава (4,6 % Mg; 0,66 % Sc; 0,42 % Zr; 0,49 % Mn), по прочности не уступающего титану, и легкого, как алюминий.

В настоящий момент именно прямое изготовление изделий машиностроения путем АТП наименее развито на территории Российской Федерации. Связано это с тем, что изготовление конечного изделия из металлического порошка сходно с процессом приготовления пирога — конечный результат зависит от множества условий: качества порошка, соблюдения технологического процесса, условий обработки после спекания или сплавления и т. д. Такое сходство отмечается многими специалистами по АТП, например, компанией GE, которая является крупнейшим инвестором в АТП и в металлическое производство в частности [18].

Следовательно, внедрение прямой металлической печати требует изменения всего процесса стандартизации сырья, продукции, определения качества, характеристик качества. Однако эту работу необходимо вести, как и разработку собственного оборудования и порошков.

Выводы

Для отечественного двигателестроения разработка новых изделий может дать огромный выигрыш в увеличении мощности автомобилей и одновременно потребует создания совершенно новых направлений научно-исследовательских разработок:

1) создание методологии проектирования двигателя;

2) разработка методов исследования теплонапряженного состояния деталей;

3) разработка методик проведения испытаний изделий на прочность;

4) создание системы подготовки кадров с компетенциями в области АТП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **3D Printing:** A potential game changer for aerospace and defense. URL: http://www.pwc.com/us/en/industrial-products/publications/gaining-altitude-with-pwc/issue-7-3d-printing.jhtml.
2. **Gao W., Zhang Y., Ramanujan D., Ramani K., Chen Y., Williams C. B., Wang C. C. L., Shin Y. C., Zhang S., Zavattieri P. D.** The status, challenges, and future of additive manufacturing in engineering // Computer-Aided Design. V. 69. 2015. P. 65—89. URL: http://dx.doi.org/10.1016/j.cad.2015.04.001).
3. **Gardan J.** Additive manufacturing technologies: state of the art and trends // International Journal of Production Research, 2015. DOI: 10.1080/00207543.2015.1115909.
4. **ASTM** standard F2792, standard terminology for additive manufacturing technologies. 2013. URL: http://www.astm.org/Standards/F2792.htm.
5. **ТК** 182 на базе ВИАМ. URL: http://viam.ru/tk_182.
6. **Зленко М. А., Нагайцев М. В., Довбыш В. М.** Аддитивные технологии в машиностроении // Пособие для инженеров. М.: ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". 2015. 220 с.
7. **Design** for Additive Manufacturing: An evolution of Design to Support a Breakthrough in Manufacturing. URL: http://www.farinia.com/additive-manufacturing/3d-technique/design-for-additive-manufacturing-dfam.
8. **Copeland C., Reyes Belmonte M., Drummond H., Hopkins G., Schmieder A., Bredda S. W., Akehurst S.** 2015. Improving Heat Transfer and Reducing Mass in a Gasoline Piston using Additive Manufacturing. In: SAE 2015 World Congress, 2015-04-21—2015-04-23. SAE International.
9. **Craig A. G., Bharath G., Pandarinath I.** 3D opportunity for the automotive 749 industry, Deloitte University Press, May 2014. URL: https://dupress.deloitte.com/dup-us-en/focus/3d-opportunity/additive-manufacturing-3d-opportunity-in-automotive.html#endnote-sup-1
10. **Aluminum Cylinder** Head-Manufactured by FIT. URL: http://www.fit-west.com/cylinder_head.php?language=2&title=.
11. **Autodesk** Netfabb. URL: (https://www.netfabb.com/).
12. **Metal** 3D printing: technology of the future for lighter and more compact engines. URL: http://corporate.renault-trucks.com/en/press-releases/2017-01-11-metal-3d-printing-technology-of-the-future-for-lighter-and-more-compact-engines.html.
13. **Rosen D. W.** What Are Principles For Design For Additive Manufacturing? // 1st International Conference on Progress in Additive Manufacturing (Pro-AM 2014). 26-28 May 2014, Singapore. P. 85-90. DOI: 10.3850/978-981-09-0446-3_027.
14. **Laverne F., Segonds F., Anwer N., Coq M. Le.** Assembly Based Methods to Support Product Innovation in Design for Additive Manufacturing: An Exploratory Case Study // Journal of Mechanical Design by ASME. Vol. 137. 2015. DOI: 10.1115/1.4031589.
15. **Yang S., Zhao Y. F.** Additive Manufacturing-Enabled Design Theory And Methodology: A Critical Review // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. V. 80. 2015. P. 327—342. DOI: 10.1007/s00170-015-6994-5.
16. **Airbus** APWorks launches the 'Light Rider': the world's first 3D-printed motorcycle. URL: http://www.airbusgroup.com/int/en/news-media/press-releases/en_APWorks-Launch-Light-Rider.html
17. **APWorks** — As ductile as titanium, as light as aluminium. URL: http://www.apworks.de/en/scalmalloy/
18. **Alhart T.** These Scientists Are Writing The 3D-Printing Cookbook For GE Apr 12, 2016. URL: http://www.gereports.com/major-laser-this-scientist-is-helping-write-the-ge-3d-printing-cookbook/

УДК 629.014.3

Ю. В. Перчаткин, д-р техн. наук, ООО "Орские прицепы"
E-mail: 3537359014@mail.ru

СОСТОЯНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРНОГО ТРАНСПОРТА

Рассмотрено современное состояние тракторного транспорта, область его использования в сельскохозяйственном производстве. На основе анализа требований к транспортировке основных сельскохозяйственных грузов и исследования причин снижения эффективности тракторных транспортных агрегатов по мере возрастания мощности колесных тракторов определены основные направления развития прицепного состава тракторного транспорта.

Ключевые слова: *сельскохозяйственные перевозки, тракторный транспорт, прицепной состав, эффективность тракторных транспортных средств, конструктивные решения.*

The modern condition of tractor transport, its use in agricultural production. Based on the analysis of the main requirements for the transportation of agricultural goods and investigating the causes of the decrease in the efficiency of tractor transport units increasing the capacity of wheeled tractors the main directions of development of trailers for tractor transport.

Keywords: *agricultural transport, tractor transport, trailer part, the effectiveness of tractor vehicles, structural solutions.*

Транспорт является одной из важнейших составных частей производственной инфраструктуры сельского хозяйства. Надежное и эффективное функционирование транспорта, обслуживающего сельское хозяйство, является необходимым условием выполнения большинства сельскохозяйственных производственных процессов и важным фактором их совершенствования.

Сельскохозяйственные перевозки как в нашей стране, так и за рубежом выполняются автомобильным и тракторным транспортом.

Автомобильный транспорт используется при перевозках сельскохозяйственных грузов по дорогам общего пользования, при вывозке сельскохозяйственной продукции из мест ее производства в места хранения и переработки. В нашей стране автомобильный транспорт широко применяется на внутрихозяйственных перевозках, в том числе на вывозке продукции с поля от уборочных машин.

В зарубежных странах с развитым сельскохозяйственным производством (европейские страны, страны Северной Америки) автомобильный транспорт на внутрихозяйственных перевозках, связанных с выездом на поле, практически не используется. Основной вид внутрихозяйственного транспорта в этих странах — тракторный, как обладающий существенно меньшим повреждающим воздействием на почву.

В условиях нашей страны достаточно широкому распространению тракторного транспорта способствует его лучшая проходимость и меньшая зависимость от погодных факторов.

Тракторные транспортные средства применяются также в транспортно-технологических процессах: внесении удобрений, приеме продукции непосредственно в поле от уборочных машин, раздаче кормов и т. п. Кроме того, тракторный транспорт является, по существу единственным пригодным для перевозки легковесных грузов, объем которых составляет в нашей стране около 180 млн т в год.

Номенклатура тракторных прицепов в настоящее время более обширна, чем номенклатура тракторов, с которыми они агрегатируются. Это обусловлено большим разнообразием перевозимых грузов, широким диапазоном условий эксплуатации тракторного транспорта и другими факторами.

В настоящее время состояние сельскохозяйственного транспорта в нашей стране характеризуется сильной изношенностью подвижного состава. Значительная часть транспортных средств эксплуатируется за пределами нормативного срока службы или приближается к этому состоянию. Обеспеченность агропромышленного комплекса сельскохозяйственными транспортными средствами в целом ниже нормативной оценки [1].

Исходя из планируемых объемов перевозок сельскохозяйственных грузов, количественный парк тракторных прицепов в нашей стране должен иметь тенденцию к возрастанию.

В 70—80-е годы прошлого века на территории Советского Союза сложилась отрасль тракторного прицепостроения, включающая ряд крупных высокомеханизированных предприятий, освоивших выпуск нескольких моделей тракторных прицепов.

Наиболее массовой моделью была модель двухосного прицепа 887Б (2ПТС-4), выпускавшегося более чем десятью предприятиями, в числе которых крупнейшим был Балашовский завод автотракторных прицепов. Большегрузные тракторные прицепы были представлены двумя основными моделями: двухосный полуприцеп 1ПТС-9 и трехосный прицеп 3ПТС-12. В различных модификациях эти прицепы выпускались несколькими предприятиями (Мытищинский машиностроительный завод, Орский завод тракторных прицепов, Челябинский машиностроительный завод автоприцепов и другие). На базе перечисленных моделей производилось основное число специализированных тракторных прицепов и транспортно-технологических машин.

В настоящее время, при сложившемся комплектовании сельскохозяйственных предприятий разномарочными тракторами, в значительной мере зарубежного производства, производство прицепного состава осуществляется, как правило, мелкими партиями, в том числе по индивидуальным заказам, отражающим специфику конкретных заказчиков. В этих условиях получили развитие относительно небольшие производства, имеющие возможность более оперативного реагирования на потребности рынка.

Часть тракторного прицепного состава производится по лицензиям иностранных компаний (фирм Pronar, Fliegl и др.).

Значительная часть отечественных изготовителей использует комплектующие иностранного производства (оси, подвески, поворотные круги, шины и т. д.). При этом, как правило, остаются без внимания вопросы слабой адаптации таких изделий к условиям эксплуатации нашей страны, что приводит к существенному снижению показателей надежности прицепов и полуприцепов.

На транспортных работах с колесными тракторами наибольшее распространение имеют универсальные прицепы и полуприцепы грузоподъемностью от 2 до 15 т. Они предназначены для перевозки насыпных и навалочных сельскохозяйственных грузов (зерновые культуры, корнеплоды, картофель, минеральные и органические удобрения, строительные материалы, сено, сенаж, солома и другие грузы).

Номенклатура специализированных прицепов и полуприцепов более обширна, чем универсальных.

В частности, современные технологии уборки кормовых культур привели к созданию нового типа транспортных машин — прицепов для перевозки рулонов. Конструктивно они выполняются как прицепы-площадки, с передними и задними бортами, оборудуются устройствами для самозагрузки и разгрузки.

Номенклатура тракторного прицепного состава для перевозки животных и птиц, выпускаемого в нашей стране, ограничена. Это обусловлено тем, что такие перевозки осуществляются преимущественно как внутрихозяйственные. Перевозки данного груза на большие расстояния осуществляются автомобильным транспортом.

Достаточное распространение имеют прицепы и полуприцепы для перевозки лесоматериалов и длинномерных грузов.

Рядом предприятий освоен выпуск цистерн на шасси тракторных прицепов и полуприцепов.

Базовая технологическая операция транспортировки сельскохозяйственных грузов заключается в перевозке насыпных и навалочных грузов от уборочных машин к местам послеуборочной обработки и хранения и к машинам для внесения минеральных удобрений и посева в условиях сельскохозяйственного производства. Кроме этого, существует ряд сельскохозяйственных грузов, условия перевозки которых определяют специальные конструктивные требования к транспортным средствам.

Исходные требования к транспортировке сельскохозяйственных насыпных и навалочных грузов заключаются в следующем.

Транспортировка таких грузов должна осуществляться во всех природно-климатических зонах, пригодных для ведения сельского хозяйства. Транспортировка должна обеспечивать сохранную перевозку грузов по дорогам всех категорий, а также по полям, лугам. При транспортировке загрузка должна осуществляться погрузчиками, комбайнами, разгрузка — самосвальная. При загрузке транспортных средств на ходу должно обеспечиваться синхронное движение транспортных средств с уборочными агрегатами. Транспортировка должна обеспечивать перевозку грузов плотностью 0,4—0,8 т/м^3 при максимальном использовании грузоподъемности. Грузы должны перевозиться и перегружаться без потерь и повреждений. При транспортировке грузов должна

предотвращаться потеря насыпных, навалочных и пылевидных материалов от выдувания, а также осуществляться защита груза от осадков.

Конструкция основных и надставных бортов должна обеспечивать бесперебойный сход всех видов грузов, в том числе измельченной массы и трав, при разгрузке назад и на боковые стороны. Открывание и закрывание бортов должно производиться автоматически. Для предотвращения ссыпания груза под колеса основной борт в открытом положении должен образовывать продолжение пола платформы.

При самозагрузке, транспортировке и выгрузке потери грузов не должны превышать 0,05 %. Потери насыпных и навалочных грузов в процессе наполнения платформы и в движении не должны превышать 0,1 %. Внутренняя поверхность транспортных средств при транспортировке не должна изменять основные физико-механические и химические характеристики грузов.

Для транспортировки насыпных и навалочных грузов транспортные средства должны быть рассчитаны на работу в широком диапазоне внутреннего давления в шинах (начиная от 0,15 МПа). Среднее давление колес транспортных средств на почву — не более 0,15 МПа при движении со скоростью не более 25 км/ч. Глубина колеи колес транспортных средств — не более 40 мм при работе на стерневом фоне и 60 мм — на вспаханной почве влажностью не выше нижней границы пластичности.

Присоединение прицепов и полуприцепов к тягачам должно осуществляться водителем без помощи каких-либо дополнительных устройств.

Для предотвращения опрокидывания платформ транспортных средств должны быть предусмотрены ограничители подъема. Поперечная устойчивость транспортных средств с номинальным грузом в платформе при объемной массе груза 0,8 т/м^3 — не менее 30°.

Транспортные средства для транспортировки насыпных и навалочных грузов должны обеспечивать: коэффициент надежности технологического процесса — не менее 0,99; коэффициент технологического использования — не менее 0,96; коэффициент использования эксплуатационного времени — не менее 0,8; коэффициент готовности — не менее 0,99; срок службы — не менее 10 лет.

Перечисленные требования к транспортировке грузов определяют конструкции и основные параметры прицепного состава тракторного транспорта.

Анализ технических характеристик выпускаемых тракторов и прицепов показывает, что рост мощности и массы тракторов опережает увеличение производительности транспортных агрегатов. В результате повышаются удельные приведенные затраты на приобретение и эксплуатацию тракторов и агрегатируемых с ними прицепных машин. Вследствие этого приобретает большую актуальность разработка мероприятий, способных приостановить развитие отмеченных неблагоприятных тенденций, складывающихся по мере возрастания энергонасыщенности колесных тракторов.

Комплексная реализация таких мероприятий позволяет при неизменных классах тракторов повысить тяговые усилия, развиваемые транспортным агрегатом, тем самым увеличив его грузоподъемность, а при неизменной грузоподъемности транспортного агрегата — понизить класс тракторов, входящих в его состав, уменьшив их массу, одновременно ослабив вредное воздействие ходовой системы на почву. И в том, и в другом случае повысится эффективность использования транспортных агрегатов.

Эффективность использования тракторного транспорта в сельском хозяйстве определяется большим числом факторов. Из них важнейшими являются состав транспортного агрегата, тягово-сцепные и энергетические возможности трактора, дорожно-климатические условия эксплуатации, организация перевозок, виды грузов. Имеют также существенное значение свойства маневренности, устойчивости прямолинейного движения, вибронагруженности рабочего места водителя, тормозные качества транспортного агрегата. Производительность транспортного агрегата зависит от средней технической скорости движения, коэффициента использования пробега, грузоподъемности тракторного поезда, коэффициента использования грузоподъемности, среднего расстояния перевозки грузов, времени простоя под погрузкой и разгрузкой.

При отмеченном выше росте энергонасыщенности тракторов и появляющихся в связи с этим возможностях совершенствования транспортных агрегатов на их базе встает вопрос о наиболее целесообразных путях развития прицепных транспортных средств с учетом экономической эффективности их применения. Анализ опыта создания прицепных транспортных средств, а также альтернативных вариантов их развития позволил выявить перспективы повышения эффективности тракторного транспорта за счет конструктивных решений на стадии проектирования и модернизации, в том числе:

— повышение технического уровня выпускаемого прицепного состава путем повышения удельных

технических характеристик (металлоемкости, трудоемкости производства);

— выбор оптимальных параметров агрегатирования прицепных звеньев, обеспечивающих наиболее полное использование тягово-сцепных свойств тракторного поезда;

— поиск конструктивных схем прицепных звеньев и схем агрегатирования, улучшающих геометрические, весовые характеристики тракторного поезда, его управляемость и проходимость;

— снижение динамического воздействия, вызванного поверхностью дороги, на все звенья тракторного агрегата, а также воздействия прицепных звеньев на трактор с целью уменьшения вибронагруженности рабочего места водителя и увеличения тем самым эксплуатационных скоростей движения транспортных агрегатов, а также снижения металлоемкости несущих конструкций за счет уменьшения коэффициента запаса прочности.

Некоторые результаты работ в этом направлении применительно к большегрузным тракторным прицепам изложены в работах [2, 3]. Их внедрение позволило обеспечить создание тракторного прицепного состава, по своим техническим характеристикам не уступающему мировому уровню.

Техническое оснащение прицепных тракторных транспортных средств все более совершенствуется. В конструкциях предусматриваются коническая форма поперечного сечения платформы, быстроходные ходовые системы, электронные устройства контроля заполнения платформы, встроенные весоизмерительные устройства и т. д. Для повышения маневренности и проходимости в конструкциях прицепов используются колеса с поворотными осями и ведущими мостами.

У самосвальных прицепов и полуприцепов предусматривается цельнометаллическая платформа с разгрузкой на три стороны или назад, установка надставных бортов. Привод подъема заднего борта — с механическим приводом или гидравлический. Большегрузные прицепы и полуприцепы могут оснащаться шнековым транспортером для разгрузки груза (зерна, картофеля).

Для перевозки зеленой массы от кормоуборочной техники изготавливаются саморазгружающиеся прицепы и полуприцепы с платформами большой вместимости. Разгрузка может осуществляться при помощи донных транспортеров. Для разгрузки зеленой массы применяется также сталкивающая стенка. Скорость передвижения сталкивающей стенки регулируется со специального пульта управления. Сталкивающая стенка комплектуется датчиком давления, что позволяет производить автоматическую выгрузку, а также регулировать давление на выгружаемый материал. Для увеличения коэффициента использования грузоподъемности осуществляют подпрессовку перевозимого груза. Полуприцепы со сталкивающей стенкой имеют собственную бортовую гидравлику с приводом от ВОМ.

В конструкциях прицепов и полуприцепов для перевозки скота предусматриваются минимальная погрузочная высота, гидрофицированная система подъема и опускания платформы и оснащение герметичными поддонами для сбора экскрементов животных.

Для перевозки лесоматериалов производятся полуприцепы-лесовозы, оборудованные гидроманипуляторами для выполнения погрузочно-разгрузочных работ. При необходимости полуприцепы могут оборудоваться гидроприводом колес для повышения проходимости на сложных участках.

Получает развитие перспективная транспортная система, заключающаяся в широком применении систем смены кузовов (контейнеров), устанавливаемых на базовых полуприцепных шасси [4]. Это значительно повышает эффективность использования базового шасси и тягача.

