

Грузовик

 $\frac{7}{2014}$

с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель

ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук, гл. констр. ОАО "КАМАЗ" В.М. Вовк, ген. дир. ОАО МЗКТ В.А. Волчков, гл. ред. "Autotransportnik.ru" С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф., МСХА им. К.А. Тимирязева Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ) А.М. Иванов, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ) Н.И. Иващенко, д-р техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана В.В. Комаров, канд. техн. наук, зам. ген. директора ОАО НИИАТ

В.А. Марков, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ) О.Н. Румянцева, ком. директор ООО "Издательство Машиностроение" А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ) В.С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф. Уфимского ГАТУ

Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук,

проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана

















B HOMEPE:

Конструкция

- Марков В. А., Девянин С. Н., Фурман В. В. Комплексная система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля и температуры охлаждающей жидкости
- **111** *Кузнецов А. Г., Харитонов С. В., Латочкин А. А.* Математическая модель дизеля как источника энергии транспортной установки с электрической трансмиссией
- **15** *Дубовик Е. А.* Расчет пневмопривода двухстоечного стационарного подъемника

Городской пассажирский наземный транспорт

- **19** *Максимов В. А., Моложавцев О. В.* Определение норм расхода запасных частей городскими автобусами (для целей планирования)
- **22** Стрыгин А. В., Тхак Минь Куан. Социальные последствия и оценка рационализации движения пассажирского транспорта в больших городах Юго-Восточной Азии (на примере Ханоя)

Исследования. Расчет

- **24** *Хазиев А. А.* Метод оценки концентрации автомобильного бензина в работавшем моторном масле
- **29** Лущеко В. А., Никишин В. Н. Экспериментальное и расчетное исследование теплового состояния турбокомпрессора автомобильного дизеля
- **33** *Пащенко Ф. Ф., Торшин В. В., Круковский Л. Е.* Электроэнергия от автомобильно-дорожного движения
- **36** Разговоров К. И., Сарбаев В. И., Ерошин А. Ю. Оценка технико-экономических показателей деятельности предприятий автомобильного сервиса

Эксплуатация. Ремонт

39 *Доронин Д. С.* Диагностика и причины выхода из строя гидравлических амортизаторов

Безопасность

- **43** *Крамаренко Б. А., Ременцов А. Н., Зиманов Л. Л.* Технический надзор сегодня и завтра как механизм обеспечения безопасности дорожного движения
- 48 Abstracts of articles

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru
Информация на сайте Autotransportnik.ru

Корпункты:

Я.Е. Карповский (г. Минск) В.Г. Дьяченко (г. Харьков)

Адрес редакции

107076, Москва, Стромынский пер. 4. Тел. (499) 269-49-97

16.1. (499) 209-49-97

E-mail: grouzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства

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

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № Φ C77-42764 от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:

по каталогу «Роспечать» 37349, по объединенному каталогу «Пресса России» 39799, по каталогу «Почта России» 25782

по каталогу «Почта России» 25/82

 $\ \, \mathbb{O}\ \,$ ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2014

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.







УДК 621.436

- В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана,
- С. Н. Девянин, д-р техн. наук, проф., МГАУ им. В. П. Горячкина,
- В. В. Фурман, канд. техн. наук, ППП "Дизельавтоматика", г. Саратов

E-mail: markov@power.bmstu.ru

КОМПЛЕКСНАЯ СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрена комплексная система автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости. Приведена математическая модель этой системы, выполнены ее расчетные исследования. Подтверждена возможность построения такой системы введением импульса по нагрузке в закон регулирования двух указанных параметров.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система автоматического регулирования частоты вращения, система автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости, частота вращения коленчатого вала, нагрузка на двигатель, переходный процесс.

Одной из основных тенденций современного энергомашиностроения и двигателестроения является повышение энергоемкости стационарных и мобильных силовых установок. В связи с этой общей тенденцией отмечается повышение удельной мощности автотракторных двигателей до уровня 90—100 кВт/л [1, 2], поэтому к системам их жидкостного охлаждения предъявляются весьма жесткие требования. Эти требования во многом предопределяют необходимые динамические характеристики системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Дополнительные требования, предъявляемые к САРТ, нужны для улучшения отдельных показателей ДВС, таких как расход топлива, токсичность отработавших газов двигателя, его металлоемкость и массогабаритные показатели. При этом желательно обеспечить инвариантность САРТ по отношению к возмущающим воздействиям — нагрузке и положению педали акселератора.

Все эти требования могут быть удовлетворены путем улучшения эффективности обдува радиатора системы охлаждения двигателя и регулирования

температуры охлаждающей жидкости с использованием электронной САРТ. Задачей исследования являлось определение путей создания инвариантной САРТ, обеспечивающей оптимальные показатели независимо от внешних возмущений, а также обоснование структуры САРТ с использованием статических и динамических моделей САРТ. Анализ характеристик и условий работы существующих САРТ выявил многосвязность процессов терморегулирования [2—5].

Один из возможных вариантов практической реализации указанной системы жидкостного охлаждения дизельного двигателя показан на рис. 1 [6]. В этой системе жидкостного охлаждения дизельного двигателя I входными координатами являются перемещение $\Delta h_{\rm T}$ регулирующего органа 3, изменяющего количество воды, поступающей во второй контур радиатора 4, и изменение количества теплоты $Q_{\rm ДB}$, отдаваемой двигателем охлаждающей воде, которое, в свою очередь, зависит от скоростного и нагрузочного режимов.