Масштабная реализация указанных мероприятий, а также общее повышение единичных и удельных технических характеристик, последовательно приближающее тракторный транспорт по экономическим показателям к автомобильному транспорту, укрепляют роль и значение тракторного транспорта в производственной инфраструктуре сельского хозяйства и повышают инвестиционную привлекательность предприятий отрасли, занятой его производством.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Стратегия** машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 года / Ю. Ф. Лачуга и др. — М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2009. — 80 с.
2. **Перчаткин Ю. В.** Пути совершенствования прицепного состава к колесным тракторам / Ю. В. Перчаткин // Транспорт Урала. — 2013. — № 2. — С. 82—86.
3. **Перчаткин Ю. В.** Сельскохозяйственный тракторный транспорт в России. — Saarbr@ücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publisching, 2013. — 111 с.
4. **Измайлов А. Ю.** Развитие транспорта в сельском хозяйстве // Техника в сельском хозяйстве. — 2006. — № 1. — С. 3—4.

УДК 629.113

Ю. А. Поляков, канд. техн. наук, доц., ФГАОУ ВО "НИТУ "МИСиС"
E-mail: polyakov_yu.a@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ РЕССОРЫ ПРИ АНАЛИЗЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Рассматривается возможность учета динамической жесткости рессоры при моделировании гистерезисных динамических характеристик рессорных подвесок. Приведены некоторые варианты включения разработанных многозвенных моделей рессорных подвесок в состав пространственных колебательных систем автомобилей.

Ключевые слова: *динамическая жесткость рессоры, вибронагруженность автомобиля.*

This paper considers the possibility of accounting for the dynamic stiffness of leaf springs when modeling nonlinear hysteresis dynamic characteristics of leaf spring suspensions. Here presents some of the options for incorporating multilink models developed by leaf spring suspensions in the composition of the spatial oscillatory systems of cars.

Keywords: *dynamic stiffness of leaf spring, vibration loading of the car.*

Введение

Упругие гистерезисные характеристики рессор в вертикальном направлении представляют собой фиксацию процессов нагружения и разгрузки, получаемую в форме зависимости "приложенное усилие — деформация упругого элемента" [1].

Начиная рассмотрение процесса формирования характеристик указанных упругих элементов подвесок, следует иметь в виду, что эффективная жесткость рессоры и силы сухого межлистового трения являются переменными величинами, которые зависят от амплитуды упругой деформации и некоторых других факторов, к числу которых можно отнести особенности вибрационного нагрузочного режима, состояние окружающей среды и т. д. Существенные изменения рабочих характеристик рессорных подвесок обусловлены не только названными обстоятельствами, но также проявлением износа поверхностей трения рессорных листов, в особенности их концевых участков, наблюдаются максимальные относительные перемещения, сопровождающиеся возникновением значительных контактных напряжений [8].

Целесообразность учета динамической жесткости рессоры

Упругую характеристику рессоры (рис. 1) в выбранных пределах отклонений вертикальной нагрузки и деформаций от положения статического равновесия обычно удается аппроксимировать линейными отрезками (*BC* и *DA*) внешних ветвей нагрузки и разгрузки рессоры и нелинейными участками (*AB* и *CD*) кривых полуцикла, образующими замкнутую петлю гистерезиса. Точки, лежащие на этих элементах петли, в различные моменты времени определяют в пределах каждого цикла деформаций

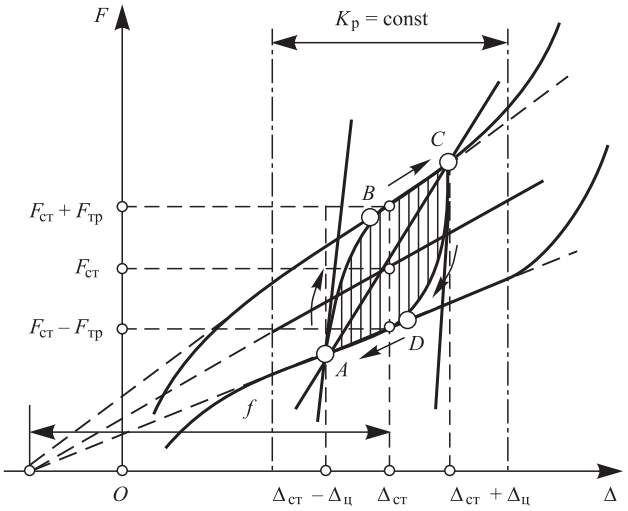

Рис. 1. Гистерезисная вертикальная характеристика рессорной подвески:

$F_{ст}$ — статическая нагрузка, приходящаяся на рессору; $F_{тр}$ — сила сухого (межлистового) трения в рессоре; $\Delta_{ст}$ — положение статического равновесия; $\Delta_ц$ — амплитуда цикловых колебаний; f — номинальный статический прогиб; $K_р$ — статическая жесткость рессоры

ABCD соответствующие значения параметров вертикальной упругости и сухого трения. Причем в точках *A* и *C* перемены направления деформации рессорные листы блокируются максимально возможной для данного цикла силой трения, что обеспечивает предельное повышение жесткости рессоры.

Участки *AB* и *CD* отражают процессы постепенной разблокировки листов при нагружении и разгрузке рессоры. Они соответствуют значительным изменениям вертикальной упругой силы, происходящим в процессе малых деформаций сперва концов коренных рессорных листов, а потом и других листов рессоры. По окончании разблокировки всех листов характеристика рессоры определяется отрезками *BC* и *DA* внешних ветвей нагрузки и разгрузки.

Во время осуществления расчетов в пространственную динамическую модель колесной машины обычно включают идеализированную линейную характеристику вертикальной упругости, строящуюся в виде средней линии между ветвями нагрузки и разгрузки рессоры, и соответствующую ей постоянную жесткость, определяемую тангенсом угла наклона средней линии к оси абсцисс.

Однако, принимая во внимание вышеуказанные обстоятельства, более корректный подход к оценке вертикальной жесткости рессоры состоит в учете непостоянной динамической вертикальной жесткости, механическая интерпретация которой — тангенс угла наклона к оси абсцисс касательной к рассматриваемой точке цикла деформаций рессоры, а также в учете непостоянной эквивалентной динамической вертикальной жесткости рессоры как тангенса угла наклона к оси абсцисс отрезка *AC*, которая возрастает при повышении силы сухого трения между листами и уменьшении амплитуды цикловых колебаний. Следовательно, формирование динамических нелинейных характеристик рессор связано с потребностью уточнения значений параметров упругости и сухого трения.

Эквивалентная жесткость рессоры возрастает при повышении силы сухого трения между листами и снижении амплитуды цикловых колебаний. Кроме того, уменьшение последней влечет за собой убывание диссипативной работы силы сухого трения, величина которой соответствует площади гистерезисной петли (рис. 1). В результате при малых амплитудах колебаний, т. е. при перемещении по динамометрической дороге, происходит существенное снижение демпфирующей способности рессоры, что сопровождается возрастанием эквивалентной жесткости и собственных частот колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс автомобиля.

Описание характеристики рессоры

Пусть в качестве входного воздействия рассматривается деформация рессоры, а в роли выходного выступает сила, воспринимаемая моделируемой рессорой.

В процессе аналитического описания нелинейной рессорной характеристики, указанного в [2], следует задать:

1 — параметры внешней характеристики рессоры, которой будут ограничены цикловые деформации рессоры;

2 — параметры кривых полуцикла в виде зависимости упругой силы от деформации рессоры во время полуцикла деформаций (описание этих кривых позволяет замкнуть гистерезисную петлю);

3 — параметр нечувствительности разработанной модели рессоры (значение упругой силы на рассматриваемом шаге счета остается неизменным в том случае, когда изменение текущей деформации оказалось по модулю меньше, чем величина указанного параметра).

Внешняя характеристика представляется состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, каждая из которых является ломаной линией без разрывов, включающей несколько участков с левыми границами Δ_j (значение j определено номером участка).

Соответствующая ветвь внешней рессорной характеристики на каждом из участков задается следующим образом:

$$F(\Delta) = K_{ji}\Delta + F_{ji},$$

где K_{ji} — статическая жесткость рессоры на j-м участке характеристики; Δ — текущая вертикальная деформация рессоры; F_{ji} — сила сухого (межлистового) трения в рессоре на j-м участке характеристики; K_{ji}, F_{ji} — постоянные величины для выбранного j-го участка характеристики рессоры.

Для ветви разгрузки $i = 1$, для ветви нагрузки $i = 2$.

В этом уравнении параметры следует выбирать таким образом, чтобы в результате образовалась гистерезисная петля внешней характеристики с шириной

$$F(\Delta) = \left(K_{j2} - K_{j1}\right)\Delta + \left(F_{j2} - F_{j1}\right) > 0.$$

Кривые полуцикла выражаются в виде суммы двух экспонент с определенными весовыми коэффициентами:

$$F(\Delta) = W_1 \exp\left[-\frac{B_1}{F(i)}\left|\Delta - \Delta(i)\right|\right] + \\ + W_2 \exp\left[\frac{B_2}{F(i)}\left|\Delta - \Delta(i)\right|\right],$$

где $\left|\Delta - \Delta(i)\right|$ — деформация со времени начала деформации текущего полуцикла; $F(i)$ — ширина

гистерезисной петли во время начала деформации текущего полуцикла; W_1, W_2 — весовые коэффициенты каждой из экспонент; W_1, $W_2 > 0$; $W_1 + W_2 = 1$; B_1, B_2 — величины, определяющие показатели каждой из экспонент; B_1, $B_2 > 0$.

Каждая экспонента изменяется тем быстрее, чем больше значение B_1 или B_2, что приближает модель соответствующей рессоры к модели вида "упругость плюс сухое трение".

Числовые параметры моделей конкретных рессор при построении расчетных схем колесных машин следует определять на основе данных, полученных при проведении стендовых испытаний конструкций рессор.

Итак, характеристика рессоры описывается следующими величинами:

K_{11}, ..., K_{j1}, ..., K_{n1} — статические жесткости на каждом из участков ветви разгрузки внешней характеристики (нумерация участков осуществляется слева направо);

K_{12}, ..., K_{j2}, ..., K_{n2} — статические жесткости на каждом из участков ветви нагрузки;

F_{ji} — сила сухого (межлистового) трения — постоянное слагаемое для ветвей нагрузки и разгрузки на выбранном j-м участке;

Δ_1 — левая граница первого участка;

Δ_2 — левая граница второго участка;

Δ_j — левая граница j-го участка;

B_1 — величина, определяющая показатель первой экспоненты;

B_2 — величина, определяющая показатель второй экспоненты;

W_1 — значение весового коэффициента первой экспоненты;

W_2 — значение весового коэффициента второй экспоненты; $W_1 + W_2 = 1$;

ε — параметр нечувствительности разработанной модели рессоры (обычно не превышает 0,1 мм).

Включение многозвенной модели рессоры в динамическую модель колесной машины

Жесткость рессоры определяется способами крепления ее звеньев к балке моста и к кронштейнам рамы, а также конкретной схемой установки на автомобиле. Кроме того, сокращение активной длины рессоры, обусловленное зажатием стремянками ее средней части с целью обеспечения крепления рессоры к балке моста, влечет за собой увеличение жесткости подвески.

Поэтому при включении в динамическую модель колесной машины в разработанных многозвенных моделях рессорных подвесок рессора представляется состоящей из нескольких тел, связанных шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жесткости рессоры с учетом сил трения. Такое представление рессоры позволяет достаточно точно описать нелинейную характеристику вертикальной жесткости и кинематические свойства рессоры.

При этом кинематика рессоры, обладающей значительной жесткостью, характерной для автомобилей средней и большой грузоподъемности, обеспечивается трехтельным представлением рессоры (рис. 2) [5]. Рессоры малой жесткости колесных машин малой грузоподъемности следует моделировать в пятительном исполнении (рис. 3) [6].

Так, например, в рассматриваемой на рис. 3 расчетной схеме среднее звено рессоры жестко крепится к балке моста. К нему одним из своих концов подсоединяются два других звена, к которым, в свою очередь, крепятся соответствующие звенья. Причем крайнее переднее по ходу автомобиля звено одновременно крепится шарнирно к кронштейну рамы, а заднее — к серьге рессоры. Серьга же шарнирно присоединяется к соответствующему кронштейну рамы. Следует заметить, что наличие среднего звена как раз и позволяет учитывать зажатие средней части рессоры стремянками.

Крепление звеньев рессоры, а также серьги в составе пространственной модели колесной машины

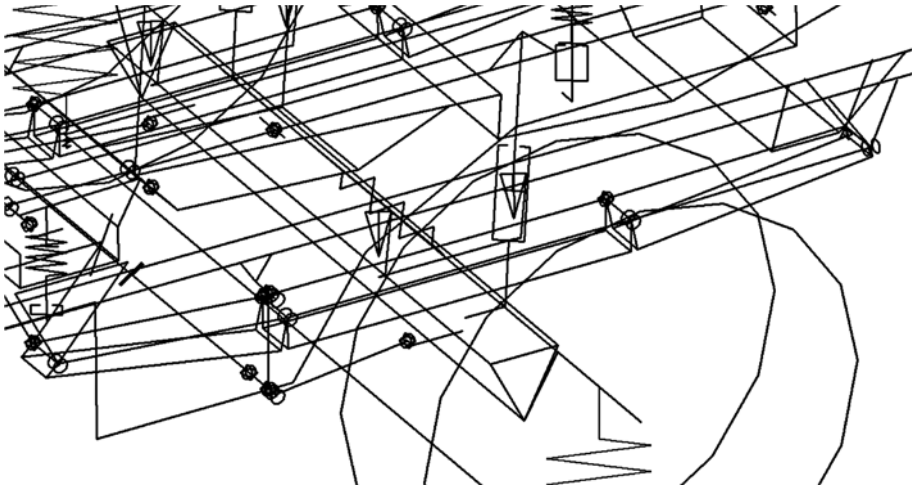

Рис. 2. Новая трехтельная расчетная схема рессоры передней левой подвески в составе динамической модели автомобиля

осуществляется соединительными элементами, механическая характеристика каждого из которых учитывает как упругую, так и демпфирующую составляющие.

Таким образом, новые модели рессорных подвесок позволяют принимать во внимание как параметры соответствующей рессоры, так и влияние жесткостных и демпфирующих характеристик элементов ее крепления (в частности, резиновых втулок).

Включение серьги в расчетную схему рессорной подвески (рис. 3) обеспечивает возможность изменения длины, а значит, и жесткости рессоры в процессе ее динамической деформации, а также влияние на жесткость рессоры угла наклона серьги. При этом сила, приложенная к ушку рессоры, раскладывается на две взаимно перпендикулярные составляющие, одна из которых действует вдоль оси серьги, а вторая — перпендикулярно к ней.

Изменение величины загрузки автомобиля, а также колебания, обусловленные внешним дорожным возмущением, вызывают соответствующие изменения угла наклона серьги, что оказывает влияние на динамическую жесткость рессоры. При отрицательном угле наклона серьги составляющая, вызывающая сжатие коренного листа рессоры, обеспечивает уменьшение ее жесткости, а при положительном угле наклона серьги составляющая, растягивающая коренной лист, увеличивает жесткость рессоры [9]. В случае нулевого угла наклона серьги она не влияет на жесткость рессоры.

Остальные способы добавления рессоры в динамическую модель колесной машины в принципе не отличаются от вышеописанного, а их особенности зависят в основном от существующих способов крепления коренного рессорного листа к раме [7].

Рис. 3. Новая пятительная расчетная схема рессоры задней левой подвески в составе динамической модели автомобиля

Пример расчета с учетом динамической жесткости рессоры

В случае применения для исследования вибронагруженности конструкций автомобилей линейных расчетных моделей, не предполагающих наличие многозвенной расчетной схемы рессорной подвески и учитывающих лишь статическую жесткость рессоры, повышение уровня внешнего воздействия влечет за собой пропорциональное увеличение уровня спектральной характеристики вертикальных ускорений [10]. Тогда получаемые при различных уровнях дорожного воздействия спектральные характеристики будут расположены эквидистантно, и никаких сдвигов по частоте происходить не должно.

На этапе проектирования выполнялась расчетная оценка влияния уровня внешнего дорожного воздействия при перемещении цельнометаллического фургона по участку с ровным булыжником и по отрезку динамометрической дороги с одинаковой скоростью 60 км/ч. Моделирование динамических характеристик рессор осуществлялось вышеописанным способом. Причем, статические жесткости рессор в процессе расчетов в программной системе ФРУНД [3, 4] оставались неизменными.

Анализом полученных при различных уровнях дорожных воздействий спектральных плотностей вертикальных ускорений характерных точек конструкции удалось установить следующее. Для точек, взятых в передней части фургона (например, на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата, а также на полу кузова, над его третьей опорой), со снижением уровня внешнего воздействия (т. е. при перемещении по отрезку динамометрической дороги) происходит сдвиг первого низкочастотного спектрального максимума, обусловленного собственными колебаниями подрессоренных частей колесной машины на передних подвесках, вправо (с 1,5 на 2,0 Гц), на более высокую частоту (рис. 4, *а*, *б*).

Такой эффект вызван возрастанием эквивалентной динамической жесткости передней рессоры при перемещении по отрезку динамометрической дороги, обеспечивающему малые амплитуды

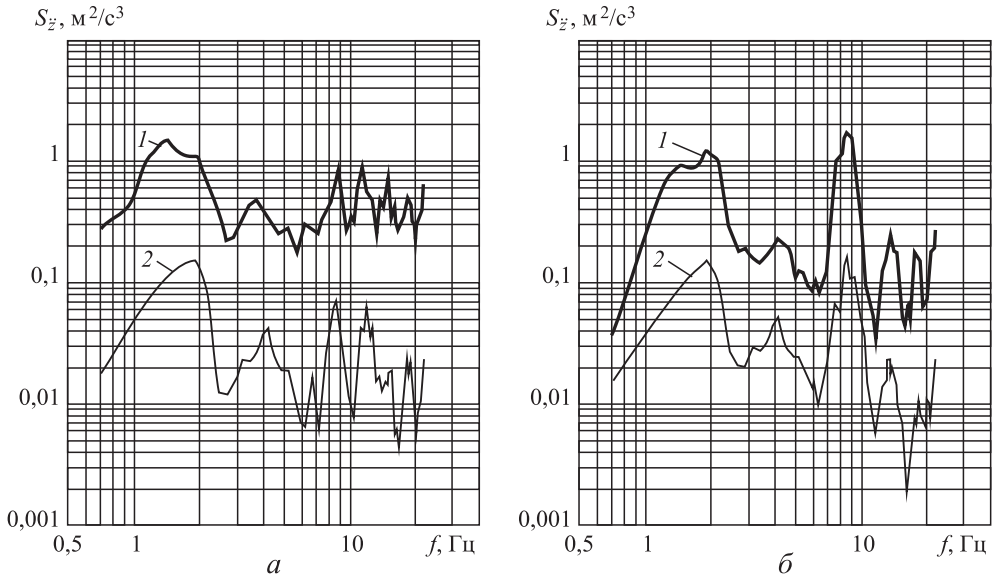

Рис. 4. Спектральные плотности вертикальных ускорений при движении цельнометаллического фургона с постоянной скоростью 60 км/ч:

а — на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; *б* — на полу кузова, над его третьей опорой; перемещение фургона: *1* — по участку с покрытием в виде ровного булыжника; *2* — по участку динамометрической дороги

внешних воздействий. Таким образом, нелинейный характер гистерезисных характеристик рессор проявляется при различных уровнях внешнего воздействия со стороны дороги, что свидетельствует о целесообразности их включения в расчетную динамическую модель колесной машины.