Следует отметить, что функционирование рассматриваемой системы охлаждения целесообразно организовать в рамках комплексной системы авто-

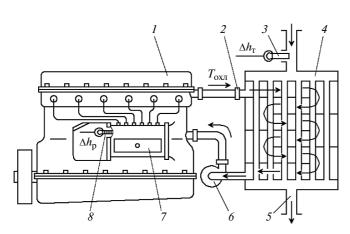


Рис. 1. Схема системы жидкостного охлаждения дизельного двигателя:

1 — двигатель; 2 — трубопровод; 3 — орган регулирования расхода воды; 4 — радиатор; 5 — сливной трубопровод; 6 — водяной насос; 7 — топливный насос; 8 — орган регулирования расхода топлива

матического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости. При моделировании этой системы регулирования рассмотрен дизельный двигатель без наддува типа Д-240 (4 Ч 11/12,5) производства Минского моторного завода. В соответствии с работой [7] статические и динамические свойства дизельного двигателя как объекта регулирования по частоте вращения описываются дифференциальным уравнением вида:

$$T_{\perp} \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{\perp 1} \kappa - k_{\perp 2} \alpha_{\perp}, \qquad (1)$$

где $\varphi = \Delta \omega_{\rm J}/\omega_{\rm J0}$ — относительное изменение угловой скорости вращения $\omega_{\rm J}$ вала двигателя; $\kappa = \Delta h_{\rm p}/h_{\rm p0}$ — относительное изменение положения $h_{\rm p}$ дозирующего органа системы топливоподачи (рейки ТНВД); $\alpha_{\rm J} = \Delta N/N_0$ — относительное изменение настройки N потребителя. Константы этого линейного дифференциального уравнения определяются из следующих выражений.

Постоянная времени объекта регулирования, характеризующая инерционность двигателя как объекта регулирования по частоте вращения:

$$T_{\pi} = \frac{J_{\pi}}{F_{\pi}},\tag{2}$$

где $J_{\rm д}$ — момент инерции подвижных деталей двигателя и потребителя, приведенный к частоте вращения коленчатого вала; $F_{\rm д}$ — фактор устойчивости двигателя.

Коэффициент усиления двигателя по регулирующему воздействию, характеризующий влияние положения дозирующего органа $h_{\rm p}$ на угловую скорость коленчатого вала $\omega_{\rm n}$:

$$k_{\rm Al} = \frac{\partial M_e}{\partial h_{\rm p}} \frac{h_{\rm p0}}{F_{\rm n} \omega_{\rm n0}},\tag{3}$$

где M_e — крутящий момент на валу двигателя.

Коэффициент усиления двигателя по возмущающему воздействию, характеризующий влияние настройки потребителя N на угловую скорость коленчатого вала ω_{π} :

$$k_{\pi 2} = \frac{\partial M_c}{\partial N} \frac{N_0}{F_{\pi} \omega_{\pi 0}},\tag{4}$$

где M_c — момент сопротивления прокручиванию потребителя.

Переход от дифференциального уравнения (1) к его операторной форме записи проведен путем обозначения операции дифференцирования d/dt символом p (комплексная переменная преобразования Лапласа). Тогда уравнение (1) записывается в виде алгебраического уравнения:

$$(T_{\mathcal{I}}p+1)\varphi = k_{\mathcal{I}1}\kappa - k_{\mathcal{I}2}\alpha_{\mathcal{I}}, \tag{5}$$

где $T_{\rm д}p+1$ — характеристический многочлен двигателя как объекта регулирования по частоте вращения. В правой части уравнений (1) и (5) присутствуют слагаемые, каждое из которых определяет одно из внешних возмущений на двигатель (в данном случае к и $\alpha_{\rm д}$). Левая часть этих уравнений характеризует реакцию двигателя на эти воздействия, т. е. его динамические свойства.

Реакцию двигателя на внешние возмущения удобно характеризовать передаточными функциями, каждая из которых соответствует конкретному внешнему воздействию. Передаточная функция по данному воздействию определяется путем деления соответствующего коэффициента усиления на характеристический многочлен двигателя. Исследуемый двигатель, описываемый уравнением (5), имеет две передаточные функции $W_{\rm д}^{\rm K}(p)$ и $W_{\rm d}^{\alpha_{\rm J}}(p)$ соответственно по воздействиям к и $\alpha_{\rm J}$, определяемым в виде:

$$W_{\rm A}^{\rm K}(p) = \frac{k_{\rm A1}}{T_{\rm n}p + 1};$$
 (6)

$$W_{\rm I}^{\alpha_{\rm I}}(p) = \frac{k_{\rm II}^2}{T_{\rm I}p + 1}$$
 (7)

Эти передаточные функции соответствуют апериодическому звену первого порядка.

Моделирование контура регулирования температуры охлаждающей жидкости имеет некоторые особенности. Условием статического равновесия системы автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя является равенство количества теплоты $Q_{\rm дв}$, отдаваемой двигателем охлаждающей воде, и количества теплоты $Q_{\rm охл}$, отдаваемое охлаждающей водой первого контура радиатора охлаждающей воде во втором контуре радиатора, т. е.

$$\Delta Q_{\Pi} = \Delta Q_{\text{OX}\Pi}.\tag{8}$$

В этом случае температура охлаждающей жидкости $T_{\text{охл}}$ будет оставаться неизменной во времени.

При нарушении условия статического равновесия (8) значения $Q_{\rm I}$ и $Q_{\rm OXJ}$ получают приращения $\Delta Q_{\rm I}$ и $\Delta Q_{\rm OXJ}$ [Дж/с], в общем случае не равные между собой. Поэтому количество теплоты, содержащейся в охлаждающей воде первого контура радиатора, за элементарный промежуток времени dt изменяется на dQ [Дж]. Тогда уравнение динамического равновесия системы автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя можно записать в виде:

$$\frac{dQ}{dt} = \Delta Q_{\rm II} - \Delta Q_{\rm OXII}. \tag{9}$$

Приведенная теплоемкость системы охлаждения двигателя C определяется суммой

$$C = C_{\mathbf{x}} m_{\mathbf{x}} - C_{\mathbf{M}} m_{\mathbf{M}}, \tag{10}$$

где $C_{\rm ж}$ и $C_{\rm м}$ — удельные теплоемкости соответственно охлаждающей жидкости и металлических деталей системы охлаждения; $m_{\rm ж}$ и $m_{\rm m}$ — массы соответственно охлаждающей жидкости, циркулирующей во внутреннем контуре системы охлаждения, и металлических частей системы охлаждения, участвующих в аккумулировании теплоты.

По известной теплоемкости C и перепаду температур T количество подведенной или отведенной теплоты Q определяется с использованием известного соотношения:

$$dQ = CdT. (11)$$

Количество теплоты $Q_{\rm I}$, поступающей к воде через стенки цилиндров, зависит от температуры $T_{\rm охл}$ охлаждающей жидкости, а также от режима работы R двигателя, обусловливающего его тепловыделение в единицу времени. После разложения функциональной зависимости $Q_{\rm I} = f(T_{\rm охл}, R)$ в ряд Тейлора

и линеаризации получим выражение, характеризующее линейную зависимость приращения количества теплоты ΔQ_{π} от приращений $\Delta T_{\text{охл}}$ и ΔR :

$$dQ_{\Pi} = (\partial Q_{\Pi}/\partial T_{\text{OXJ}})\Delta T_{\text{OXJ}} + (\partial Q_{\Pi}/\partial R)\Delta R. \tag{12}$$

Количество теплоты $Q_{\text{охл}}$, отбираемое от охлаждающей воды в радиаторе, определяется в виде:

$$Q_{\text{OXJ}} = k_{\text{T}} s_{\text{T}} (T_{\text{OXJ}} - T_{\text{p}}), \tag{13}$$

где $k_{\rm T}$ — коэффициент теплопередачи радиатора; $s_{\rm T}$ — площадь теплопередающей поверхности радиатора; $T_{\rm p}$ — температура воды второго контура радиатора. Параметры $k_{\rm T}$ и $s_{\rm T}$ зависят только от конструкции радиатора, поэтому с учетом равенства (13) функциональная зависимость для количества теплоты $Q_{\rm OXN}$ можно записать в виде $Q_{\rm OXN} = f(T_{\rm OXN}, T_{\rm p})$. После разложения этой зависимости в ряд Тейлора и линеаризации выражение, характеризующее линейную зависимость приращения количества теплоты $\Delta Q_{\rm OXN}$ от приращений температур ΔT и $\Delta T_{\rm p}$, запишется в виде:

$$dQ_{\text{OXJ}} = (\partial Q_{\text{OXJ}}/\partial T_{\text{OXJ}})\Delta T_{\text{OXJ}} + (\partial Q_{\text{OXJ}}/\partial T_{\text{p}})\Delta T_{\text{p}}.$$
(14)

После подстановки выражений (12) и (14) в уравнение (9) с учетом равенства (13) получим

$$C\frac{dT_{\text{OXJI}}}{dt} + F_{\text{ДT}}\Delta T_{\text{OXJI}} = k_{\text{T}}s_{\text{T}}\Delta T_{\text{p}} + \frac{\partial Q_{\text{JI}}}{\partial R}\Delta R, \qquad (15)$$

где $k_{\rm T} s_{\rm T} = \partial Q_{\rm OXJ}/\partial T_{\rm p}; \; F_{\rm ДT}$ — фактор устойчивости двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости.

Температура воды $T_{\rm p}$ второго контура радиатора 4 (см. рис. 1) зависит от количества воды $G_{\rm B}$, проходящей через этот контур в единицу времени и определяемой положением $h_{\rm T}$ органа управления. Эта функциональная зависимость после разложения в ряд Тейлора и линеаризации принимает вид:

$$\Delta T_{\rm p} = (\partial G_{\rm B}/\partial h_{\rm T})\Delta h_{\rm T}.\tag{16}$$

С учетом выражения (16) уравнение (15) может быть записано в виде:

$$C\frac{dT_{\text{OXJI}}}{dt} + F_{\text{JIT}}\Delta T_{\text{OXJI}} = k_{\text{T}} s_{\text{T}} \frac{dT_{\text{p}}}{dh_{\text{T}}} \Delta h_{\text{T}} + \frac{\partial Q_{\text{JI}}}{\partial R} \Delta R. \quad (17)$$

Перейдем к относительным координатам — изменению температуры ϕ_T , перемещению органа управления κ_T , изменению режима работы двигателя α_{JT} :

$$\varphi_{\rm T} = \Delta T_{\rm OXII}/T_{\rm OXII0}; \, \kappa_{\rm T} = \Delta h_{\rm T}/h_{\rm T0}; \, \alpha_{\rm JIT} = \Delta R/R_0, \quad (18)$$

где $T_{\text{ОХЛ}0}$ и $h_{\text{T}0}$ — соответственно температура воды на выходе из головки цилиндров двигателя и положение органа управления при равновесном режиме;

 R_0 — параметр, характеризующий равновесный режим работы двигателя, определяемый частотой вращения коленчатого вала и цикловой подачей топлива.

Перейдя к относительным координатам (18) и разделив все члены уравнения (17) на произведение $F_{\rm T}T_0$, получим уравнение двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости в виде:

$$T_{\rm ДT} \frac{d\varphi_{\rm T}}{dt} + \varphi_{\rm T} = k_{\rm ДT} {}_{\rm I} \kappa_{\rm T} + k_{\rm ДT} {}_{\rm Z} \alpha_{\rm ДT}. \tag{19}$$

В полученном уравнении постоянная времени объекта регулирования $T_{\rm дT}$, характеризующая инерционность двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости, определяется в виде:

$$T_{\rm AT} = \frac{C}{F_{\rm nT}} \,. \tag{20}$$

Коэффициент усиления двигателя $k_{\rm дT1}$ по регулирующему воздействию, характеризующий влияние положения регулирующего органа $h_{\rm T}$ на температуру охлаждающей жидкости:

$$k_{\text{ДT1}} = \frac{k_{\text{T}} s_{\text{T}} h_{\text{T0}}}{F_{\text{ЛT}} T_{\text{OXJ0}}} \frac{dT_{\text{p}}}{f h_{\text{T}}}.$$
 (21)