Выводы

Созданы новые многозвенные модели рессорных подвесок колесных машин, учитывающие:

— особенности кинематики рессоры в составе подвески колесной машины, что обеспечивается применением дифференциальных уравнений больших движений тел [3, 4] (с учетом точного описания угловой ориентации тел, без допущения малости углов поворота), а также моделированием рессоры в виде звеньев, соединенных шарнирами с упругофрикционными угловыми связями;

— нелинейность гистерезисных динамических характеристик, что позволяет принимать во внимание динамическую жесткость рессоры, зависящую от сухого трения между листами и амплитуды цикловых колебаний при внешнем случайном воздействии со стороны дороги;

— точность схемы установки рессоры в составе подвески автомобиля, что обеспечивает учет особенностей креплений рессоры и их влияние на изменение жесткости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Балабин И. В., Куров Б. А., Лаптев С. А.** Испытания автомобилей. — М.: Машиностроение, 1988. — 192 с.
2. **Воеводенко С. М.** Модель листовой рессоры // Труды НАМИ. — 1982. — Вып. 185. — С. 103—111.
3. **Горобцов А. С., Карцов С. К., Плетнев А. Е., Поляков Ю. А.** Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. — М.: Машиностроение, 2011. — 463 с.
4. **Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А.** Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учетом больших движений твердых тел // Известия Тульского государственного университета. Серия "Технические науки". — 2013. Вып. 6. Ч. 1. — С. 102—115.
5. **Горобцов А. С., Карцов С. К. Поляков Ю. А.** Построение статических характеристик зависимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели // Наука и техника транспорта. — 2013. — № 1. — С. 10—13.
6. **Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А., Дьяков А. С.** Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. — 2014. — Т. 1. — № 4. — С. 73—79.
7. **Гусаков Н. В., Зверев И. Н., Карунин А. Л. и др.** Конструкция автомобиля. Шасси. — М.: МГТУ "МАМИ", 2000. — 528 с.
8. **Дербаремдикер А. Д.** Амортизаторы транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1985. — 200 с.
9. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
10. **Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. и др.** Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель. — М.: Машиностроение, 1976. — 535 с.

УДК 629.018

А. С. Решенкин, канд. техн. наук, профессор, e-mail: reshenkin@list.ru,
А. Г. Тихомиров, канд. техн. наук, доцент, Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, e-mail: tixomirov.aleksandr.65@mail.ru

ДИАГНОСТИКА МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В работе рассмотрены вопросы разработки системы диагностирования механического привода, состоящего из многозвенного редуктора, осуществляющего передачу крутящего момента от двигателя агрегата к исполнительному органу.
Представлено устройство для определения момента сопротивления вращению валов работающих многозвенных механизмов, основанное на эффекте Холла. Предложен метод бесконтактного определения момента сопротивления вращению вала и разработаны технические основы его применения. Приведены результаты экспериментальных исследований, показавшие работоспособность разработанного устройства определения момента сопротивления вращению валов и возможность реализации системы диагностики многозвенных механизмов на основе эффекта Холла.

Ключевые слова: *диагностика, вал, эффект Холла.*

In work questions of development of the system of diagnosing of the mechanical drive gear consisting of the multilink reducer which is carrying out torque transfer from the unit engine to executive body are considered. The device for definition of drag torque to rotation of shaft of the working multilink gears based on Hall's effect is presented. The method of contactless definition of drag torque is offered rotation of a shaft and technical bases of its application are developed. The results of pilot studies which showed operability of the developed device of definition of drag torque to rotation of shaft and a possibility of realization of system of preliminary treatment of multilink gears on the basis of Hall's effect are given.

Keywords: *diagnostics, shaft, Hall's effect.*

(рисунки 4—9 на второй полосе обложки)

Введение

На этапах опытной отработки изделий иногда возникает проблема, связанная с отклонением характеристик работы от режимных параметров. Эта проблема особенно характерна для механических систем, которые работают при статических, циклических и ударных нагрузках, при низких и высоких температурах, в контакте с различными средами. Любое несоответствие свойств объекта заданным, требуемым или ожидаемым его свойствам, называемое дефектом, при опытной отработке, как правило, вызывает ошибки в проектировании и (или) технологии изготовления объектов и их составных частей. Обнаружение дефекта в сложной, многозвенной механической системе, не связанного с механической поломкой, представляет достаточно сложную задачу, решение которой должно заключаться в указании с определенной точностью местоположения дефекта в объекте.

В настоящее время при проектировании подвижных агрегатов предпочтение при выборе привода различных механизмов и систем отдается механическому приводу, имеющему ряд достоинств. При достаточной простоте такой привод не нуждается в дополнительной силовой установке, так как отбор мощности производится через раздаточный механизм непосредственно от двигателя самого агрегата, что в свою очередь уменьшает его массу в целом. При этом для обеспечения требуемых характеристик скорости и мощности такой привод должен представлять собой многозвенный редуктор, преобразующий и передающий крутящий момент от двигателя к механизмам и системам посредством длинных валов.

Проектирование многозвенных редукторов считается достаточно простым делом, но на практике разработанный редуктор не всегда может выполнить свои функции или значения его параметров в теку-

щий момент реального времени применения объекта по назначению не находятся в требуемых пределах.

Анализ неисправностей, выявленных при опытной отработке изделий, имеющих многозвенные редукторы, позволил определить два характерных проявления дефектов: механизм полностью застопорился (движение не осуществляется) и механизм работает, но режим работы отличается от требуемого, т. е. параметры системы не достигают определенного заданного значения. При этом механическая поломка визуально не определяется, без нагрузки редуктор работает штатно. Для выявления причины неправильного функционирования необходимо решить задачу — определить звено редуктора, имеющее дефект. Полная разборка и дефектация каждого элемента занимает значительное время и, с учетом правильной работы без нагрузки может не привести к обнаружению причины, если она обусловлена ошибкой проектирования. Следовательно, необходимо проводить диагностику редуктора непосредственно в составе изделия, в том числе и при его работе с отклонением от заданных параметров.

Таким образом, актуальной задачей является контроль исправности, работоспособности и правильности функционирования каждого звена многозвенного механизма, а также задача поиска дефектов, нарушающих работоспособность или правильность функционирования, которые можно решить путем системы встроенного контроля. Такая система при нормальном функционировании объекта в условиях применения его по назначению должна на своих выходах выдавать известные постоянные значения сигналов и менять эти значения при нарушении правильности функционирования объекта.

Анализ режимов работы технологического оборудования

В настоящее время известно достаточное количество транспортного оборудования, в состав которого входит многозвенный редуктор с длинными валами (рулевое управление, усиленные привода и промежуточные валы приводов и т. п.), передающий крутящий момент от двигателя агрегата к исполнительному органу, осуществляя при этом преобразование скорости и мощности вращательного движения до требуемых значений, необходимых для нормального функционирования системы.

При нахождении оборудования в полностью исправном состоянии работа оборудования будет осуществляться в штатном режиме. В случае возникновения поломки одной из частей данной системы возможно возникновение двух ситуаций.

Первая: механизм полностью застопорился, движение не осуществляется.

Вторая: механизм работает, но режим работы отличается от штатного, т. е. параметры системы не достигают определенного заданного значения.

В обоих случаях это вызвано неисправностью одного из звеньев данной системы. Для выявления неисправности необходимо первоначально определить звено редуктора, имеющее дефект. Последовательное отключение звеньев редуктора может не выявить неисправность, особенно во втором случае, так как работа оборудования без нагрузки может осуществляться без заметных отклонений. При этом работы по разборке и диагностике оборудования требуют значительных временных затрат, что соответственно влияет на стоимость проводимых работ.

Таким образом, актуальной задачей является разработка системы диагностирования, позволяющей провести контроль исправности, работоспособности и правильности функционирования каждого звена без трудоемких предварительных операций.

На рис. 1 представлена схема технологического оборудования, осуществляющего передачу крутящего момента от двигателя (Д) к исполнительному органу, и преобразующего вращательное движение в возвратно-поступательное движение механической опоры.

Данное оборудование представляет собой многозвенный редуктор, осуществляющий изменение характеристик вращательного движения в звеньях *1—3* и преобразующих вращательное движение в возвратно-поступательное в звене *4*, представляющим собой винтовую пару. Неправильное функционирование любого звена вызывает сбой работы всей системы.

Одним из диагностических признаков, позволяющим определить место дефекта многозвенных меха-

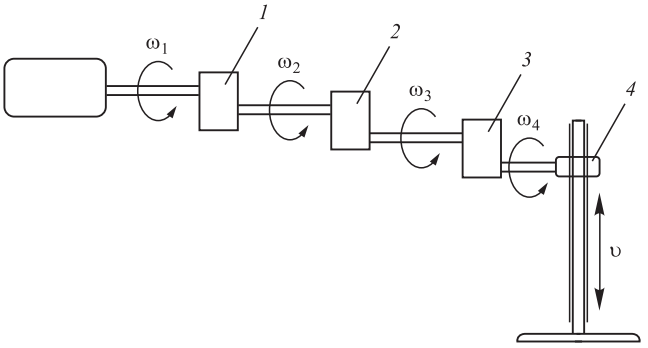

Рис. 1. Схема привода механической опоры

низмов, является сила сопротивления движению звеньев редуктора, возникающая при работе системы.

При исправном оборудовании в штатных режимах эксплуатации моменты сопротивления вращению выходных валов всех звеньев будут иметь расчетные значения. При возникновении неисправности момент сопротивления вращению валов возрастает, что может быть компенсировано запасом мощности двигателя, но при достижении критического значения момента сопротивления вращению равному максимальному моменту кручения двигателя механизм стопорится. При работе технологического оборудования длинные валы многозвенного редуктора будут упруго деформироваться (скручиваться). Определение моментов сопротивления вращению валов в каждом звене редуктора, начиная с последнего звена, и сравнение полученных значений с расчетными значениями штатных режимов исправного оборудования позволит установить методом исключения неисправное звено, вызывающее неправильное функционирование системы в целом.

Например, неисправность звена *4* редуктора вызовет повышение момента сопротивления всех звеньев, но при этом может быть сразу установлена по моменту кручения вала между звеньями *3* и *4*. Неисправность звена *3* редуктора вызовет повышение момента сопротивления предшествующих звеньев, а на звене *4* момент сопротивления будет меньше расчетного.

Таким образом, система диагностики должна включать в себя методы и средства определения сил и моментов сопротивления. С учетом рассмотренных ранее двух возможных проблемных ситуаций, которые могут возникнуть в многозвенном редукторе (редуктор застопорен и редуктор работает в нештатном режиме), должна быть разработана система определения момента сопротивления вращению валов, состоящая из двух подсистем. Первая подсистема предназначена для определения момента сопротивления вращению (крутящего момента) для застопоренного редуктора. Вторая подсистема предназначена для определения момента сопротивления вращению (крутящего момента) для редуктора работающего механизма, но режим работы которого отличается от штатного режима, т. е. параметры системы не достигают определенного заданного значения.

Анализ методов измерения сил и моментов

Обнаружение и поиск дефектов являются процессами определения технического состояния объекта и объединяются общим термином "диагностирование". Задачами диагностирования являются задачи проверки исправности, работоспособности и правильности функционирования объекта, а также задачи поиска дефектов, нарушающих исправность, работоспособность или правильность функционирования. Строгая постановка этих задач предполагает наличие формализованных алгоритмов диагностирования, реализация которых обеспечивает обнаружение дефектов.

Диагностирование технического состояния осуществляется теми или иными методами и средствами диагностирования. К основным методам измерения сил и моментов относятся [1] следующие.

1. Сравнение неизвестной силы с силой тяжести

Метод измерения силы сравнением неизвестной силы с силой тяжести используют при точных измерениях и воспроизведении статических и квазистатических сил. Данный метод реализуется:

а — непосредственным нагружением образцовыми гирями;

б — посредством гидропередачи и образцовых гирь;

в — посредством рычагов и образцовых гирь;

г — посредством рычагов и маятника.

Все средства для измерения силы, основанные на методах сравнения неизвестной силы с силой тяжести, обычно представляют собой стационарные установки. Процесс сравнения сил в этих установках механизирован.

2. Измерение упругой деформации тела, взаимодействующего с неизвестной силой

Измерение силы посредством измерения упругой деформации тела, взаимодействующего с неизвестной силой, является самым распространенным методом, который используют как в стационарных, так и в переносных средствах для измерения статических и переменных во времени сил.

Метод позволяет создать стационарные и переносные средства измерения растягивающих и сжимающих сил — динамометры, которые содержат упругий элемент, в котором возникает сила реакции, противодействующая измеряемой силе. Упругий элемент может быть электрически неактивным либо электрически активным, т. е. он является одновременно и чувствительным элементом.

Упругий электрически неактивный элемент выполняет чисто механические функции. Возникающая деформация упругого элемента воспринимается

чувствительным элементом, которым может быть либо датчик деформации, либо датчик перемещения, преобразующий ее в выходную величину.

Упругий электрически активный элемент реагирует на созданное измеряемой силой поле механических напряжений или деформаций изменением своих электрических или магнитных характеристик. К упругим электрически активным элементам относят, например, пьезоэлектрические и магнитоанизотропные.

Одним из наиболее распространенных чувствительных элементов, применяемых в динамометрах, является тензорезисторный датчик деформации. Работа тензорезисторов основана на явлении тензоэффекта, заключающегося в изменении активного сопротивления проводников или полупроводников при их механической деформации. В динамометрах используют проволочные, фольговые и полупроводниковые тензорезисторы.

Динамометры с индуктивными чувствительными элементами, являющимися датчиками перемещения, надежны в эксплуатации, отличаются более мощным (по сравнению с тензорезисторными) выходным электрическим сигналом, но обеспечивают меньшую точность измерения силы. Обычно индуктивные чувствительные элементы основаны на изменении длины воздушного зазора между элементами магнитопровода либо площади воздушного зазора. К датчикам перемещения относятся емкостные чувствительные элементы динамометров, представляющие простой или дифференциальный конденсатор, емкость которого изменяется изменением расстояния между его обкладками, либо путем изменения площади обкладок, либо путем изменения диэлектрической постоянной материала, помещенного между обкладками. В динамометрах емкостные чувствительные элементы реагируют на деформацию упругого элемента, преобразуя ее в изменение емкости.

Одним из наиболее точных являются динамометры с вибрационно-частотными чувствительными элементами. Наибольшее распространение получили струнные и стержневые резонаторы. Струнный резонатор выполнен в виде проволоки из высокопрочного материала, которая колеблется с частотой первой гармоники собственных резонансных поперечных колебаний. Возбуждение поперечных колебаний струн осуществляют электродинамическим методом, при котором происходит взаимодействие переменного тока, протекающего через струну из немагнитного материала, и постоянного магнитного потока, создаваемого постоянным магнитом, либо электромагнитным — взаимодействием струны, выполненной из ферромагнитного материала и переменного магнитного потока, создаваемого электромагнитным возбудителем.

3. Сравнение неизвестной силы с силой взаимодействия тока с магнитным полем

Динамометры, основанные на сравнении неизвестной силы с силой взаимодействия тока с магнитным полем, нашли применение в области измерения малых сил. Наибольшее распространение получили динамометры, в которых сравнение осуществляют посредством электродинамического силовозбудителя. Принцип действия этих динамометров состоит в том, что измеряемая сила воздействует на силовводящий элемент (рычаг, коромысло и т. д.), который связан с чувствительным элементом (т. е. датчиком перемещения), сигнал которого затем усиливается и вводится в силовозбудитель — силовой компенсатор, создающий нужную противодействующую силу для уравновешивания силовводящего элемента. Электрическая величина (напряжение или ток), преобразуемая силовым компенсатором, служит мерой измеряемой силы.

Все рассмотренные методы измерения сил и моментов, в зависимости от требуемой точности измерений, можно применить для первого случая (многозвенный редуктор застопорен), т. е. для построения первой подсистемы диагностирования. При этом испытания должны носить быстрый характер, для исключения механических повреждений системы, элементы которой будут находиться в самом тяжелом нештатном случае нагружения.

Исходя из анализа, наиболее оптимальным способом определения момента сопротивления вращению (крутящего момента) для застопоренного редуктора является метод, основанный на магнитоупругом эффекте, при использовании тензорезисторных датчиков.

Разработка системы определения момента сопротивления вращению валов

Разработанная система определения момента сопротивления вращению валов (с учетом рассмотренных ранее двух возможных проблемных ситуаций) включает в себя две подсистемы.

Первая подсистема предназначена для определения момента сопротивления вращению (крутящего момента) для застопоренного редуктора. Для измерения крутящих моментов используют тензорезисторные датчики и магнитоупругий эффект [1].

Тензорезисторы, соединенные в мост, наклеивают на поверхность вала в направлении действия главных сдвигающих напряжений. Изменение сопротивления тензорезисторов является мерой крутящего момента. Направление деформации зависит от направления действия крутящего момента. Если момент приложен в направлении против часовой стрелки, то происходит дисбаланс моста в одном направлении. Если момент действует в направлении по часовой стрелке, дисбаланс моста изменяется в противоположном направлении.

Для передачи информации с вращающегося вала могут применятся различные бесконтактные схемы. Для питания схемы измерения используется трансформатор, одна из обмоток которого расположена на неподвижном, охватывающем вал кольце, вторичная — на вращающемся валу. Стабилизированный источник постоянного тока обеспечивает работу частотного модулятора и коммутатора. Частота сигнала, вырабатываемого модулятором, зависит от знака и величины дисбаланса тензорезисторного моста, наклеенного на поверхность вала. Частотный модулятор возбуждает работу коммутатора, напряжение которого подается на питание тензомоста и на роторную обмотку трансформатора, вторичная обмотка которого расположена на неподвижном кольце-статоре. Частотный дискриминатор вырабатывает напряжение, пропорциональное отклонению частоты коммутатора от базовой (мост сбалансирован). При появлении напряжения на выходе тензомоста изменяется частота модулятора, а следовательно, и коммутатора. На выходе дискриминатора появляется напряжение, пропорциональное измеряемому моменту, поступающее на регистрирующий прибор.

Принцип действия магнитоупругого измерителя крутящего момента основан на явлении возникновения анизотропии магнитной проницаемости. Под действием крутящего момента *M* (рис. 2) на валу возникают растягивающие $\varepsilon_р$ и сжимающие $\varepsilon_{сж}$ напряжения. Сопротивления *R*1, *R*2, *R*3 и *R*4 между катушками возбуждения *A*, *B* и измерительными катушками *C*, *D* изменяются под действием механических напряжений, что приводит к разбалансу мостовой схемы (рис. 3). Напряжение разбаланса является мерой измеряемого момента.

Вторая подсистема предназначена для определения момента сопротивления вращению (крутящего момента) для редуктора работающего механизма, но режим работы которого отличается от штатного режима, т. е. параметры системы не достигают определенного заданного значения.

В основе подсистемы лежит эффект Холла, ранее применяемый для бесконтактного определения угловой скорости вращения вала [2] и углового положения распределительного вала [3]. Принцип их работы заключается в том, что детектирование угла поворота вращающейся части вычисляется по сигналам массива планарных элементов Холла, чувствительных к перпендикулярным компонентам магнитного поля.

Результатом работы над второй подсистемой диагностирования является разработка устройства для определения момента сопротивления вращению валов работающих механизмов, на которую подана заявка на полезную модель и получен патент РФ [4]. Измерительный комплекс устройства построен на использовании двух датчиков Холла, устанавливаемых на возможно большем расстоянии по длине вала. Датчики чувствительны только к направлению магнитного поля и нечувствительны к его напряженности, благодаря этому возможен большой воздушный зазор. На валу в зоне установки датчиков закрепляются постоянные магниты.

Принцип работы разработанного устройства состоит в следующем. При протекании тока через датчики Холла и при воздействии на них магнитного поля (от постоянных магнитов на вращающемся валу), перпендикулярного плоскости датчиков,

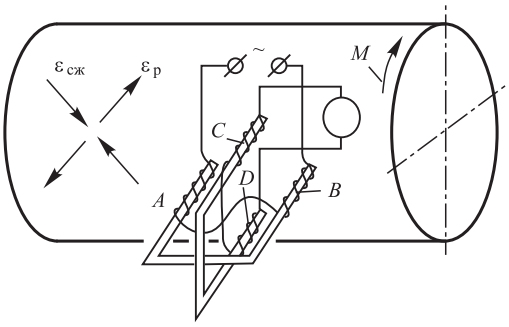

Рис. 2. Магнитоупругий измеритель крутящего момента (принципиальная схема измерителя)

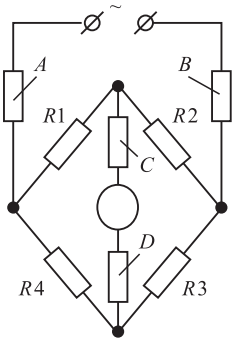

Рис. 3. Магнитоупругий измеритель крутящего момента (принципиальная электрическая схема)

возникает напряжение Холла, перпендикулярное протекающему току и пропорциональное магнитному потоку, регистрируемое в виде импульсов. При вращении вала без нагрузки от датчиков Холла поступают два согласованных сигнала на регистрирующие приборы. При приложении к валу нагрузки, создающей тормозящий момент, осуществляется скручивание вала в упругой области. При этом происходит рассогласование сигналов, поступающих с датчиков Холла. Степень рассогласования импульсов пропорциональна углу скручивания нагруженного вала, что позволяет определить угол скручивания, действующий крутящий момент и, следовательно, и момент сопротивления вращению.

Для нахождения зависимости момента сопротивления вращению вала от его угла закручивания, при разных нагрузках используются известные соотношения сопротивления материалов:

$$M = \tau W, \quad (1)$$

где M — момент вращения вала; τ — касательное напряжение в поперечном сечении вала; W — полярный момент сопротивления поперечного сечения вала, определяемый выражением:

$$W = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (2)$$

Касательное напряжение в поперечном сечении вала определяется выражением:

$$\tau = \frac{G\varphi d}{2l}. \quad (3)$$

При подстановке выражений (2), (3) в выражение (1) выражение для момента сопротивления вращению принимает вид:

$$M = \frac{G\varphi\pi d^4}{32l}, \quad (4)$$

где G — модуль сдвига материала; φ — угол скручивания; d — диаметр вала; l — длина вала.

Таким образом, зная угол скручивания вала, измеряемый при помощи разработанного устройства, определяется момент сопротивления вращению.

Экспериментальные исследования определения момента сопротивления вращению на основе эффекта Холла

Главным критерием работоспособности, эффективности и надежности любой конструкции или системы, в том числе и системы определения момента сопротивления вращению, является практика. В целях проверки способности выполнять функции определения момента сопротивления вращению были спланированы и проведены экспериментальные исследования на созданной экспериментальной установке [5, 6].

При планировании экспериментов были выделены следующие основные вопросы, решение которых следовало получить в ходе экспериментальных исследований.

1. Проверить работоспособность системы определения момента сопротивления вращению на основе эффекта Холла.

2. Сравнить теоретические расчетные данные с полученными экспериментальными данными.

3. Разработать рекомендации по применению системы определения момента сопротивления вращению на основе эффекта Холла.

На основании требований, которым должна удовлетворять экспериментальная установка и с учетом поставленных задач, была разработана и изготовлена установка, общий вид которой показан на рис. 4. Экспериментальная установка, изготовленная на базе токарного станка, включает в себя механизм вращения *1* с тормозным устройством и измерительный комплекс *2*. На рис. 5 представлено взаимное положение испытуемого вала *2* и устанавливаемых на определенном расстоянии по его длине датчиков Холла *1*. В связи с тем, что датчики чувствительны только к направлению магнитного поля и нечувствительны к его напряженности, возможен большой воздушный зазор (до 30 мм). На валу *3*, в зоне установки датчиков, закреплены постоянные магниты.

Работа экспериментальной установки осуществляется следующим образом. Механизм вращения сообщает испытуемому валу вращательное движение. При протекании тока через датчики Холла и при воздействии на них магнитного поля (от постоянных магнитов на вращающемся валу), перпендикулярного плоскости датчиков, возникает напряжение, пропорциональное магнитному потоку, регистрируемое в виде импульсов. При вращении вала без нагрузки от датчиков Холла поступают два согласованных сигнала на измерительный прибор.

При приложении к свободному концу вала тормозящего момента, приводящего к скручиванию вращающегося вала в упругой области, происходит рассогласование сигналов, поступающих с датчиков Холла. По величине расхождения сигналов определяется угол скручивания вала, по значению которого определяется момент сопротивления вращению вала.

Для определения угла скручивания вала по значению сигнала была произведена тарировка при статических нагрузках, осуществляемых путем создания

крутящего момента различными грузами посредствам рычага, что позволило установить взаимосвязь между крутящим моментом, углом скручивания вала и значением сигнала. По результатам предварительных испытаний строился тарировочный график, используемый при дальнейших испытаниях.

Исследование системы определения момента сопротивления вращению на основе эффекта Холла проводилось при различных комбинациях соотношений длин и диаметров валов.

На рисунках 6—9 представлены полученные осциллограммы рассогласования сигналов при различных углах скручивания вала.

На рис. 10 графически представлены результаты обработки зависимости между значением сигнала и углом скручивания вала. Точками нанесены экспериментальные данные. Полученные результаты свидетельствуют о линейной зависимости и о возможности определения угла скручивания вала по значению сигнала и, таким образом, о возможности определения момента сопротивления вращению.

Данная зависимость являлась тарировочной и использовалась при обработке последующих результатов экспериментальных исследований для образцов с такими же геометрическими характеристиками.

Сравнение значений создаваемых моментов сопротивления вращению с полученными значениями при обработке экспериментальных данных показали 100-процентную сходимость для различных условий экспериментов.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал работоспособность разработанной системы определения момента сопротивления вращению валов на основе эффекта Холла и возможность реализации системы диагностики многозвенных механизмов на ее основе.

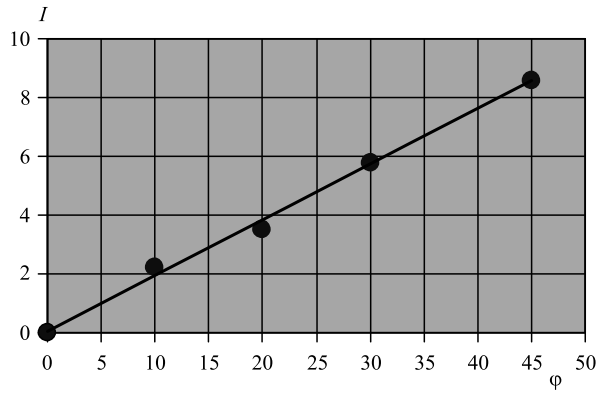

Рис. 10. Зависимость сигнала датчиков Холла (*I*) от угла скручивания вала (φ)

Заключение

Решение задач по повышению эффективности функционирования транспортного оборудования и совершенствованию их конструкций требует обладания информацией о внутренних усилиях и нагрузках, возникающих в них при работе. При постановке такого рода задач выделяются следующие шаги: выбор подходящего способа измерения силы и выбор подходящей силоизмерительной системы.

Представленное устройство для определения момента сопротивления вращению валов работающих многозвенных механизмов с длинными валами, основанное на эффекте Холла, позволяет с достаточной точностью провести диагностику и поиск неисправного звена многозвенного редуктора. Предложен метод бесконтактного определения момента сопротивления вращению вала и разработаны технические основы его применения. Анализ результатов проведенных экспериментальных исследований показал работоспособность разработанной системы определения момента сопротивления вращению валов на основе эффекта Холла и возможность реализации системы диагностики многозвенных механизмов на ее основе.

Практическая значимость работы состоит в том, что ее результаты могут быть использованы при оценке работоспособности механических силовых приводов, состоящих из многозвенных редукторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Клюев В. В., Соснин Ф.Р., Ковалев А. В.** Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник. М.: Машиностроение, 2005. 656 с.
2. **Бесконтактный датчик** скорости автомобиля, предназначенный для измерения угловой скорости зубчатого ротора. Патент РФ № 35441 на полезную модель по заявке № 2003127267 от 08.09.2003, МПК G01P3/488, зарегистрировано в Госреестре полезных моделей РФ 10.01.2004.
3. **Бесконтактный программируемый датчик** абсолютного углового положения В-360'. Патент РФ № 2312363 на полезную модель по заявке № 2006102833/28 от 31.01.2006, МПК G01P3/488, зарегистрировано в Гос реестре полезных моделей РФ 31.01.2006.
4. **Решенкин А. С., Москаев В. А.** Устройство для определения момента сопротивления вращению валов работающих механизмов Патент на полезную модель RUS 84568 18.02.2009.
5. **Goncharov A. V., Kostoglotov A. A., Reshenkin A. S.** Force measuring system // Nauka i studia. 2016. Т. 3. С. 1152—1157.
6. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. М.: Мир, 1980. 612 с.

УДК 621.85-77

А. Н. Неверов, канд. техн. наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)
E-mail: neverov_an@mail.ru

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ РАЗБОРКА И СБОРКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Приводятся результаты экспериментальных исследований влияния продольных ультразвуковых колебаний на процессы разборки и сборки резьбовых соединений. При разборке эффект воздействия ультразвука растет с увеличением амплитуды колебаний. При сборке качество соединения повышается при относительно небольших амплитудах.

Ключевые слова: *резьба, разборка, сборка, колебания, ультразвук.*

The results of experimental studies of the influence of longitudinal ultrasonic vibrations on the processes of dismantling and assembling of threaded connections are given. With the dismantling the effect of the action of ultrasound grows with an increase in the amplitude of vibrations. During the assembling the quality of connection rises with the relatively small amplitudes.

Keywords: *thread, dismantling, assembling, fluctuation, ultrasound.*

Введение

Разборка различных соединений деталей входит в подавляющее большинство ремонтно-восстановительных технологий, причем зачастую определяет трудоемкость, качество, а, следовательно, и себестоимость восстановительных работ. Разборочные операции составляют 12—13 % общего объема работ по капитальному ремонту автомобилей [1]. Эти операции имеют свою специфику и практически не встречаются в современном машиностроительном производстве. Кроме того, подлежащие разборке узлы и агрегаты после длительной эксплуатации загрязнены, изношены, крепежные соединения труднодоступны и разнохарактерны, после снятия креплений следует обеспечить целостность высвобождаемых деталей. Все это осложняет разборочные работы и ставит их на одно из последних мест по технико-социальному уровню.

Основным фактором, осложняющим разборку, являются силы трения в зазоре, сильно возрастающие в ходе эксплуатации узлов из-за коррозии, загрязнений, полимеризации смазок, наличия посторонних включений, задиров и схватывания сопряженных поверхностей [2, 3]. Следствием перечисленных явлений является и то обстоятельство, что коэффициент трения покоя $\mu_{тр1}$ оказывается больше коэффициента трения скольжения $\mu_{тр}$. По этой причине зачастую для разборки резьбового соединения оказывается достаточным даже небольшого кратковременного относительного смещения разбираемых деталей. Весьма перспективно для этих целей применение упругих колебаний ультразвуковой частоты.

Сборка является заключительным этапом изготовления машины и поэтому сосредоточивает в себе результаты предшествующего технологического процесса. Из-за возможных отклонений размеров, формы, относительного расположения поверхностей и других параметров деталей сопряжения при сборке приходится решать ряд задач, связанных с достижением точности замыкающего звена размерной цепи и повышением функциональных параметров соединений, особенно при действии рабочих нагрузок. Поэтому повышение эффективности сборки остается актуальной задачей современного машиностроения. Одним из перспективных направлений решения этой проблемы является применение в процессе сборки соединений ультразвуковых колебаний.

В основе формирования эффективного поведения системы ультразвуковой сборки по технологическим и эксплуатационным показателям лежат общие закономерности воздействия ультразвука на сопротивление пластической деформации, трибологические процессы, тепловые явления и др.

Таким образом, сборка — заключительный этап машиностроительного производства, разборка — начальный этап ремонтного производства (то и другое зачастую совмещается с очисткой), т. е. с технологической точки зрения это две абсолютно разные задачи. В то же время бросается в глаза сходство физических явлений, на которых основано применение ультразвука в этих процессах. К таким явлениям относятся, во-первых, виброперемещение, т. е. перемещение тел по вибрирующей поверхности или перемещение вибрирующих тел (природа этих перемещений практически одинакова), возникающие вследствие нелинейной зависимости силы сопротивления от скорости [4], и, во-вторых, снижение при действии вибраций эффективных (кажущихся), а иногда и истинных (физических) коэффициентов трения [5].

Перспективность ультразвуковой разборки в ремонтном производстве можно обосновать следующими положениями.

Во-первых, под действием ультразвука заметно интенсифицируется проникновение жидкости в капиллярные зазоры [1]. Логично предположить, что при ультразвуковом замачивании узлов ускоренное проникновение правильно выбранной технологической жидкости в зазор между сопряженными поверхностями пары в конечном итоге может способствовать снижению в ней сопротивления трению.

Во-вторых, наложение ультразвуковых колебаний на один из элементов твердой фрикционной пары практически всегда снижают коэффициент трения (см., например, [2]).

В-третьих, любая сопряженная пара деталей является гетерогенной системой, в которой при правильно выбранном внешнем механическом воздействии могут создаваться разностные межэлементные силовые реакции, приводящие к дезинтеграции, или, иными словами, к разборочным перемещениям в системе.

Наконец, в-четвертых, ультразвуковая разборка интересна тем, что в ряде технологически важных ситуаций она с минимальными межоперационными потерями может быть совмещена с ультразвуковой очисткой, эффективность которой не вызывает сомнений.

Преимуществами ультразвукового метода разборки являются:

— высокая скорость разборки, причем состояние поверхностей деталей разбираемых соединений не ухудшается;

— технологический процесс ультразвуковой разборки может быть оптимизирован.

До сих пор, однако, ультразвук мало применяется при разборке резьбовых соединений, хотя именно они в основном повреждаются в процессе разборки. По-видимому, этому мешает отсутствие исследований по этой теме.

В работе [6] описываются технические решения полувековой давности. Авторы [7] предложили для интенсификации процесса разборки возбуждать в болте и гайке противоположно направленные крутильные колебания. Способ возбуждения крутильных колебаний путем трансформации продольных, однако, вызывает сомнения.

Целью настоящей работы было экспериментальное исследование влияния продольных ультразвуковых колебаний на усилие разборки резьбовых соединений.

Экспериментальная установка

Блок-схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Выходная полуволна колебательной системы и исследуемое резьбовое соединение изображены на рис. 2. Упругие колебания возбуждались магнитострикционным преобразователем, который возбуждался от задающего генератора, гармонический сигнал которого усиливался усилителем. К рабочему торцу преобразователя припаивался волновод, к которому резьбовым соединением присоединялся винт. Винт стягивался с волноводом при помощи

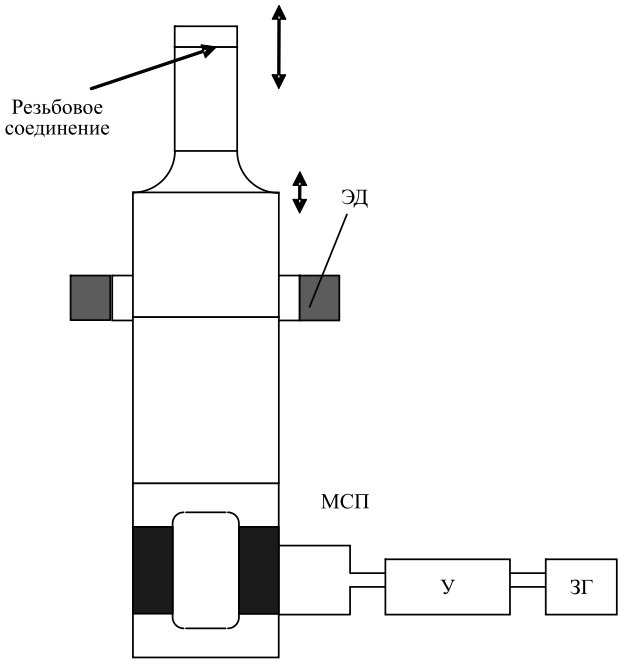

Рис. 1. Блок-схема установки для экспериментального исследования влияния ультразвуковых колебаний на усилие разборки резьбовых соединений

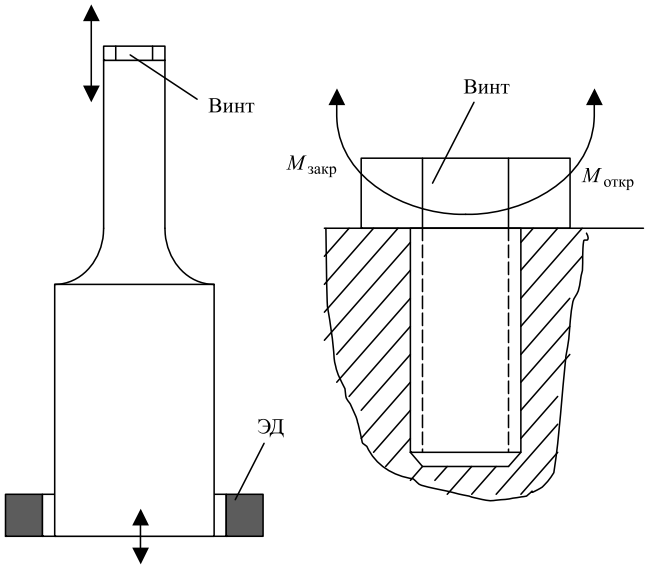

Рис. 2. Выходная полуволна колебательной системы и исследуемое резьбовое соединение

резьбового соединения М10×1. Момент затяжки создавался и контролировался стандартным динамометром. Собственные частоты преобразователей и волновода составляли 22,45 ± 0,25 кГц. Волновод крепился к неподвижным частям экспериментальной установки в узле продольных смещений. Вся колебательная система располагалась вертикально.

Ультразвуковая разборка резьбовых соединений

Винт стягивался с волноводом определенным моментом $M_{закр}$, после чего на резьбовое соединение воздействовали крутящим откручивающим

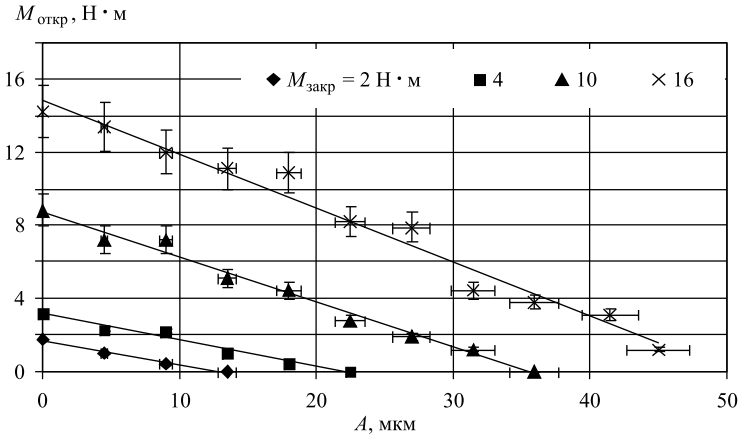

Рис. 3. Зависимости момента откручивания от амплитуды продольных колебаний при различных моментах закручивания

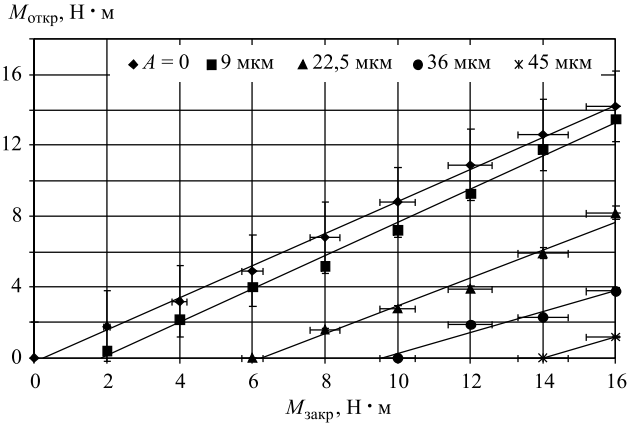

Рис. 4. Зависимости момента откручивания от момента закручивания при различных амплитудах продольных колебаний

моментом и продольными колебаниями ультразвуковой частоты. Колебательная система возбуждалась на резонансной частоте, определявшейся по максимуму выходного сигнала в отсутствие откручивающего момента. Амплитуда колебаний оценивалась по сигналу электродинамического датчика ЭД, предварительно проградуированного при помощи ультразвукового бесконтактного виброметра.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 3 и 4. На рис. 3 изображены зависимости момента откручивания (Н · м) от амплитуды колебаний волновода (мкм) при различных моментах закручивания (Н · м). Видно, что ультразвук снижает момент откручивания, и это снижение увеличивается с ростом величины возбуждающего сигнала. При некотором значении амплитуды колебаний в контакте наблюдается характерный дребезг, приводящий через некоторое время к самооткручиванию пьезопреобразователя (при $M_{откр} = 0$).