Коэффициент усиления двигателя $k_{\text{дт}2}$ по возмущающему воздействию, характеризующий влияние параметра R на температуру охлаждающей жидкости:

$$k_{\text{ДT2}} = \frac{R_0}{F_{\text{ЛT}} T_{\text{OXJ}0}} \frac{\partial Q_{\text{Д}}}{\partial R}.$$
 (22)

Уравнение (19) в операторной форме записи (после его преобразования по Лапласу) имеет вид:

$$(T_{\mathbf{\Pi}\mathbf{T}}p+1)\varphi_{\mathbf{T}} = k_{\mathbf{\Pi}\mathbf{T}1}\kappa_{\mathbf{T}} + k_{\mathbf{\Pi}\mathbf{T}2}\alpha_{\mathbf{\Pi}\mathbf{T}}, \tag{23}$$

где $T_{\rm дT}p+1$ — характеристический многочлен двигателя как объекта регулирования по температуре охлаждающей жидкости. В правой части уравнения (23) суммируются слагаемые, характеризующие два внешних воздействия на двигатель $\kappa_{\rm T}$ и $\alpha_{\rm дт}$. Левая часть этих уравнений характеризует реакцию двигателя на эти воздействия, т. е. его динамические свойства. Реакция двигателя на эти внешние возмущения описывается двумя передаточными функциями вида:

$$W_{\text{дT}}^{\kappa_{\text{T}}}(p) = \frac{k_{\text{дT}1}}{T_{\text{ДT}}p+1};$$
 (24)

$$W_{\rm A}^{\alpha_{\rm AT}}(p) = \frac{k_{\rm AT2}}{T_{\rm BT}p + 1}$$
 (25)

Эти передаточные функции соответствуют апериодическому звену первого порядка.

При разработке систем автоматического управления и регулирования (САР и САУ) дизельных двигателей могут быть реализованы различные принципы регулирования. Основной задачей устройств управления, устанавливаемые на эти двигатели, является поддержание заданных режимов работы [6, 7]. В системах стабилизации, обеспечивающих постоянство или примерное постоянство регулируемого параметра y (рис. 2), задающее воздействие g представляет собой постоянную величину. Оно задается соответствующим элементом настройки САР. Выходная величина y системы в идеале должна точно повторять задающее воздействие g, то есть должно обеспечиваться равенство y = g.

Двигатель обычно имеет несколько регулируемых параметров (выходных величин y CAP) и органов регулирования, на которые воздействуют соответствующие регуляторы. В современных дизельных двигателях широко применяются автоматические регуляторы частоты вращения (угловой скорости $\omega_{\rm д}$) выходного вала дизеля и температуры охлаждающей жидкости $T_{\rm охл}$. Одновременное регулирование этих параметров обеспечивается одной комплексной CAP, в которой дизельный двигатель является многосвязным объектом регулирования 1. При этом основной причиной отклонения регулируемого параметра y от его заданного значения g являются возмущающие воздействия f, поступающие на объект регулирования.

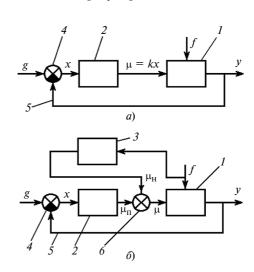


Рис. 2. Функциональные схемы САР с регулятором, работающим по отклонению (a), с комбинированным регулятором по отклонению и возмущению (б):

1 — объект регулирования; 2 — пропорциональный регулятор; 3 — регулятор по нагрузке; 4 — сравнивающий элемент; 5 — линия главной отрицательной обратной связи; 6 — сумматор

Для поддержания постоянства регулируемого параметра у организуется регулирующее воздействие на соответствующий орган регулирования объекта. Регулирующее воздействие µ (см. рис. 2) в САР обычно является функцией динамической ошибки х, определяемой в виде отклонения регулируемой величины y от ее заданного значения g, то есть x = g - y. Сигнал ошибки х вырабатывается на сравнивающем элементе (сумматоре) 4 (см. рис. 2), на который поступают задающее воздействие д и через линию 5 главной отрицательной обратной связи — регулируемый параметр у (зачерненный сектор сумматора 4 означает смену знака сигнала у). При этом образуется замкнутый контур регулирования, и САР становится замкнутой (см. рис. 2, а). Такой принцип работы САР называют принципом регулирования по отклонению регулируемого параметра, или принципом Ползунова—Уатта.

САР, работающие по принципу Ползунова— Уатта (см. рис. 2, a), формируют закон регулирования (зависимость между входной и выходной величинами регулятора), называемый пропорциональным (П) или статическим и выражающийся зависимостью $\mu = kx$, где k — коэффициент усиления регулятора. САР, имеющая статическую ошибку $x_{\rm cr}$, обусловленную данным внешним воздействием, является статической по отношению к этому воздействию. Если же $x_{\rm cr} = 0$, то САР является астатической по отношению к этому воздействию. Применение П-регулирования не позволяет построить астатическую САР.

К принципам регулирования, позволяющим построить астатическую САР, относят регулирование по возмущающему воздействию f — по нагрузке на двигатель. При таком регулировании, впервые предложенном французским ученым Понселе в 1830 г., регулирующее воздействие и вырабатывается устройством компенсации 3 (регулятором по нагрузке, см. рис. 2, δ) в зависимости от возмущения fв виде $\mu = k f$ и подается на объект 1. При реализации этого принципа регулирования в качестве базового сохраняется описанный выше пропорциональный принцип регулирования, и регулятор становится комбинированным — работающим по отклонению и возмущению. В качестве основного возмущающего воздействия рассматривается изменение нагрузки на двигатель (изменение настройки потребителя N). Далее рассмотрено влияние структуры и параметров такого комбинированного регулятора на статические и динамические показатели процесса регулирования.