На рис. 4 показана зависимость момента откручивания (Н · м) от момента закручивания (Н · м) при различных амплитудах колебаний (мкм). При небольших амплитудах колебаний влияние ультразвука не очень заметно. Самооткручивание наблюдается только при очень малых значениях момента закручивания. При высоких амплитудах (более 30 мкм) самооткручивание наблюдалось даже при значительных моментах закручивания.

Разрушений резьбового соединения нами не наблюдалось, однако эта опасность должна учитываться при выборе режима обработки.

Ультразвуковая сборка резьбовых соединений

Экспериментальное исследование влияния ультразвуковых колебаний на усилие сборки резьбовых соединений проводилось на установке, блок-схема которой приведена на рис. 1; выходная полуволна колебательной системы и исследуемое резьбовое соединение изображены на рис. 2.

Винт стягивался с волноводом определенным моментом силы $M_{закр}$ при воздействии на гайку продольными колебаниями ультразвуковой частоты, после чего на резьбовое соединение воздействовали крутящим откручивающим моментом без ультразвука. Колебательная система возбуждалась на резонансной частоте, определявшейся по максимуму выходного сигнала в отсутствие закручивающего момента. Амплитуда колебаний оценивалась по сигналу электродинамического датчика ЭД, предварительно проградуированного при помощи ультразвукового бесконтактного виброметра.

Надежность резьбового соединения оценивалась по величине откручивающего момента без наложения ультразвука.

На рис. 5 приведены экспериментальные зависимости момента разборки от амплитуды колебаний.

До некоторого значения амплитуды приложенных колебаний надежность соединения, оцениваемая по моменту его разборки, возрастает. Дальнейшее повышение амплитуды колебаний практически не влияет на надежность соединения.

Можно также отметить, что максимальная амплитуда колебаний, при которой надежность соединения зависит от акустических параметров ультразвукового воздействия, падает с увеличением момента сборки соединения.

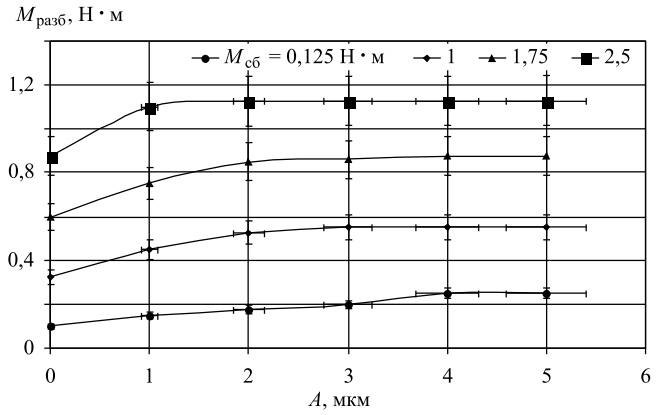

Рис. 5. Экспериментальные зависимости момента разборки от амплитуды колебаний

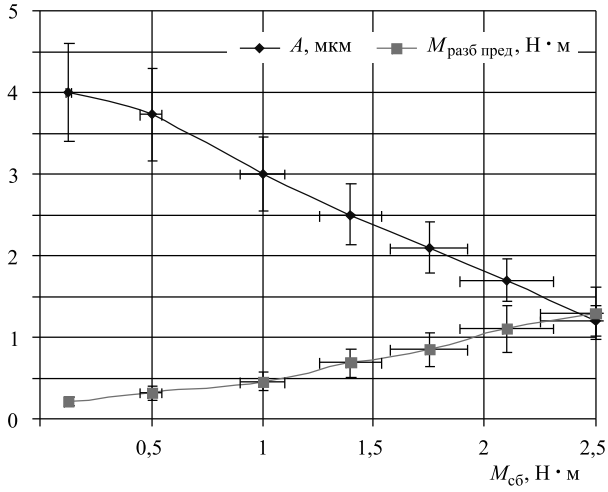

Рис. 6. Зависимости амплитуды колебаний *A*, выше которой момент разборки резьбового соединения становится независимым от нее, и величины этого предельного момента разборки $M_{разб\ пред}$ (Н · м) от момента сборки $M_{сб}$

Из вышеприведенного следует, что воздействие ультразвука более эффективно при небольших усилиях сборки (см. начальный участок кривых приблизительно до 1 мкм, наклон кривых, соответствующих большим моментам сборки, здесь существенно больше).

На рис. 6 показаны зависимости амплитуды колебаний A, выше которой момент разборки резьбового соединения становится независимым от нее, и величины этого предельного момента разборки $M_{разб\ пред}$ (Н · м) от момента сборки $M_{сб}$. Обе эти зависимости практически линейны.

Зависимость $A_{пред} = A(M_{сб})$ может быть представлена в виде $A_{пред} = 4{,}22 - 1{,}21M_{сб}$ при достоверности аппроксимации $R^2 = 0{,}997$ (амплитуда измеряется в мкм, а момент сборки — в Н · м).

Зависимость $M_{разб\ пред} = M(M_{сб})$ можно представить в виде $M_{разб\ пред} = 0{,}51M_{сб}$ при достоверности аппроксимации $R^2 = 0{,}964$ (оба момента измеряются в Н · м).

Отметим довольно высокий разброс результатов на представленных зависимостях.

Существование амплитуды колебаний, выше которой качество соединения практически не зависит от амплитуды колебаний, можно объяснить тем, что при сборке резьбовое соединение подвергается воздействию двух конкурирующих факторов: с одной стороны, ультразвуковое воздействие снижает коэффициент трения в соединении и тем самым снижает достаточный для достижения необходимого качества соединения момент сборки; с другой стороны, при

воздействии продольных колебаний на винтовой наклонной плоскости возникает момент силы, стремящийся сместить соединение к узлу продольных смещений и тем самым противодействующий сборке соединения.

В работе [8] второй из указанных факторов несправедливо, на наш взгляд, игнорируется. Авторы [9] также отметили это обстоятельство и объяснили его снижением сил трения вследствие уменьшения времени контакта поверхностей и их увеличением в результате роста фактической площади контакта. В частности, как следует из их результатов моделирования фрикционного взаимодействия поверхностей, значение коэффициента трения минимально при амплитуде нормальных ультразвуковых колебаний 6 мкм, что соответствует и нашим экспериментальным результатам.

Заключение

Таким образом, воздействие ультразвука дает положительный эффект как при разборке, так и при сборке резьбовых соединений. Отметим, что характер зависимостей, определяющих воздействие ультразвука на процессы разборки и сборки резьбовых соединений, абсолютно различен. При разборке эффект воздействия ультразвука растет с увеличением амплитуды колебаний (см. рис. 3), при сборке же этот результат имеет место лишь при относительно небольших амплитудах, дальнейшее повышение амплитуды практически не влияет на качество соединения (см. рис. 5).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Автомобильный справочник** / Б. С. Васильев [и др.]; под общ. ред. В. М. Приходько. — М.: Машиностроение, 2004. — 704 с.
2. **Приходько В. М.** Ультразвуковые технологии при производстве, эксплуатации и ремонте транспортной техники. — М.: Техполиграфцентр, 2003. — 253 с.
3. **Приходько В. М.** Ультразвуковая разборка. — М.: МГАДИ(ТУ), 1995. — 94 с.
4. **Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю.** Вибрационное перемещение. — М.: Наука, 1964. — 410 с.
5. **Попов В. Л., Старкевич Я., Тайдельт Е.** Влияние ультразвуковых колебаний в плоскости скольжения и перпендикулярно к ней на силу трения покоя и скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 2. — С. 3—9.
6. **Кудряшов Б. А., Сундуков С. К., Фатюхин Д. С.** Ультразвуковая разборка соединений деталей // Грузовик. — 2009. — № 12. — С. 31—33.
7. **Патент РФ 2114728**, МКИ В 25 В 21/00. Способ разборки резьбовых соединений / В. М. Колокольцев, В. Г. Шуваев; Опубл. 10.07.98. Бюл. № 19.
8. **Тепляков А. Ю.** Повышение эффективности сборки и разборки резьбовых соединений путем применения ультразвуковых колебаний: автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.02.08. — М., 2004. — 20 с.
9. **Вологдин М. Ф., Калашников В. В., Нерубай М. С., Штриков Б. Л.** Применение ультразвука и взрыва при обработке и сборкею. — М.: Машиностроение, 2002. — 264 с.

Акции "КАМАЗа" переводятся во второй уровень котировального списка

На основании заявления ПАО "КАМАЗ" акции компании переводятся из первого во второй уровень Списка ценных бумаг, допущенных к торгам ПАО "Московская Биржа" (котировальный список).

В первый уровень котировального списка акции "КАМАЗа" были включены с 9 июня 2014 г. в связи с проведением реформы листинга.

К числу требований, предъявляемых Московской биржей в процессе поддержания акций в первом уровне котировального списка, относится количество акций в свободном обращении, которое должно составлять более 16 %, исходя из размера капитализации компании. С учетом структуры уставного капитала количество акций ПАО "КАМАЗ", находящихся в свободном обращении, составляет на сегодня 4 %.

Нахождение акций "КАМАЗа" во втором уровне котировального списка обеспечивает доступ широкого круга инвесторов к приобретению камазовских акций и подтверждает соответствие ПАО "КАМАЗ" требованиям Правил листинга ПАО "Московская Биржа" к корпоративному управлению.

Изменения в котировальных списках, принятые 20 января 2017 г., вступили в силу 31 января 2017 г.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 621.43

В. Н. Хромов, д-р техн. наук, профессор, ФГКОУ ВПО "Орловский юридический институт МВД РФ имени В. В. Лукьянова" (ОрЮИ), г. Орел
E-mail: chrom@orel.ru

ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЕЙ ГРУЗОВИКОВ

Показано, что возможно как восстановление внутренних цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр", изготовленных из железоуглеродистых сплавов, путем создания подвижного градиента температуры вдоль оси детали на примере гильзы цилиндра дизелей грузовиков, так и восстановление наружных цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр" путем создания градиента температуры по радиусу детали на примере поршневого пальца дизелей грузовиков.

Ключевые слова: *технология ремонта дизелей грузовиков, восстановление деталей, упрочнение поверхностей, термопластическое деформирование, гильза цилиндра, поршневой палец.*

It is shown that it is possible as the restoration of internal cylindrical surfaces of parts such as "hollow cylinder" made of iron-carbon alloys, by creating a rolling temperature gradient along the axis of the part on the example cylinder diesel engines of trucks and restoring the outer cylindrical surfaces of parts such as "hollow cylinder" by creating a temperature gradient along the radius detail on the example of a piston pin of diesel trucks.

Keywords: *technology of repair of diesel truck, reconditioning of parts, surface hardening, thermoplastic deformation, cylinder liner, piston pin.*

Введение

Анализ затрат на ремонт отечественных и импортных грузовиков показывает, что стоимость оригинальных запасных частей может достигать 85 % общей стоимости ремонта. В настоящее время поставщики дизелей для грузовиков активно занимаются продвижением восстановленных в индустриальных условиях крупногабаритных деталей. Себестоимость восстановления этих деталей составляет от 30 до 70 % цены новых деталей.

Для отечественных и импортных грузовиков, эксплуатируемых в странах СНГ, остро стоит проблема технического обслуживания. Повысить эффективность технологий технического сервиса грузовиков и снизить эксплуатационные затраты можно путем организации восстановления деталей, в том числе дорогостоящих, с использованием современных технологий [1].

Поэтому потребность в запасных частях для автотракторных дизелей можно компенсировать восстановлением изношенных деталей. Себестоимость восстановления внутренней цилиндрической поверхности гильзы цилиндра дизелей составит 25—35 % стоимости новой запчасти.

Во всем мире продажа сложной машиностроительной продукции (автомобилей, строительной техники, тепловозов, дизелей и др.) приносит крупным компаниям лишь десятую долю прибыли от их реализации, а девять десятых долей прибыли приносят гарантийное и послегарантийное обслуживание и ремонт этой дорогостоящей техники.

Сервисное сопровождение сложной и дорогостоящей техники, к какой относятся грузовики и автотракторные дизели, — весьма прибыльная область бизнеса, потому в России за последние 25 лет создано множество компаний, занимающихся поставкой запасных частей для ремонта дизелей.

За рубежом вопросами обеспечения рационального сервиса занимается фирма-изготовитель. И начинает этим заниматься уже в период производства новой техники. Причем размер затрат на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт является одним из основных показателей ее будущей конкурентоспособности.

Существенную конкуренцию частным компаниям, поставляющим запасные части для дизелей, могли бы составить индустриальные предприятия, осуществляющие восстановление изношенных деталей путем применения прогрессивного технологического оборудования и материалов высокого качества, используемых для нанесения различных покрытий на изношенные поверхности деталей.

Практически всем базовым деталям сложной техники в развитых капиталистических странах дают

вторую жизнь. Восстановление деталей за рубежом считают экономически выгодным. Различные фирмы успешно восстанавливают детали металлургического оборудования, авиационных реактивных двигателей, судовых дизелей и т. д. Номенклатура деталей непрерывно расширяется и охватывает дорогостоящие и металлоемкие детали, определяющие ресурс работы машины. Расширение номенклатуры восстанавливаемых деталей — одна из важнейших проблем, которой заняты фирмы большинства индустриальных стран.

Наиболее совершенным способом восстановления работоспособности дизелей является капитальный ремонт в специализированных цехах ремонтных предприятий. Этим ремонтом в основном обеспечивают нормативные ресурсы отремонтированным дизелям. В ходе специализации ремонта создаются хорошие предпосылки к поточной организации технологических процессов на основе типовых схем ремонта, включающих восстановление деталей. Это приводит к снижению его себестоимости.

Капитальный ремонт дизелей в специализированных цехах является более сложным комплексом работ по сравнению с производственным процессом изготовления машин вследствие специфических особенностей подготовки деталей к ремонту, базирования их при механической обработке и т.п.

Гильзы цилиндров дизелей под воздействием многочисленных факторов во время эксплуатации изнашиваются. Наиболее характерными износами являются искажения геометрической формы и размеров внутренней рабочей поверхности наружных посадочных поясов, а также коррозионно-эрозионное разрушение наружных поверхностей, омываемых охлаждающей водой.

Износ пальца — основная причина замены поршней и пальцев при эксплуатации дизелей. Данный вид ремонта связан с выполнением трудоемких работ по разборке и монтажу дизеля.

Восстановление деталей термопластическим деформированием

В России накоплен огромный опыт рационального сочетания агрегатного и полнокомплектного ремонта машин отечественного и зарубежного производства, использования новых и восстановленных деталей.

Среди применяемых в ремонтном производстве способов восстановления деталей пластическая деформация занимает особое место. При использовании указанного метода восстановление первоначальных размеров детали осуществляется путем перераспределения материала самого изделия. В этом случае материал перемещают с нерабочих участков к изношенным поверхностям под направленным действием внешних или внутренних сил. Этот метод прост и экономичен.

Среди способов восстановления деталей пластической деформацией особое место занимает термопластическое деформирование (ТПД), когда нагревая и охлаждая восстанавливаемую деталь без приложения к ней дополнительных внешних сил от пресса, а также используя внутренние механизмы деформирования металла, сохраняют ее объем, металл перераспределяют на рабочие изношенные поверхности с одновременным их упрочнением. В первую очередь, это детали типа "полый цилиндр" (в том числе поршневые пальцы и гильзы цилиндров дизелей) [2—6].

Для гильз цилиндров автотракторных дизелей, хорошо зарекомендовала себя **технология восстановления внутренней цилиндрической поверхности методом ТПД.** Схемы представлены на рис. 1.

Все три схемы на рис. 1 по сути своей близки и характеризуются созданием движущегося градиента температуры вдоль оси гильзы. Технологически наиболее удобной является схема с размещением индуктора и спрейера с наружной цилиндрической поверхности гильзы. В результате ТПД в гильзе происходит перераспределение металла на внутреннюю изношенную поверхность, как показано на рис. 2.

Общий вид установки для термопластического деформирования (ТПД) гильзы цилиндра дизеля показан на рис. 3.

Вид восстанавливаемой гильзы цилиндра в процессе ТПД показан на рис. 4.

При внутреннем диаметре гильзы цилиндра 100...130 мм величина остаточного перемещения внутренней цилиндрической поверхности состав-

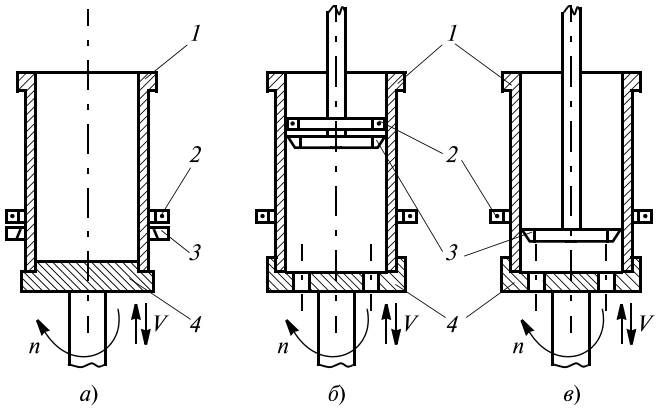

Рис. 1. Схемы способов восстановления внутренней цилиндрической поверхности гильз цилиндров термоупруго-пластическим деформированием (ТПД):

а — индуктор и спрейер расположены снаружи гильзы; *б* — индуктор и спрейер расположены внутри гильзы; *в* — индуктор расположен снаружи, а спрейер внутри гильзы; *1* — гильза цилиндра, *2* — индуктор; *3* — спрейер; *4* — центрирующая оправка

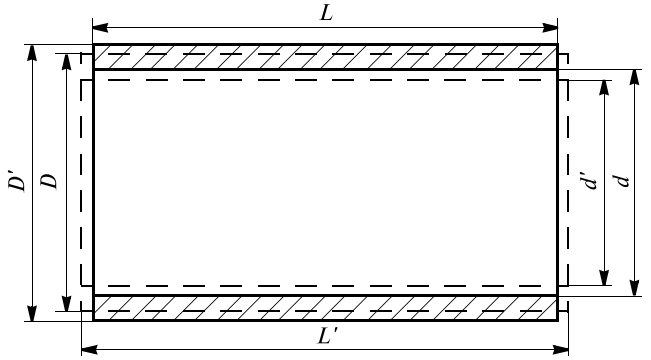

Рис. 2. Схема изменения линейных размеров гильзы цилиндра термоупруго-пластическим деформированием (ТПД):

D, *d*, *L* — соответственно наружный диаметр, внутренний диаметр, длина или высота гильзы цилиндра, *D'*, *d'*, *L'* — те же размеры после ТПД

ляет 0,7...1,3 мм, что является достаточным при величине износа зеркала гильзы, равной 0,3 мм, величине коробления после ТПД 0,1 мм и припуске на механическую обработку 0,3 мм.

Отличительной особенностью процесса ТПД методом создания движущегося градиента температуры вдоль оси является нагрев детали ниже точки Ac_1 на 20...30 °С. ТПД осуществляли при перемещении гильзы относительно индуктора со скоростью 2,0...2,5 мм/с при непрерывном охлаждении водяным душем.

Нагрев проводился на установке ТВЧ петлевым индуктором и последующим охлаждением водой кольцевым спрейером. Мощность генератора установки ТВЧ — 100 кВт. Частота вращения гильзы — 30...50 мин$^{-1}$.

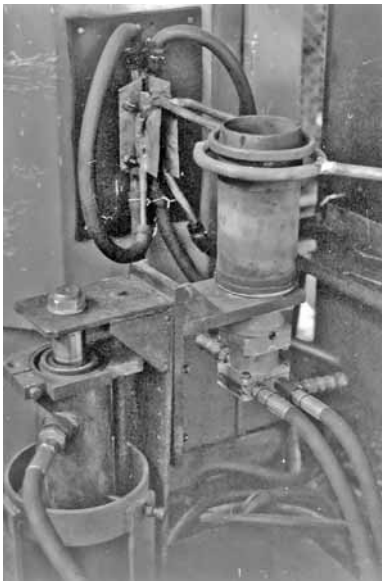

Рис. 3. Общий вид установки для термоупруго-пластического деформирования (ТПД) гильзы цилиндра дизеля

Рис. 4. Вид восстанавливаемой гильзы цилиндра в процессе ТПД

Если после одного цикла ТПД величина остаточной деформации внутренней цилиндрической поверхности гильзы составляла Δd = 0,7...1,3 мм, то после двух циклов Δd = 1,1...1,9 мм.

После ТПД происходит уменьшение как внутреннего, так и наружного диаметра гильзы. Для восстановления наружных посадочных поясков гильзы необходимо осуществить их наращивание на величину слоя толщиной 1,5...2,0 мм.

Это можно выполнить способом электродугового напыления с использованием стандартных режимов как стальной, так и алюминиевой проволокой.

После получения припусков на механическую обработку внутренней и наружной поверхности гильзы цилиндра осуществляют растачивание на вертикально-расточных станках и хонингование на хонинговальном станке.

Затем проводят механическую обработку наружных поверхностей гильзы на токарно-винторезном станке.

Для **восстановления наружных цилиндрических поверхностей методом ТПД** эта технология хорошо опробована на поршневых пальцах автотракторных дизелей.

На рис. 5 представлены схемы: *а* — способа восстановления наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев ТПД и *б* — изменения линейных размеров поршневого пальца.

Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев при термопластическом деформировании (ТПД) показан на рис. 6.

Поршневой палец, изготовленный из цементуемой стали 12ХН3А, нагревают в индукторе установки

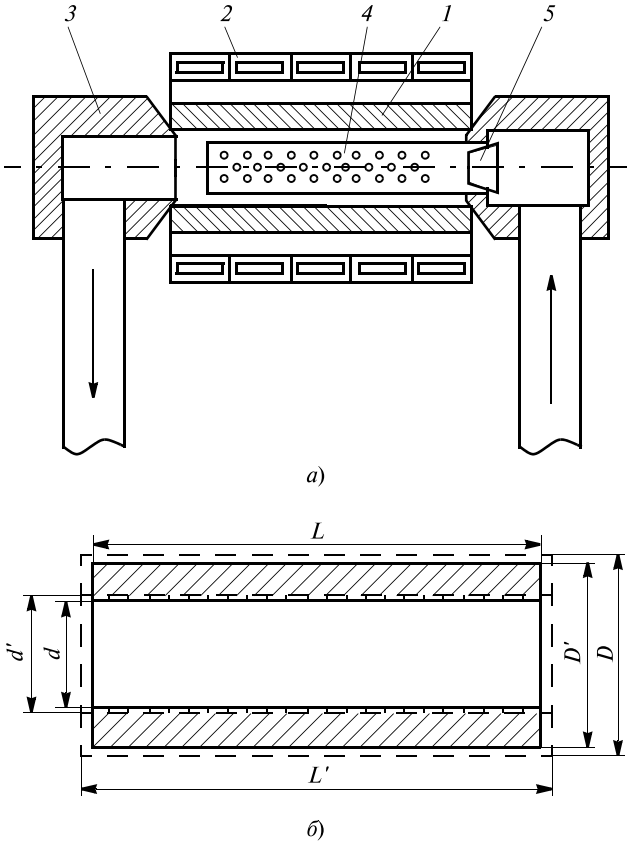

Рис. 5. Схемы:

а — способа восстановления наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев ТПД; *б* — изменения линейных размеров поршневого пальца; *1* — поршневой палец; *2* — индуктор; *3* — втулка; *4* — спрейер; *5* — гидроклапан; *D*, *d*, *L*, — соответственно наружный диаметр, внутренний диаметр, длина или высота поршневого пальца; *D'*, *d'*, *L'* — те же размеры после ТПД

ТВЧ объемно до температуры фазовых превращений 840...860 °С, а затем зажимают по торцам на установке ТПД и охлаждают водяным душем изнутри посредством спрейера, вставляемого во внутреннюю полость пальца. При этом получают остаточную деформацию — увеличение наружного диаметра 45—50 мм с одновременной поверхностной закалкой цементованного слоя на $\Delta D = 0{,}15$ мм и длины 100 мм на $\Delta L = 0{,}3$ мм, достаточных для компенсации износа и создания припуска на шлифование.

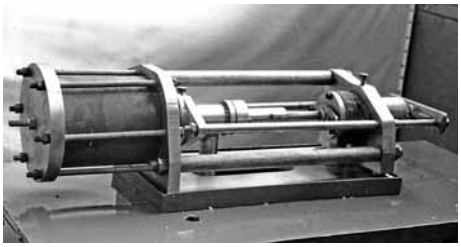

Рис. 6. Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев ТПД

Затем поршневые пальцы подвергают шлифованию наружной цилиндрической поверхности на бесцентрово-шлифовальном станке, а торцы пальцев обрабатывают на плоско-шлифовальном станке. При помощи специальной оснастки снимают наружную и внутреннюю фаски.

Разработанные технологии восстановления и упрочнения деталей ТПД обеспечивают качество восстановления по геометрическим параметрам, физико-механическим и эксплуатационным свойствам на уровне не ниже новых деталей.

Нужно отметить, что ТПД перспективный способ восстановления деталей, позволяющий восстанавливать цилиндрические поверхности стальных и чугунных изделий. Способ может быть широко использован как ремонтными предприятиями, занимающимися восстановлением изношенных деталей, так и машиностроительными заводами для устранения брака механической обработки при изготовлении деталей для автотракторных дизелей.

Вывод

В статье показана возможность восстановления внутренних цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр", изготовленных из железоуглеродистых сплавов, путем создания подвижного градиента температуры вдоль оси детали на примере гильз цилиндров, а также возможность восстановления наружных цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр" путем создания градиента температуры по радиусу детали на примере поршневого пальца автотракторных дизелей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Голубев И. Г., Носихин П. И., Фадеев А. Ю.** Опыт импортозамещения запасных частей зарубежной сельскохозяйственной техники. — М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2010. — 32 с.
2. **Хромов В. Н.** Упрочнение и восстановление наружных и внутренних поверхностей деталей типа "полый цилиндр" термопластическим деформированием // Изобретатели — машиностроению. — 2012. — № 12 (99). — С. 9—14.
3. **Хромов В. Н., Сенченков И. К.** Термоупругопластическое деформирование металла: Восстановление деталей машин. Орел: ОрелГТУ, 2002. — 219 с.
4. **Хромов В. Н.** Упрочнение и восстановление деталей дизелей термоупругопластическим деформированием при производстве и ремонте машин // Тяжелое машиностроение. — 2005. — № 4. — С. 15—17.
5. **Хромов В. Н.** Восстановление термопластическим деформированием деталей — резерв импортозамещения запасных частей зарубежных дизелей // Двигателестроение. — 2016. — № 1 (263). — С. 40—43.
6. **Хромов В. Н.** О восстановлении деталей судовых дизелей термопластическим деформированием // Судостроение. — 2016. — № 2 (825). — С. 50—54.

УДК 656.131.2.029

Ю. Я. Комаров, канд. техн. наук, доцент, e-mail: atrans@vstu.ru,
Н. А. Овчар, канд. социол. наук, доцент, e-mail: onadine@mail.ru,
А. Н. Тодорев, e-mail: alexwork_2012@mail.ru, **М. Н. Дятлов,** Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ), e-mail: makdyatlov@yandex.ru

АНАЛИЗ СПЕЦИФИКИ УСЛОВИЙ И ХАРАКТЕРА ТРУДА ВОДИТЕЛЕЙ МАРШРУТНОГО ПАССАЖИРСКОГО АВТОТРАНСПОРТА В УСЛОВИЯХ КРУПНОГО ГОРОДА

В статье представлены результаты анализа профессиональной деятельности водителей, осуществляющих маршрутные пассажирские перевозки в условиях крупного города с помощью методов наблюдения, экспертного интервьюирования и экспертных оценок. В результате статистической обработки выявлены необходимые профессионально важные качества для эффективного выполнения управляющих действий автотранспортным средством. Определены специфические особенности трудовой деятельности.

Ключевые слова: *водители маршрутного пассажирского автотранспорта, анализ профессиональной деятельности, профессионально важные качества.*

The article presents the results of analysis of professional activity of drivers in passenger transport route in a large city with the help of surveillance methods, expert interviews and expert assessments. As a result of statistical processing of the identified need for professional-important qualities for the effective exercise of control operating a motor vehicle. Identify the specific characteristics of employment.

Keywords: *shuttle drivers of passenger vehicles, the analysis of professional activity, professional qualities.*

Городами-миллионерами, или крупнейшими городами, по классификации Министерства регионального развития Российской Федерации являются города с населением свыше 1 млн чел. Всего в крупнейших городах России, по официальным данным, проживает около 32,5 млн чел., или почти 23 % населения страны [1].

По данным федеральной службы государственной статистики [2] можно сделать вывод, что основными транспортными средствами для перевозки пассажиров в нашей стране являются автобусный и электрический транспорт (трамваи, троллейбусы, метро; табл. 1).

Данные по автобусным перевозкам приведены по сведениям о деятельности юридических лиц и индивидуальных предпринимателей (включая субъекты малого предпринимательства), осуществляющим перевозку пассажиров на коммерческой основе.

Городские маршрутные пассажирские автобусные перевозки по сравнению с электротранспортом обладают рядом преимуществ, основными из которых являются высокая маневренность, возможности использования различных маршрутов, регулярность движения и сравнительно небольшая пассажировместимость.

Автомобильный транспорт играет существенную роль, если не сказать основную, в удовлетворении спроса на перевозки пассажиров в городах, населенных пунктах и пригородах. При недостаточном, хотя и быстро увеличивающемся числе личных автомобилей и ориентированности бóльшего числа населения на общественный транспорт, проблема своевременного и качественного удовлетворения спроса на такие перевозки актуализирует ряд аспектов: транспортно-логистический, социальный, а также профессиональный.

Анализ транспортной системы в целом показывает, что процессы урбанизации, рост числа транспортных средств (в том числе автобусов особо малой вместимо-

Таблица 1

Перевозки пассажиров по видам транспорта общего пользования (млн чел.)

Транспорт	Годы			
	2012	2013	2014	2015
Всего	21 370	19 652	19 558	19 122
в том числе:				
автобусный	12 766	11 587	11 554	11 523
троллейбусный	2051	1735	1803	1616
трамвайный	1928	1629	1551	1478
Метрополитен	3446	3491	3437	3336
Другие виды транспорта	1179	1210	1213	1169

сти — маршрутных такси) и их высокая интенсивность движения, выход на рынок перевозчиков различных форм собственности в сочетании с недостаточной пропускной возможностью полос проезжей части автомобильных дорог, годами не увеличивающаяся улично-дорожная сеть, привели к ряду негативных последствий, таких как:

— отсутствие координации между предприятиями-перевозчиками даже в рамках одного крупного города;

— рост тарифов на перевозку пассажиров;

— рост удельного веса поездок на легковом индивидуальном транспорте, скорости перемещения резко снижаются. "Пробки" на дорогах стали обыденным явлением;

— рост числа дорожно-транспортных происшествий (ДТП), снижение уровня транспортной и экологической безопасности [3].

С увеличением маршрутов и количества подвижного состава пассажирских автобусов малой вместимости возникли проблемы техногенного характера. В частности, появились экологические проблемы, связанные со значительными вредными выбросами в атмосферу. Перенасыщение транспортными потоками улично-дорожной сети привело к большему числу опасных и аварийных ситуаций и значительному снижению быстроты, надежности и безопасности автотранспортных перевозок [4].

Социальный аспект предполагает рассмотрение запросов потребителей транспортных услуг — пассажиров. Это и вопросы качества перевозок, и своевременности — соблюдение интервалов движения, режима работы маршрутов, доступная стоимость перевозки.

Особый интерес в рамках нашей работы представляет изучение профессиональных особенностей городских пассажирских перевозок в нашей стране. Широкое развитие частных предприятий, осуществляющих городские пассажирские перевозки, значительно повысило количество занятого в отрасли трудоспособного населения. К числу отраслей, где вопросы профессионального отбора заслуживают пристального внимания, следует отнести и пассажирские автотранспортные перевозки. Актуальность исследований в данной области обусловливается рядом обстоятельств — широким развитием маршрутов движения, многочисленным представительством водительских специальностей, высокой ответственностью за нормальный режим работы и возможностью прогнозирования успешности специалиста в указанной профессии на основании учета функционального состояния и комплекса профессионально-важных личностных, психофизиологических, физических качеств индивида [5].

Труд водителя маршрутного пассажирского автотранспорта (МПА) относится к весьма ответственным и динамичным видам профессиональной деятельности. Как и другие водители автотранспортных средств, они выполняют операции, связанные с управлением транспортным средством, взаимодействуют с другими участниками дорожного движения, отслеживают и адекватно реагируют на изменяющуюся дорожную ситуацию. Следует отметить, что трудовая деятельность МПА обладает и специфическими особенностями, не присущими другим специалистам водительского и операторского профиля. К таким особенностям следует отнести: предрейсовый осмотр транспортного средства, мелкий ремонт, наладку узлов и агрегатов микроавтобуса, а также медицинское освидетельствование водителя перед началом работы. Отдельно следует рассматривать операции по взаимодействию с пассажирами МПА — взимание платы и выдача сдачи, уточнение маршрута, остановок, мониторинг наполняемости МПА и обстановки в салоне, адекватное реагирование на претензии пассажиров, умение разрешать конфликты. Таким образом, происходит значительное расширение операций водителя маршрутного такси по сравнению с трудом водителей других категорий. Очень широкий спектр операций требует не только специального обучения такой деятельности, но и отбора людей, чьи профессиональные, психофизиологические, социальные и личностные качества позволят справляться с такого вида работой.

Подтверждают необходимость совершенствования системы отбора, подготовки и использования кадров в данной области профессиональной деятельности и высокие показатели аварийности с участием водителей МПА [4]. Очевидно, что не у всех водителей пассажирского автотранспорта комплекс личностных и психофизиологических качеств в полной мере соответствует требованиям условий и характеру труда водителя.

На кафедре автомобильного транспорта Волгоградского государственного технического университета в 2006 г. в рамках научно-исследовательской работы "Исследование характеристик транспортных потоков, в том числе маршрутного пассажирского автотранспорта, на улично-дорожной сети г. Волгограда" были проведены исследования транспортных потоков, движущихся по территории города, средств организации движения и водителей транспортных средств. Проведенные исследования показали, что высокие скорости движения автотранспортных средств, конкурентная борьба за перевозку пассажиров, стремление получение наибольшей прибыли среди владельцев автотранспортных компаний и водителями, а также невысокий уровень квалификации водителей и незначительный трудовой стаж, являются причинами появления опасных и аварийных ситуаций на дороге, что приводят к тяжелым последствиям при дорожно-транспортных происшествиях.

Систематизировав отдельные направления исследований, были выявлены сложности и особенности профессиональной деятельности водителей МПА (рисунок), а также ряд проблем в сфере пассажирских перевозок.

Высокий уровень сложности эффективного и безопасного выполнения трудовых обязанностей могут определять отдельные проблемы в реализации профессиональных функций:

— в некоторых организациях не соблюдаются нормы социальной защиты работников предприятия на должном уровне;

Функциональная схема динамической системы "Водитель — транспортное средство — пассажиры — дорога — внешняя среда" на примере трудовой деятельности водителя маршрутного пассажирского автотранспорта

— отсутствует строгий контроль режимов труда и отдыха водителей;

— большинство водителей не проходят предрейсовые профессиональные осмотры;

— во время рабочей смены водитель выполняет трудовые операции, не связанные с управлением автотранспортным средством (принимает оплату за проезд, выполняет мелкий ремонт транспортного средства, вступает в диалог с пассажирами, иногда успокаивает и находит общий язык с агрессивными и нетрезвыми клиентами, разговаривает по мобильному телефону в подавляющем большинстве случаев без применения гарнитуры "hands free");

— прямая зависимость заработной платы водителя от дневной выручки приводит к жесткой конкурентной борьбе за пассажиров;

— стремление получить наибольшую прибыль владельцами транспортных предприятия может приводить к нежелательным последствиям на дороге (неудовлетворительное техническое состояние автомобилей на линии, установка сверхнормативных мест в салоне, применение некачественного газобаллонного оборудования и другие нарушения);

— неудовлетворительное состояние дорожного полотна, отсутствие разметки, недостаточная освещенность автодорог и остановочных пунктов;

— высокая загруженность транспортного потока на многих городских маршрутах, особенно в часы пик, и повышенный выброс токсичных веществ;

— наличие значительного числа небольших транспортных компаний, которые то появляются, то уходят из сферы пассажирских автотранспортных перевозок.

Ко всем перечисленным особенностям можно добавить еще тот факт, что профессиональный отбор водителей пассажирского автотранспорта осуществляется по результатам только медицинского и образовательного отбора. При этом не учитывается степень развития наиболее значимых психофизиологических качеств водителя, необходимых для успешной трудовой деятельности.

Для построения психофизиологического эталона специальности водителя пассажирского автотранспорта в 2015 г. были проведены анкетирование и интервьюирование диспетчеров и водителей МПА по режиму труда и отдыха, уровню социальной защищенности, по особенностям профессиональной деятельности, а также было проведено наблюдение за работой водителей. С целью выявления наиболее значимых профессиональных психофизиологических качеств водителей МПА была разработана авторская методика оценки. Опросная анкета включала вопросы, требующие от экспертов оценить 55 качеств, необходимых для эффективной работы в данной сфере деятельности, по степени значимости. В перечень качеств вошли такие, как реакция на движущийся объект, точность движений, сила нервной системы, координация движений, концентрация внимания, уравновешенность нервных процессов, подвижность нервной системы, эмоциональный интеллект, вестибулярная устойчивость, оперативное мышление, оперативное поле зрения, физическая динамическая выносливость и ряд других.

Вопросы и формулировки психофизиологических показателей были представлены в доступной форме и не требовали специальной подготовки и углубленных знаний в области психологии и физиологии. В качестве экспертов выступали диспетчеры и водители МПА со стажем более пяти лет, учебные мастера и преподаватели автошколы ДОСААФ, а также специалисты в области

Таблица 2

Структура профессионально важных качеств (ПВК), влияющая на безопасность и надежность управления пассажирским автотранспортом

№	Группы профессионально важных качеств	Значимость для профессии (среднеарифметические значения)	Количество элементов группы ПВК в общем рейтинге	Применение в процессе управления автотранспортным средством
1	Свойства высшей нервной деятельности	9,38	7	1 этап, 2 этап, 3 этап
2	Сенсомоторные реакции	9,26	7	1 этап, 2 этап, 3 этап
3	Свойства эмоционально-волевой и мотивационной сферы	9,15	3	1 этап, 2 этап, 3 этап
4	Свойства внимания	9,04	3	1 этап, 3 этап
5	Свойства мышления	8,88	3	1 этап, 2 этап
6	Свойства зрительного и вестибулярного анализаторов	8,87	1	1 этап, 2 этап, 3 этап

психологии и нормальной физиологии Волгоградского государственного медицинского университета общим количеством 77 чел. [7].