В соответствии с представленными математическими моделями дизельного двигателя как объекта регулирования и рассмотренными принципами регулирования разработана структурная схема комплексной системы автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости (рис. 3). В этой системе использованы электронные регуляторы частоты вращения коленчатого вала и температуры охлаждающей жидкости, построенные на базе современной микропроцессорной техники [7]. Регулятор частоты вращения содержит датчик частоты вращения, электронный блок управления и исполнительный механизм, воздействующий на орган управления топливоподачей дизеля — рейку ТНВД. Регулятор температуры охлаждающей жидкости включает датчик температуры воды, электронный блок управления и исполнительный механизм, воздействующий на орган управления этой подсистемы.

Каждый из входящих в структуру этих регуляторов элементов обладает определенными статическими и динамическими свойствами, которые описываются алгебраическими или дифференциальными уравнениями. Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, датчик частоты вращения и датчик температуры охлаждающей жидкости) обычно обладают дискретностью в съеме сигнала с периодом, не превышающим $\Delta t_3 = 0,003-0,005$ с. Если пренебречь задержкой прохождения сигнала, то ука-

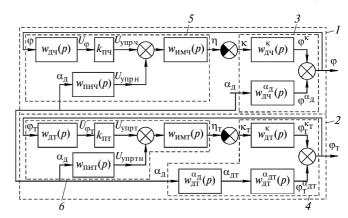


Рис. 3. Структурная схема комплексной системы автоматического регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя и температуры охлаждающей жидкости:

1 — контур регулирования частоты вращения вала двигателя; 2 — контур регулирования температуры охлаждающей жидкости; 3 — двигатель как объект регулирования частоты вращения; 4 — двигатель как объект регулирования температуры охлаждающей жидкости; 5 — регулятор частоты вращения вала двигателя; 6 — регулятор температуры охлаждающей жидкости

занные датчики — частоты и температуры могут быть описаны передаточными функциями соответственно $W_{\rm ДЧ}(p)$ и $W_{\rm ДТ}(p)$, относящимися к идеальному усилительному звену, то есть:

$$W_{\Pi Y}(p) = k_{\Pi Y}, W_{\Pi T}(p) = k_{\Pi T},$$
 (26)

где $K_{\text{дч}}$ и $K_{\text{дт}}$ — коэффициенты усиления указанных латчиков

Наиболее простым и распространенным типом регуляторов дизельных двигателей являются регуляторы, реализующие пропорциональный закон регулирования (П-регулятор). В большинстве случаев такие регуляторы обеспечивают требуемые показатели качества процесса регулирования. В САР с регуляторами частоты вращения, реализующими П-закон регулирования, измеряется отклонение частоты вращения $\phi = \Delta \omega_{\text{д}}/\omega_{\text{до}}$ от заданного режима $\omega_{\text{ло}}$ и формируется управляющее воздействие вида:

$$U_{\rm VIIp} = k_{\rm II} U_{\rm o}, \tag{27}$$

где U_{o} — входной сигнал вычислительного устройства (от датчика частоты вращения); $U_{\rm vnp}$ — выходной сигнал вычислительного устройства; k_{Π} — коэффициент пропорциональности закона регулирования. В цифровом вычислительном устройстве электронного блока алгоритм управления реализуется в виде программы, состоящей из отдельных элементарных операций (команд). Команды выполняются микропроцессором дискретно во времени, а на формирование управляющего сигнала необходимо определенное время, зависящее от объема программы управления. Время выполнения программы обычно не превышает $\Delta t_3 = 0.01$ с, поэтому при дальнейших исследованиях эта задержка не учитывалась. В связи с этим передаточная функция П-регулятора частоты вращения имеет вид:

$$W_{\Pi \Psi}(p) = k_{\Pi \Psi}. \tag{28}$$

Аналогичным образом записывается передаточная функция П-регулятора температуры охлаждающей жидкости:

$$W_{\rm IIT}(p) = k_{\rm IIT}.\tag{29}$$

В выражения (28) и (29) для передаточных функций идеальных (без задержек) звеньев входят коэффициенты усиления $k_{\Pi \Pi}$ и $k_{\Pi \Pi}$ соответственно регуляторов частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости.

Как отмечено выше, в ряде случаев пропорциональные регуляторы частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости не обеспечивают необходимых статических и динамических показателей процесса регулирования. В частности, применение Π -регулирования не позволяет построить астатическую CAP, то есть систему, в которой статическая ошибка регулирования равна нулю. Поэтому для оценки возможности реализации астатической CAP, инвариантной по отношению к основному возмущающему воздействию — изменению нагрузки, рассмотрен Π -регулятор с введением импульса нагрузки в закон регулирования (регулятор, структура которого показана на рис. $2, \delta$).

Для реализации принципа компенсации возмущений в структуру контура регулирования частоты вращения включен блок с передаточной функцией $W_{\Pi H Y}(p)$, а в контур регулирования температуры охлаждающей жидкости — блок с передаточной функцией $W_{\Pi H T}(p)$:

$$W_{\Pi H \Psi}(p) = \frac{k_{\Pi H \Psi}}{T_{\Pi H \Psi}p + 1}; \tag{30}$$

$$W_{\text{IIHT}}(p) = \frac{k_{\text{IIHT}}}{T_{\text{IIHT}}p + 1}$$
 (31)

На эти блоки поступает сигнал изменения настройки потребителя $\alpha_{\rm I}$, а с выхода этих блоков сигналы, отражающие нагрузку на двигатель, поступают в регуляторы частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости, которые выполнены с основным Π -регулятором и корректирующим регулятором по нагрузке.