В табл. 2 представлены некоторые классы и группы психофизиологических качеств, значимость которых оценивали экспертные группы. Для получения обобщенных результатов оценок экспертов в результирующую таблицу были включены 20 наиболее важных качеств, отобранных специалистами в сфере психологии и физиологии, и 20 качеств, которые получили наивысшие оценки по мнению специалистов в области автотранспорта. Консолидированное количество наиболее значимых качеств из 24 элементов было сформировано по результатам анализа оценок двух экспертных групп.

При управлении автотранспортным средством водителю необходимо воспринимать информацию, перерабатывать и принимать необходимые решения. В правом столбце табл. 2 цифрами обозначены основные этапы управления автотранспортными средствами, выполнение которых требует наличие этих качеств (результаты получены в 2016 г. при участии преподавателей кафедры нормальной физиологии Волгоградского государственного медицинского университета, которые имеют опыт управления личными автотранспортными средствами).

1 этап — своевременное и правильное обнаружение, выделение и восприятие необходимых сигналов из окружающей обстановки;

2 этап — переработка поступающей информации и выбор оптимального варианта решения;

3 этап — быстрое выполнение поисковой и исполнительной фазы рабочих движений органами управления транспортного средства.

Анализируя представленные выше результаты исследований, в том числе в табл. 2, можно сделать вывод, что рассматриваемый вид профессиональной деятельности требует развития различных детерминирующих психофизиологических свойств, непосредственно влияющих на надежность оператора при возникновении опасных и аварийных ситуаций и на безопасность дорожного движения в целом.

Для специалистов, труд которых связан с широким профессиональным общением, к которым можно отнести и водителей МПА, на этапе профессионального отбора необходимо учитывать степень сформированности эмоциональных, волевых и коммуникативных свойств личности. В дальнейших исследованиях разработанная методика будет дополнена группой личностных качеств и методом экспертных оценок будут определены наиболее значимые из них.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Счетчик населения России** [Электронный ресурс]. — Режим доступа: http://countrymeters.info/ru/RUSSIAN_FEDERATION
2. **Официальная статистика транспорта за 2016 г.** [Электронный ресурс]. — Режим доступа http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/enterprise/transport/#
3. **Качество пассажирских перевозок:** возможность исследования методами социологии: учеб. пособ.(гриф). Доп. УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / В. А. Гудков, М. М. Бочкарева, Н. В. Дулина, Н. А. Овчар; ВолгГТУ. — Волгоград, 2008. — 162 с.
4. **Комаров Ю. Я.** Повышение уровня безопасности на пассажирском автотранспорте с использованием комплексного подхода к профессиональному отбору водителей / Ю. Я. Комаров, М. Н. Дятлов // Автотранспортное предприятие. — 2014. — № 10. — С. 18—22.
5. **Психофизиологические особенности** трудовой деятельности водителей пассажирского автотранспорта / Ю. Я. Комаров, Р. А. Кудрин, Е. В. Лифанова, М. Н. Дятлов // Автотранспортное предприятие. — 2015. — № 11. — С. 7—10.
6. **Экспертные оценки** профессионально важных качеств водителей пассажирского автотранспорта / Ю. Я. Комаров, Р. А. Кудрин, Е. В. Лифанова, А. Н. Тодорев, М. Н. Дятлов // Автотранспортное предприятие. — 2016. — № 5. — С. 10—13.
7. **Определение профессионально важных качеств** водителей, необходимых для эффективного управления пассажирским автотранспортом / Ю. Я. Комаров, Р. А. Кудрин, Е. В. Лифанова, М. Н. Дятлов // Наука и техника транспорта. — 2016. — № 2. — С. 14—18.

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru,
С. А. Зыков, канд. техн. наук, доцент, Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К. А. Тимирязева, e-mail: zykov.sa@yandex.ru,
С. С. Лобода, инженер, ООО "ВАЙТЕКС", e-mail: st-loboda@yandex.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ЭМУЛЬГИРОВАННЫХ БИОТОПЛИВ В ДИЗЕЛЯХ*

Истощение запасов нефтяных месторождений и ухудшающаяся экологическая обстановка приводят к необходимости поиска новых альтернативных источников энергии. Показаны преимущества использования топлива растительного происхождения в качестве альтернативных моторных топлив. Исследована работа транспортного дизеля на многокомпонентных эмульсиях, содержащих нефтяное дизельное топливо, рапсовое масло и воду. Проведена оценка экологических качеств таких эмульгированных топлив.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, рапсовое масло, эмульгированное топливо, оксиды азота, дымность отработавших газов.*

The depletion of oil fields and the deteriorating environmental situation leads to the need for the search of new alternative sources of energy. Advantages of using fuels of vegetable origin as alternative motor fuels are shown. Functioning of the vehicle diesel engine running on multicomponent emulsified biofuels containing petroleum diesel fuel, rapeseed oil and water is investigated. Evaluation of environmental characteristics of such emulsified fuels is carried out.

Keywords: *diesel engine, oil diesel fuel, rapeseed oil, ethanol, emulsified fuel, nitrogen oxides, smokiness of exhaust gases.*

Пониженное содержание горючих компонентов в исследуемых эмульсиях (их пониженная теплотворная способность) при питании двигателя этими эмульгированными топливами приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e (см. рис. 3 и табл. 2). Однако при этом эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД двигателя η_e, на большинстве режимов даже повышается. Так, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ переход от нефтяного ДТ на эмульгированное топливо № 1 привел к росту значения η_e с 0,386 до 0,419 (на 8,5 %), а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — от 0,332 до 0,346 (на 4,2 %).

Использование исследуемых эмульгированных топлив позволяет заметно снизить дымность ОГ. Так, при переходе от ДТ на эмульсию № 1 на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ дымность ОГ K_X снизилась с 28,0 до 19,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 16,0 до 10,0 % по шкале Хартриджа (см. рис. 3 и табл. 2).

Оценка показателей дизеля Д-245.12С при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным на 13-режимном испытательном цикле ECE R 49, включающим три режима холостого хода при минимальной частоте вращения $n_{\min}$, пять нагрузочных режимов (100, 75, 50, 25, 10 % нагрузки) при частоте вращения $n_{M\max}$, соответствующей максимальному крутящему моменту, и пять нагрузочных режимов (100, 75, 50, 25, 10 % нагрузки) при частоте вращения $n_{N\max} = n_{\text{ном}}$, соответствующей максимальной мощности (номинальный режим).

Такие данные по часовому расходу топлива $G_{\text{т}}$, представленные на рис. 4, свидетельствуют о том, что на большинстве исследуемых режимов при использовании эмульгированных топлив часовой расход топлива несколько возрастает. Это связано, в первую очередь, с большей плотностью исследуемых эмульгированных топлив.

Тип применяемого топлива оказывает определяющее влияние на показатели токсичности ОГ

* Окончание. Начало см. в журнале "Грузовик" № 6, 2017 г.

дизеля, т. е. на выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота NO_x, монооксида углерода СО и несгоревших углеводородов

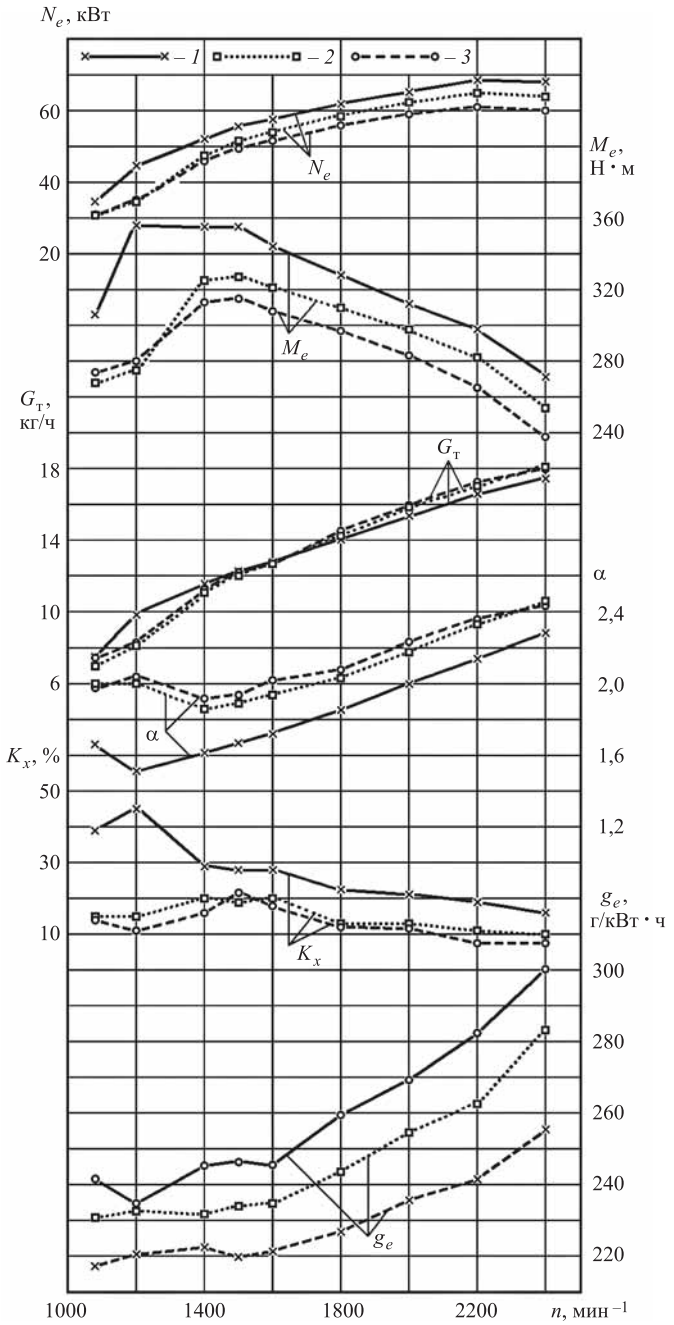

Рис. 3. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, часового расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_X и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 67 % ДТ, 23 % РМ и 10 % воды; *3* — эмульсия 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды

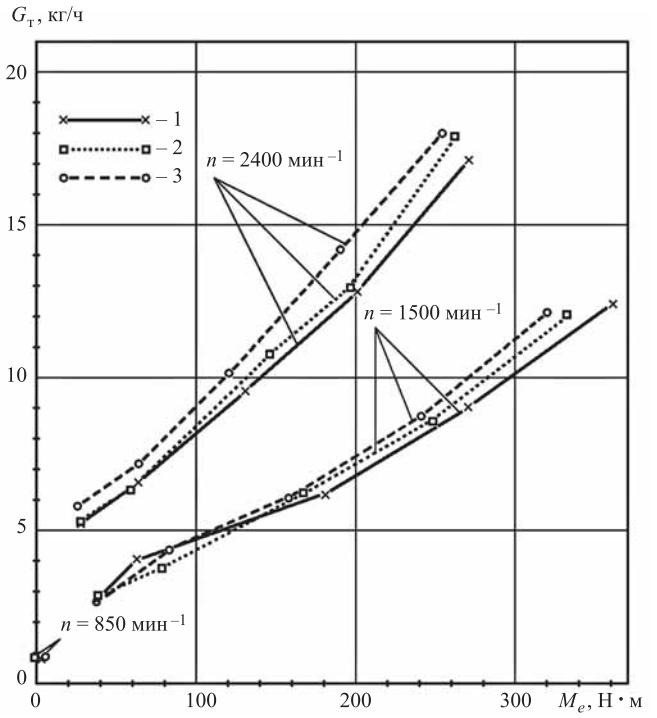

Рис. 4. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ от частоты вращения n и крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 67 % ДТ, 23 % РМ и 10 % воды; *3* — эмульсия 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды

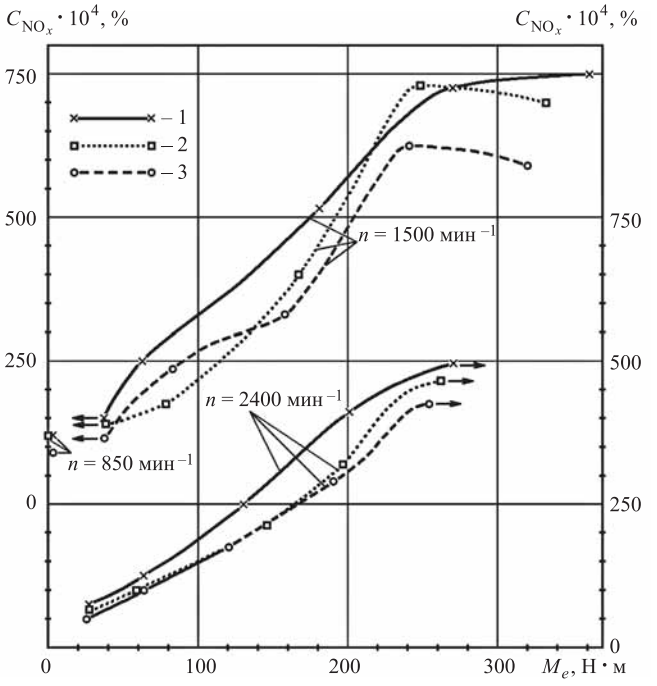

Рис. 5. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от частоты вращения n и крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 67 % ДТ, 23 % РМ и 10 % воды; *3* — эмульсия 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды

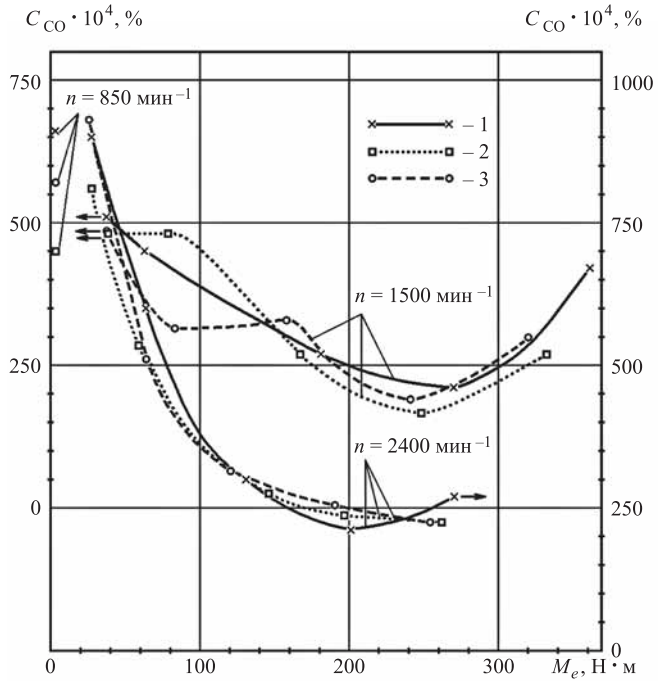

Рис. 6. Зависимость объемной концентраций в ОГ монооксида углерода C_{CO} от частоты вращения n и крутящего момента M_e дизеля Д-245.12:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 67 % ДТ, 23 % РМ и 10 % воды; *3* — эмульсия 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды

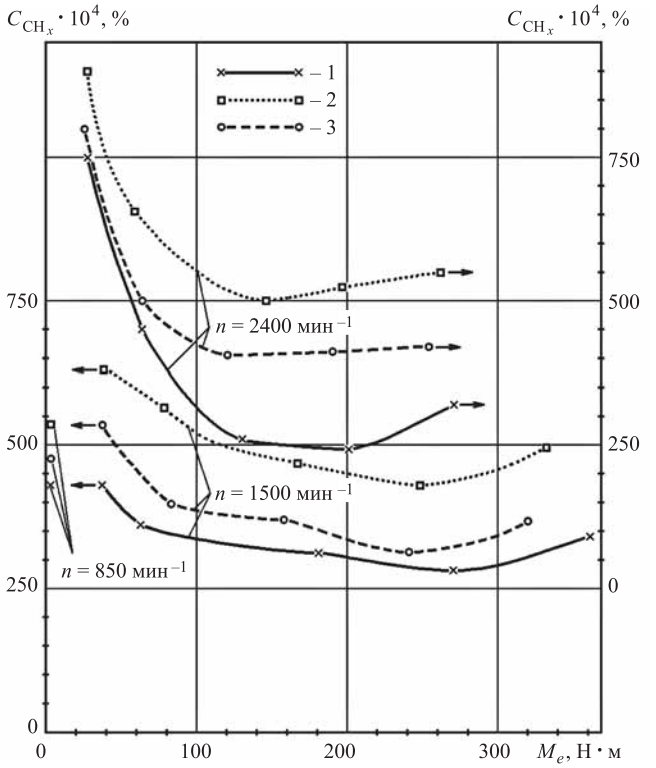

Рис. 7. Зависимость объемной концентрации в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} от частоты вращения n и крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 67 % ДТ, 23 % РМ и 10 % воды; *3* — эмульсия 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды

CH_x. Представленные на рис. 5 характеристики концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} подтверждают возможность значительного снижения эмиссии этого токсичного компонента ОГ вследствие подачи эмульгированных топлив в камеру сгорания дизеля. В частности, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ переход от нефтяного ДТ на эмульсию № 1 привел к уменьшению концентрации C_{NO_x} от 0,0750 до 0,0700, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — с 0,0495 до 0,0465 %.

Тип применяемого топлива оказывает заметное влияние и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x. Из представленных на рис. 6 данных по содержанию в ОГ монооксида углерода C_{CO} следует, что на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ переход от нефтяного ДТ на эмульсию № 1 сопровождается снижением концентрации C_{CO} от 0,0420 до 0,0270 %, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — от 0,0270 до 0,0225 %.

При питании исследуемого дизеля рассматриваемыми эмульгированными топливами выбросы несгоревших углеводородов возрастают практически на всех исследованных режимах (рис. 7). В частности, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ переход от нефтяного ДТ на эмульсию № 1 привел к росту концентрации C_{CH_x} от 0,0340 до 0,0494 %, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — от 0,0320 до 0,0550 %.

Представленные на рис. 5—7 экспериментальные данные по дизелю типа Д-245.12С, работающему на эмульсиях ДТ и РМ с водой, использованы для определения интегральных показателей токсичности ОГ этого дизеля на режимах рассматриваемого 13-режимного цикла — удельных массовых выбросов оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов на режимах 13-режимного цикла,

соответственно e_{NO_x}, e_{CO}, e_{CH_x}, с использованием соотношений [2, 4]:

$$e_{NO_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{NO_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; \quad e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CO i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; \quad e_{CH_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CH_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}, \quad (1)$$

где E_{NOx}, E_{CO}, E_{CHx}, — часовые массовые выбросы токсичных компонентов ОГ, определенные с использованием экспериментальных данных по их концентрациям в ОГ на каждом из i-того режимов 13-режимного цикла (C_{NOx}, C_{CO}, C_{CHx}); N_{ei} — эффективная мощность на i-том режиме; K_i — весовая доля режима (время работы дизеля на этом режиме, выраженное в относительных долях).