В качестве исполнительных механизмов для рассматриваемых регуляторов использованы электромагнитные исполнительные механизмы, перемещающие соответствующие регулирующие органы подсистем регулирования частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости. Они могут быть описаны уравнениями:

$$T_{\text{имч}}\frac{d\eta}{dt} + \eta = k_{\text{имч}}U_{\text{упрч}},$$

$$T_{\text{имT}} \frac{d\eta_{\text{T}}}{dt} + \eta_{\text{T}} = k_{\text{имT}} U_{\text{упрт}}, \tag{32}$$

или передаточными функциями:

$$W_{\text{имч}}(p) = \frac{k_{\text{имч}}}{T_{\text{имч}}p+1}, \quad W_{\text{имт}}(p) = \frac{k_{\text{имт}}}{T_{\text{имт}}p+1}, \quad (33)$$

где $T_{\rm ИМЧ}$ и $T_{\rm ИМТ}$ — постоянные времени указанных исполнительных механизмов, где $k_{\rm ИМЧ}$ и $k_{\rm ИМТ}$ — их коэффициенты усиления.



Разработанная математическая модель комплексной САР частоты вращения дизеля и температуры охлаждающей жидкости, а также структурная схема САР с введением импульса по нагрузке в закон регулирования использованы для проведения расчетных исследований САР частоты вращения дизеля типа Д-240 (4 Ч 11/12,5) без наддува, производимого Минским моторным заводом. Рассмотрена работа этого двигателя в составе лизель-генераторной установки на скоростном режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Указанные исследования включают расчеты наиболее характерных для дизельных двигателей дизель-генераторных установок переходных процессов наброса нагрузки. При проведении этих исследований использованы методики и рекомендации по выбору констант передаточных функций элементов САР, изложенные в работе [8]. При этом выбраны следующие значения основных констант передаточных функций элементов САР.

Канал регулирования частоты вращения: $T_{\rm д}=0.925$ с; $k_{\rm д1}=0.662$; $k_{\rm д2}=0.525$; $k_{\rm д4}=1.0$; $T_{\rm им4}=0.06$ с; $k_{\rm им4}=1.0$.

Канал регулирования температуры охлаждающей жидкости: $T_{\rm дT}=100~{\rm c}$; $k_{\rm дT1}=0.500;~~k_{\rm дT2}=1.0;~~k_{\rm дT}=1.0;$ $T_{\rm IMT}=0.06~{\rm c}$; $k_{\rm IMT}=1.0.$

В соответствии с рекомендациями работы [8] коэффициенты усиления Прегуляторов этих контуров регулирования выбраны равными $k_{\Pi \Psi} = 10$; $k_{\Pi T} = 10$. При расчетных исследованиях коэффициенты усиления $k_{\Pi H \Psi}$ и $k_{\Pi H T}$ передаточных функций (30) и (31), описывающих регуляторы по нагрузке, варьировались в диапазоне от 0 (чисто пропорциональный регулятор) до 1,0.

Для определения параметров описанной комплексной системы регулирования проведены расчетные исследования с использованием программного комплекса "Моделирование в технических устройствах (МВТУ)", разработанного под руководством канд. техн. наук, доцента О. С. Козлова [9, 10]. При ис-

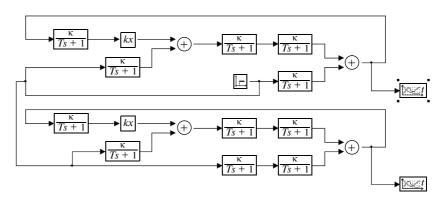


Рис. 4. Схема моделирования исследуемой САР, построенная в среде программного комплекса "МВТУ"

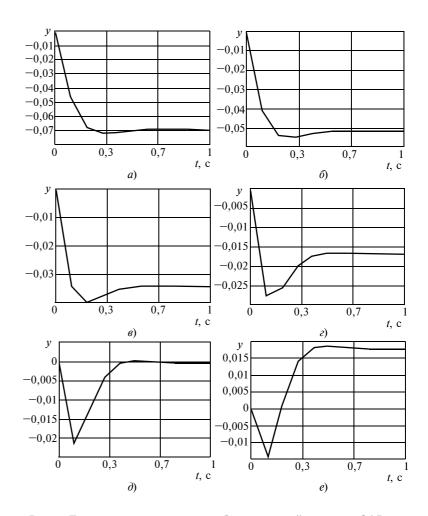


Рис. 5. Переходные процессы наброса полной нагрузки САР частоты вращения дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора k_{Π} = 10 при различных коэффициентах усиления регулятора по нагрузке:

$$a - k_{\rm H} = 0$$
; $\delta - k_{\rm H} = 0.2$; $\epsilon - k_{\rm H} = 0.4$; $\epsilon - k_{\rm H} = 0.6$; $\partial - k_{\rm H} = 0.79$; $\epsilon - k_{\rm H} = 1.0$

пользовании этого программного комплекса САР исследованы переходные процессы наброса нагрузки на дизельный двигатель дизель-генераторной установки. Эта САР моделируется с использованием структурной схемы САР, представленной на рис. 3. На рис. 4 показана схема моделирования исследуемой САР, построенной в среде программного комплекса "МВТУ".

При расчетных исследованиях сначала рассчитывался канал регулирования частоты вращения коленчатого вала, затем контур регулирования температуры охлаждающей жидкости. Результаты расчетов канала регулирования частоты вращения коленчатого вала представлены на рис. 5. Результаты этих исследований свидетельствуют о том, что исходная САР с чисто пропорциональным регулятором обеспечивает степень неравномерности (наклон) регуляторной характеристики δ (рис. 5, a, и рис. 6):

$$\delta = \frac{\omega_{\pi \, xx \, max} - \omega_{\pi \, HoM}}{\omega_{\pi \, HoM}} \, 100 \, \% = 7 \, \%, \qquad (34)$$

где $\omega_{\text{д ном}}$ — номинальная угловая скорость вращения вала двигателя; $\omega_{\text{д xx max}}$ — частота вращения на режиме холостого хода. При

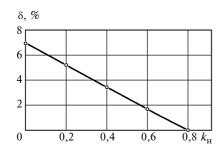


Рис. 6. Зависимость степени неравномерности САР частоты вращения дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора $k_{\rm n}$ = 10 от коэффициента усиления регулятора по нагрузке $k_{\rm H}$

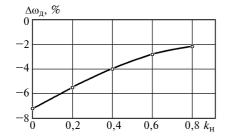


Рис. 7. Зависимость провала частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки дизеля типа Д-240 при коэффициенте усиления П-регулятора $k_{\rm n}$ = 10 от коэффициента усиления регулятора по нагрузке $k_{\rm h}$

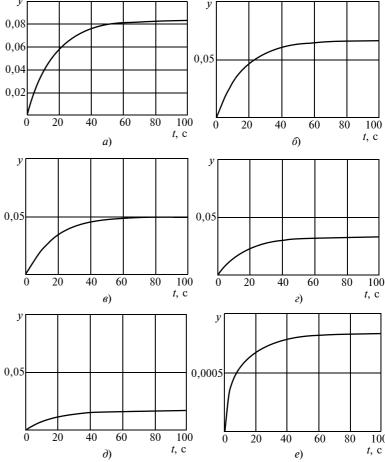


Рис. 8. Переходные процессы наброса полной нагрузки САР температуры охлаждающей жидкости дизеля типа Д-240 с коэффициентом усиления П-регулятора k_{Π} = 10 при различных коэффициентах усиления регулятора по нагрузке:

$$a-k_{\rm H}=0;\, \delta-k_{\rm H}=0,2;\, s-k_{\rm H}=0,4;\, \varepsilon-k_{\rm H}=0,6;\, \delta-k_{\rm H}=0,8;\, e-k_{\rm H}=0,99$$

этом провал частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки составил 7,2 % (см. рис. 5, а, и рис. 7). Наилучшее качество процесса регулирования достигается при коэффициенте усиления регулятора по нагрузке $k_{\rm H} = 0.79$ (см. рис. 5, ∂). В этом случае обеспечивается нулевая степень неравномерности регуляторной характеристики $(\delta = 0)$, то есть реализуется астатическая САР. При этом провал частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки дизеля типа Д-240 составил $\Delta \omega_{\pi} = 2.2 \%$, а продолжительность переходного процесса t_{Π} — около 0,3 с. Эти показатели качества процесса регулирования значительно лучше аналогичных показателей, допустимых для САР первого класса точности ($\Delta \omega_{\Pi} = 5 \%$, $t_{\Pi} = 2 c$).

На втором этапе расчетных исследований рассчитывался контур регулирования температуры ох-

gz714.fi

КОНСТРУКЦИЯ

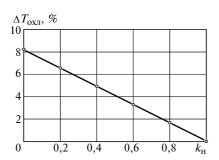


Рис. 9. Зависимость статического изменения температуры охлаждающей жидкости дизеля типа Д-240 при коэффициенте усиления П-регулятора $k_{\rm n}$ = 10 от коэффициента усиления регулятора по нагрузке $k_{\rm h}$

лаждающей жидкости. Результаты расчетных исследований этого контура представлены на рис. 8. Следует отметить, что подсистема регулирования температуры охлаждающей жидкости значительно более инерционная, чем подсистема регулирования частоты вращения. Поэтому переходные процессы в этой подсистеме отличаются отсутствием провалов (забросов) регулируемого параметра. При коэффициенте усиления регулятора по нагрузке $k_{\rm H} = 0.99$ (рис. 8, e) практически обеспечивается инвариантность подсистемы регулирования температуры охлаждающей жидкости, т. е. ее независимость от внешнего воздействия. В этом случае статическое изменение температуры охлаждающей жидкости (степень неравномерности регуляторной характеристики δ) дизеля типа Д-240 стремится к нулю (оно равно 0,0005, или 0,05 %, см. рис. 8, е, и рис. 9).

Проведенный комплекс расчетных исследований подтвердил возможность построения комплексной астатической системы автоматического регулирования частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости путем введения импульса по нагрузке в закон регулирования двух указанных

параметров. При этом определены значения коэффициентов усиления по нагрузке для двух исследуемых подсистем, обеспечивающие нулевой наклон соответствующих регуляторных характеристик.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Тракторные дизели: Справочник / Под общ. ред.
 Б. А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
- 2. **Луков Н. М.** Автоматическое регулирование температуры двигателей. М.: Машиностроение, 1977. 224 с.
- 3. **Андреев Ю. Н.** Управление конечномерными линейными объектами. М.: Наука, 1976. 250 с.
- 4. Ксеневич И. П., Поликер Б. Е., Михальский Л. Л., Чухчин Н. Ф., Девянин С. Н., Марков В. А., Аникин С. А. Инвариантная система жидкостного охлаждения ДВС со следящим электроприводом вентилятора обдува // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 11. С. 16—19.
- Поликер Б. Е., Михальский Л. Л., Аникин С. А., Девянин С. Н., Марков В. А. Оптимизация работы системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС // Грузовик &. 2008. № 5. С. 33—34.
- 6. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
- 7. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. Второе издание. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
- 8. Поздняков Е. Ф. Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения и последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 150 с.
- Виртуальные учебно-исследовательские лаборатории / О. С. Козлов, И. П. Норенков, В. А. Трудоношин и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 36 с.
- 10. **Козлов О. С., Скворцов Л. М.** Исследование и проектирование автоматических систем с помощью программного комплекса "МВТУ" // Информационные технологии. 2006. № 8. С. 10—12.

ВНИМАНИЕ!

В журнале "Грузовик" № 5 за 2014 г. на с. 30 в авторском коллективе следует читать: Г. Г. Анкинович



УДК 621.436

А. Г. Кузнецов, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва,

С. В. Харитонов, аспирант, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва,

А. А. Латочкин, НТЦ ОАО "КАМАЗ", Набережные Челны

E-mail: kuzag441@mail.ru, devilfess@mail.ru, latochkin.alex@gmail.com

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЯ КАК ИСТОЧНИКА ЭНЕРГИИ ТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Рассмотрена математическая модель дизеля как источника энергии транспортной установки с электрической трансмиссией. Проведена верификация модели по результатам экспериментальных исследований дизель-генератора. Сравнение расчетных и экспериментальных переходных процессов подтвердило работоспособность разработанной математической модели и компьютерной программы и возможность их использования для разработки алгоритмов управления транспортной установкой.