С использованием представленных на рис. 4 характеристик часового расхода топлива $G_т$ определены значения удельного эффективного расхода топлива g_e и эффективного КПД η_e по известным зависимостям [2, 4]:

$$g_e = \frac{1000 G_т}{N_e}; \quad \eta_e = \frac{3600}{H_U g_e}, \quad (2)$$

где H_U — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг. Оценка эксплуатационной топливной экономичности дизеля на режимах 13-режимного цикла проведена по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива $g_{e\,усл}$ и условному эффективному КПД $\eta_{e\,усл}$, определяемым из соотношений [2, 4]:

$$g_{eусл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{тi} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; \quad \eta_{eусл} = \frac{3600}{H_U g_{eусл}}, \quad (3)$$

где $G_{т\,i}$ — часовой расход топлива на i-том режиме. Результаты расчетов, проведенных по изложенной методике, представлены в табл. 2.

Расчетные данные табл. 2 подтверждают возможность снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на рассматриваемые эмульгированные топлива. Так, при работе дизеля на режимах 13-режимного цикла и переходе с ДТ на эмульсию № 1 удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} уменьшился с 6,610 до 6,153 г/кВт · ч, т. е. на 6,9 %. При этом условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\,усл}$ повысился с 0,341 до 0,376, или на 10,3 %. Следует также отметить, что при переходе от нефтяного ДТ на эмульгированное топливо № 1 интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} уменьшился с 3,612 до 2,988 г/кВт · ч, т. е. на 17,3 %. Однако отмечено одновременное увеличение эмиссии несгоревших углеводородов. При переходе с ДТ на эмульсию № 1 интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} возрос с 1,638 до 2,513 г/кВт · ч, или на 55,3 %.

Рост эффективности процесса сгорания (увеличение эффективного КПД дизеля η_e) и снижение дымности ОГ K_X при работе на рассматриваемых эмульгированных топливах объясняется улучшением качества процесса смесеобразования благодаря возникновению так называемых "микровзрывов", наблюдающихся при повышенных температурах в КС дизеля [13, 14]. Их появление обусловлено тем, что капли эмульгированного топлива состоят из частиц топлива, внутри которых располагается большое количество хаотически движущихся включений воды. При температурах, превышающих температуру кипения воды (при t > 100 °С), эти включения быстро испаряются, что приводит к микротурбулизации топливовоздушной смеси, снижению расхода топлива, уменьшению содержания в ОГ сажевых частиц. Кроме того, присутствие значительного количества паров воды в зонах камеры сгорания с недостатком кислорода препятствует крекингу топлива при высоких температурах, а также способствует газификации образовавшегося ранее углерода, что также приводит к значительному уменьшению сажеобразования.

Наблюдаемое при подаче воды в цилиндры дизеля снижение температур сгорания, вызванное повышенной теплотой парообразования воды ($Q_п$ = 2260 кДж/кг при t = 100 °С; у дизельных топлив — $Q_п$ = 220—300 кДж/кг), благоприятно сказывается на выбросах с ОГ оксидов азота. Отмеченный при испытаниях дизеля Д-245.12С рост выбросов несгоревших углеводородов может быть легко устранен путем совместной оптимизации геометрии струй распыливаемого топлива и формы камеры сгорания, а также установкой в выпускной системе дизеля каталитического нейтрализатора, эффективно очищающего ОГ от содержащихся в них монооксида углерода и несгоревших углеводородов. Необходима

и оптимизация угла опережения впрыскивания топлива. Одновременная реализация этих мероприятий позволит удовлетворить современные жесткие требования к показателям токсичности ОГ.

Следует отметить, что благоприятное сочетание показателей топливной экономичности исследуемого дизеля и токсичности его ОГ достигается при использовании эмульсии № 1, содержащей 67 % нефтяного ДТ, 23 % РМ и 10 % воды. Но требуется проведение дополнительных исследований для сравнительной оценки экологических качеств рассматриваемых многокомпонентных эмульсий.

Анализ показал, что эта задача достаточно сложна и не имеет однозначного решения. Это обусловлено тем, что работа дизеля характеризуется целым комплексом показателей (критериев) топливной экономичности и токсичности ОГ. Требования к выбору оптимального по данным критериям состава топлива часто противоречат друг другу. В результате сравнительная оценка экологических качеств рассматриваемых биотоплива становится многокритериальной оптимизационной задачей [4, 5, 18].

Для решения указанной задачи использован метод свертки, при котором частные критерии оптимальности были сведены к обобщенному критерию J_o, определяемому в виде суммы основных частных критериев, характеризующих концентрацию в ОГ оксидов азота J_{NOx} и дымность ОГ по шкале Хартриджа J_{Kx}, в соответствии с формулой:

$$J_0 = J_{NO_x} + J_{K_x}. \quad (4)$$

Проведенный анализ показал, что при использовании формулы (4) в первую очередь целесообразно учитывать принятые основные показатели токсичности ОГ на двух основных режимах — максимальной мощности N_{max} и максимального крутящего момента M_{max}. Тогда выражение (4) принимает вид:

$$J_0 = J_{NO_x N_{max}} + J_{NO_x M_{max}} + J_{K_x N_{max}} + J_{K_x M_{max}}, \quad (5)$$

где $J_{NO_x N_{max}}$, $J_{NO_x M_{max}}$, $J_{K_x M_{max}}$, $J_{K_x N_{max}}$ — частные критерии оптимальности (концентрация в ОГ оксидов азота и дымность ОГ по шкале Хартриджа) на указанных режимах. Поскольку в предлагаемой методике в качестве частных критериев выражения (5) использованы концентрация в ОГ оксидов азота C_{NOx} и дымность ОГ по шкале Хартриджа K_x, имеющие различную размерность, целесообразно их использование в относительных величинах в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_{NO_x N_{max}} &= C_{NO_x N_{max} i} / C_{NO_x N_{max} ДТ}; \\ J_{NO_x M_{max}} &= C_{NO_x M_{max} i} / C_{NO_x M_{max} ДТ}; \\ J_{K_x N_{max}} &= K_{x N_{max} i} / K_{x N_{max} ДТ}; \\ J_{K_x M_{max}} &= K_{x M_{max} i} / K_{x M_{max} ДТ}, \end{aligned} \quad (6)$$

где параметры с индексом "ДТ" соответствуют работе на нефтяном ДТ, а параметры с индексом "i" — работе на эмульгированном биотопливе i-го состава. Обобщенный критерий оптимальности (8) также удобно использовать в относительном виде:

$$\overline{J}_0 = J_{0i} / J_{0ДТ}. \quad (7)$$

Таким образом, предложенная методика сравнительной оценки экологических качеств рассматриваемых биотоплив предполагает формирование обобщенного аддитивного критерия оптимальности в виде (5) или (7). Минимум этого обобщенного критерия соответствует оптимальному составу биотоплива. При этом частные критерии оптимизации, характеризующие концентрацию в ОГ оксидов азота J_{NOx} и дымность ОГ по шкале Хартриджа J_{Kx} на двух основных режимах — максимальной мощности N_{max} и максимального крутящего момента M_{max}, определяются по выражениям (6).

Для решения задачи сравнительной оценки экологических качеств многокомпонентных эмульгированных биотоплив для дизеля Д-245.12С использованы разработанная методика и представленные выше экспериментальные данные по дизелю Д-245.12С, работающему на рассматриваемых биотопливах. Результаты проведенных расчетных исследований сведены в табл. 3.

Данные табл. 3 свидетельствуют о том, что все рассматриваемые многокомпонентные эмульгированные биотоплива заметно улучшают показатели токсичности ОГ дизеля типа Д-245.12С. С точки зрения обобщенного критерия предложенной методики оптимизации наилучшие результаты достигнуты при использовании эмульсии № 2, содержащей 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды. При работе исследуемого дизеля на этом топливе обобщенный критерий оптимальности $\overline{J}_0$, определяемый по формуле (7), оказался минимальным и равным $\overline{J}_0 = 0{,}721$. При работе на нефтяном ДТ этот критерий равен единице. На режиме максимальной мощности перевод дизеля с ДТ на указанную эмульсию сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 16,0 до 7,5 % по шкале Хартриджа,

Таблица 3

Определение экологических качеств эмульсий нефтяного ДТ, рапсового масла и воды для дизеля Д-245.12С

Вид топлива	Показатели дизеля									
	$C_{NO_xN_{max}}$, *ppm*	$J_{NO_xN_{max}}$	$C_{NO_xM_{max}}$, *ppm*	$J_{NO_xM_{max}}$	$K_{XN_{max}}$ %	$J_{K_xN_{max}}$	$K_{XM_{max}}$, %	$J_{K_xM_{max}}$	J_0	$\overline{J}_0$
ДТ	495	1,000	750	1,000	16,0	1,000	28,0	1,000	4,000	1,000
Эмульсия № 1 (67 % ДТ+ 23 % РМ + 10% воды)	465	0,939	700	0,933	10,0	0,625	19,0	0,679	3,176	0,794
Эмульсия № 2 (57 % ДТ+30 % РМ +13 % воды)	425	0,859	590	0,787	7,5	0,469	21,5	0,768	2,883	0,721

а на режиме максимального крутящего момента — от 28,0 до 21,5 %. При этом интегральный удельный выброс оксидов азота на режимах 13-режимного цикла e_{NOx} уменьшился с 6,610 до 5,552 г/кВт · ч, т. е. на 16,0 %, монооксида углерода e_{CO} — с 3,612 до 3,316 г/кВт · ч, т. е. на 8,2 %, и лишь интегральный удельный выброс несгоревших углеводородов e_{CHx} несколько возрос — от 1,638 до 2,071 г/кВт · ч, т. е. на 26,4 %. Но токсикологическая значимость несгоревших углеводородов на порядок ниже, чем у оксидов азота. Кроме того, выбросы этого токсичного компонента могут быть эффективно снижены при использовании нейтрализаторов, которыми повсеместно оснащаются современные автомобили и сельскохозяйственная техника.

В заключение анализа результатов проведенных исследований работы дизеля на многокомпонентных эмульгированных биотопливах необходимо еще раз отметить перспективность этих топлив для отечественных дизелей. При использовании этих эмульсий часть нефтяных моторных топлив замещается биотопливами, вырабатываемыми из возобновляемых сырьевых ресурсов. Кроме того, удается обеспечить улучшение показателей токсичности ОГ двигателя, в первую очередь по наиболее значимым токсичным компонентам ОГ — оксидам азота и саже.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Льотко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
2. **Марков В. А., Девянин С. Н., Зыков С. А., Гайдар С. М.** Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. — М.: НИЦ "Инженер" (Союз НИО), 2016. — 292 с.
3. **Васильев И. П.** Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. — Луганск: Изд-во Восточноукраинского университета им. В. Даля, 2009. — 240 с.
4. **Использование растительных масел** и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2011. — 536 с.
5. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
6. **Нефтяные моторные топлива:** экологические аспекты применения / А. А. Александров, И. А. Архаров, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, В. А. Маркова. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2014. — 691 с.
7. **Goering C. E., Fry B.** Engine Durability Screening Test of a Diesel Oil / Soy Oil / Alcohol Microemulsion Fuel // Journal of the American Oil Chemists' Society. — 1984. — Vol. 61. — № 10. — P. 1627—1632.
8. **Hountalas D. T., Mavropoulos G. C., Zannis T. C.** et al. Use of Water Emulsion and Intake Water Injection as NOx Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. — 2006. — № 2006-01-1414. — P. 1—15.
9. **Yoshimoto Y., Tamaki H.** Reduction of NO_x and Smoke Emissions in a Diesel Engine Fueled by Biodiesel Emulsion Combined with EGR // SAE Technical Paper Series. — 2001. — № 2001-01-0649. — P. 1—9.
10. **Парсаданов И. В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. — Харьков: Изд-во ХПИ, 2003. — 244 с.
11. **Марков В. А., Тарантин С. А., Девянин С. Н.** Использование водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей // Грузовик. — 2012. — № 8. — С. 33—42.
12. **Дунаев А. В., Железницкий А. И.** Вода и сгорание топлива в ДВС // Тракторы и сельхозмашины. — 2013. — № 8. — С. 30—32.
13. **Малов Р. В.** К вопросу о механизме внутрикапельного распыливания эмульсий // Двигателестроение. — 1991. — № 4. — С. 12—13.
14. **Школьный А. А., Сенчило В. В.** Анализ процесса испарения водотопливных эмульсий методами теории бинарных смесей // Двигателестроение. — 1987. — № 8. — С. 6—8, 23.
15. **Camobreco V., Sheehan J., Duffield J.** et al. Understanding the Life-Cycle Costs and Environmental Profile of Biodiesel and Petroleum Diesel Fuel // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000-01-1487. — P. 1—6.
16. **Альтернативные топлива** для двигателей внутреннего сгорания / А. А. Александров, И. А. Архаров, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, В. А. Маркова. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2012. — 791 с.
17. **Марков В. А., Девянин С. Н., Шумовский В. А.** Работа дизелей на многокомпонентных водотопливных эмульсиях // Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 2. — С. 23—32.
18. **Васильев Ф. П.** Методы оптимизации. — М.: Факториал Пресс, 2002. — 824 с.

MAN: ИТОГИ-2016

На пресс-конференции, прошедшей весной в Москве, компания "МАН Трак энд Бас РУС", подвела итоги 2016 г. В минувшем году MAN укрепил позиции на российском рынке, увеличив продажи на 20 %, и занял положение лидера в ключевых сегментах: строительной и полноприводной технике, а также на рынке туристских автобусов.

В 2016 г. объем продаж грузовых автомобилей MAN в России вырос на 20 % при общей динамике рынка в 9 % для всех марок и 19 % по европейским брендам. MAN TGS — самая популярная модель грузовиков европейского производства массой от 6 т, в России продано более 1,6 тыс. автомобилей TGS. Новый автобус MAN Lion's Intercity отмечен престижной премией "Лучший коммерческий автомобиль года в России"® 2016 в номинации "Туристский/междугородный автобус". MAN занимает первое место в сегменте грузовиков с колесной формулой 6 × 6, 72 % среди самосвалов, 47 % среди седельных тягачей. 36 % всех продаж в сегменте строительной техники европейских брендов принадлежит MAN. MAN — лидер в сегменте туристических автобусов среди европейских производителей с долей рынка 52 %.

На пресс-конференции компания не только подвела итоги работы в области продаж и послепродажного обслуживания, но и поделилась планами и задачами на 2017 г.

Генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас РУС" Питер Андерссон (Peter Andersson) отметил: "Я очень рад, что пресс-конференция вызвала высокий интерес у российских СМИ. Мне особенно приятно делиться хорошими новостями, ведь мы достигли заявленных целей и отметили в прошлом году немало побед. Опираясь на успехи MAN в 2016 г., мы направим всю энергию на решение транспортных задач клиентов в 2017 г. Наша уверенность подкреплена прекрасным продуктом, который MAN представляет в России, широкой географией сервиса и внушительным портфолио услуг, которые призваны повышать эффективность бизнеса наших клиентов".

Компания MAN — один из ведущих поставщиков комплексных решений для бизнеса в сфере коммерческого транспорта. "МАН Трак энд Бас РУС" располагает сетью из 51 сервисного партнера в ключевых регионах России, включая два собственных трак-центра в Подольске и Санкт-Петербурге,

и предлагает своим клиентам услуги по финансированию, лизингу, страхованию и аренде коммерческих автомобилей MAN от компании Volkswagen Financial Services RUS (ООО "Фольксваген Финансовые Услуги РУС"). Кроме того, владельцам автомобилей MAN доступны сервисные контракты для обслуживания автопарка, услуги Mobile 24 для выездного сервиса и эвакуации, а также программа обучения водителей MAN ProfiDrive.

Среди представленных на пресс-конференции образцов техники был электрический грузовик MAN. Журналисты усомнились в его быстром распространении на российском рынке. Андрей Харченко, директор по продажам грузовых автомобилей ООО "МАН Трак энд Бас РУС", заявил, что эта машина появится в России гораздо быстрее, чем можно было бы ожидать.

Разработка грузовика на электротяге опирается на ноу-хау модульной конструкции электропривода MAN.

Электрические грузовики начали выпускать на заводе в австрийском городе Штеер. Это развозные автомобили серий TGL и TGM с разрешенной массой от 12 до 26 т.

Компания MAN Truck & Bus подписала соглашение о партнерстве с консорциумом CNL и представила полнофункциональный концепт грузового электромобиля для городских перевозок. Опытная эксплуатация автомобилей девятью компаниями — участниками консорциума начнется в 2017 г.

СТРАТЕГИЯ IVECO

Весной в Москве состоялась пресс-конференция компании Iveco. Она была посвящена итогам деятельности бренда в 2016 г., стратегии и прогнозам развития компании на российском рынке в 2017 г., а также результатам деятельности и планам группы CNH Industrial, в состав которой входит Iveco.

В пресс-конференции приняли участие глава представительства CNH Industrial в России и Республике Беларусь Фабрицио Чеполлина, бизнес-директор направления Iveco в России и Республике Беларусь Массимилиано Перри, бизнес-директор направления "Запасные части" CNH Industrial в России Михаил Мураховский и руководитель отдела маркетинга Iveco Алексей Слухай.

Фабрицио Чеполлина в своем выступлении представил финансовые показатели группы в мире, в том числе и для сегмента коммерческого транспорта: выручка увеличилась с $9,542 млрд в 2015 г. до $9,553 млрд в 2016 г., а операционная прибыль — с $283 млн до $333 млн соответственно.

"Мы отмечаем положительный тренд на российском рынке грузовых автомобилей благодаря общей стабилизации экономики и в 2017 г. прогнозируем рост рынка до 10 %. А к 2020 г. ожидаем возврата спроса на уровень 2014 г.", — отметил Фабрицио Чеполлина.

Особое внимание он уделил локализации производства. Так, завод в Набережных Челнах, где производится сельскохозяйственное оборудование брендов CASE IH и New Holland Agriculture, уже выполняет 10 из 15 необходимых индустриальных операций согласно постановлению Правительства РФ № 719. В нынешнем году данный список будет расширен. На совместном предприятии "Ивеко-АМТ" планируется наладить выпуск тяжелой гаммы автомобилей Iveco Astra, адаптированной для российских условий эксплуатации.

Доля Iveco на рынке автомобилей грузоподъемностью 3,5 т и выше составляет 1,6 %, или 1 611 единиц техники. В сегменте автобусов свыше 6 т — 6 %, или 644 единицы.

"Мы планируем сохранить долю Iveco на этом же уровне в текущем году, однако вполне возможно пересмотрим прогнозы, ведь за первые два месяца 2017 г. рост рынка в тех сегментах, где мы присутствуем, составил около 35 %", — отметил Массимилиано Перри.

В планах компании — развитие и реформатирование дилерской сети. Так, в марте был открыт первый центр

в новом формате СИАС. А в третьем квартале 2017 г. в России запланирован пуск программы OK Trucks, основная концепция которой заключается в предложении клиентам широкого модельного ряда подержанных автомобилей, сертифицированных по стандартам качества Iveco.

Летом компания представит обновленную версию Iveco Daily, новый Iveco Eurocargo ("Грузовик года — 2016") и новый Iveco Stralis NP, работающий на природном газе, особо концентрируясь на таком важном показателе, как стоимость эксплуатации автомобиля. "Мы сравнили Iveco Daily с аналогом конкурента по цене машины, стоимости обслуживания и расходу топлива. В итоге получилось, что совокупная стоимость эксплуатации нашего автомобиля дешевле на 15—16 %", — прокомментировал Алексей Слухай.

Компания CNH Industrial также сообщила о существенном улучшении сервиса по поставке запасных частей: площадь распределительного центра в Подмосковье увеличена на 1000 кв. м. Здесь имеется постоянная номенклатура запасных частей более 30 000 артикулов.

"Таким образом, запасные части и компоненты после запросов клиентов оказываются на нашем центральном складе в Москве более чем в 91 % случаев, а в любой уголок России, включая Дальний Восток и Крайний Север, мы можем доставлять запасные части в течение 24 часов", — отметил в своем выступлении Михаил Мураховский.

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Н. В. Яшина*
Сдано в набор 17.04.2017. Подписано в печать 13.06.2017. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**