Ключевые слова: дизель, математическая модель, компьютерная программа, переходный процесс, верификация.

В настоящее время широкое распространение получают транспортные установки с тепловым двигателем (как источником энергии) и электрической трансмиссией. В связи с отсутствием жесткой связи вала двигателя с колесами в установках такого типа существует возможность перераспределения таких составляющих мощности, как частота вращения и крутящий момент на вале двигателя и на колесах. Система управления транспортной установкой может воздействовать на отдельные элементы силового агрегата: двигатель, генератор, тяговые электродвигатели, формируя их характеристики для оптимизации работы по выбранным критериям. В качестве критериев оптимизации могут использоваться экономичность, экологические показатели, динамика и удобство управления.

В данной работе рассматривается колесная транспортная установка, в силовой агрегат которой входят дизель LIEBHERR 8V D508 и электрическая трансмиссия, состоящая из генератора переменного тока, выпрямителя и тяговых электродвигателей. На рис. 1 приведена характеристика дизеля в осях координат: частота вращения n, мин $^{-1}$, — эффективный момент M, Нм, с линиями постоянных значений удельного эффективного расхода топлива g_e , г/кВтч.

Для выработки алгоритмов управления транспортной установкой на стадии проектирования разработана математическая модель дизеля. При создании модели ставилась задача описания статических и динамических режимов работы дизеля во всем по-

ле изменения его параметров (см. рис. 1), что характерно для транспортных установок.

На рис. 2 дизель представлен как комбинированный двигатель, состоящий из поршневой части дизеля (Д), турбины (Т), компрессора (К), впускного трубопровода (ВпТ), выпускного трубопровода (ВыпТ), топливной аппаратуры типа *Common Rail* (ТА). На рис. 2 не показаны охладитель воздуха поддува и вспомогательные агрегаты. Подача топлива $G_{\text{топл}}$ формируется в топливной аппаратуре по сигналам от электронного блока регулятора (Р). Дизель приводит к действию генератор (Г), напряжение на выходе которого $\sim U$ запитывает электрические цепи трансмиссии.

Режимы работы элементов комбинированного двигателя определяются крутящими моментами и расходами газов. На рис. 2 показаны крутящие моменты: дизеля $M_{\rm L}$, генератора $M_{\rm L}$, турбины $M_{\rm L}$ компрессора $M_{\rm K}$ и расходы: воздуха через двигатель $G_{\rm L}$, воздуха через компрессор $G_{\rm K}$, газов через турбину $G_{\rm L}$.

Изменения во времени t частот вращения вала дизель-генератора $n_{\rm T}$ и ротора турбокомпрессора $n_{\rm T}$ определяются как решения дифференциальных уравнений динамических балансов крутящих моментов на вале дизеля и роторе турбокомпрессора:

$$dndt = 30\pi IM_1 - M_2,$$

где n — частота вращения вала дизель-генератора $n_{\rm T}$ или ротора турбокомпрессора $n_{\rm T}$; I — момент инер-

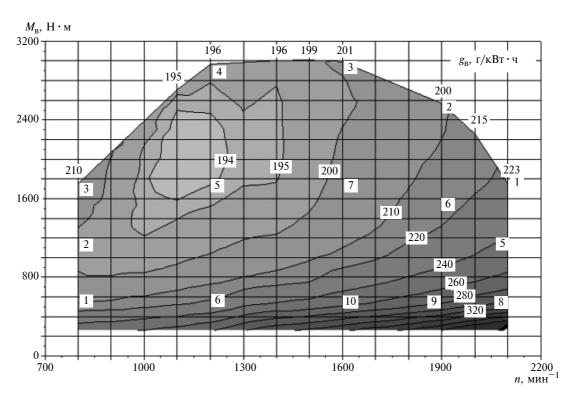


Рис. 1. Характеристика дизеля

ции вала дизель-генератора $I_{\rm L}$ или ротора турбокомпрессора $I_{\rm T}$; M_1 — крутящий момент дизеля $M_{\rm L}$ или турбины $M_{\rm T}$; M_2 — момент генератора $M_{\rm L}$ или компрессора $M_{\rm K}$.

Изменения давлений воздуха во впускном трубопроводе и газов в выпускном трубопроводе определяются из уравнений динамических балансов расходов воздуха и газов в трубопроводах:

$$dpdt = RTVG_1 - G_2,$$

где p — давление наддувочного воздуха $p_{\rm K}$ или газов $p_{\rm e}$; R — газовая постоянная воздуха $R_{\rm B}$ или газов $R_{\rm F}$; T — температура воздуха с учетом его охлаждения в ох-

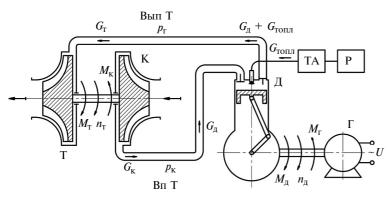


Рис. 2. Схема комбинированного двигателя

ладителе воздуха наддува $T_{\rm B}$ или газов $T_{\rm C}$; V— объем впускного $V_{\rm BII}$ или выпускного $V_{\rm BIII}$ трубопроводов; $G_{\rm I}$ — расход воздуха через компрессор $G_{\rm K}$ или газов на выходе двигателя $G_{\rm C}$; $G_{\rm I}$ — расход газов через двигатель $G_{\rm I}$ или турбину $G_{\rm I}$.

$$G_{\Gamma} = G_{\Pi} + G_{\text{ТОПЛ}},$$

где $G_{\text{топл}}$ — расход топлива.

Параметры, по которым определятся моменты и расходы, входящие в правые части дифференциальных уравнений, оцениваются по соотношениям теории рабочих процессов комбинированных двигателей с использованием заданных функциональ-

ных зависимостей [1]. В связи с отсутствием достаточного объема исходных данных по элементам комбинированного двигателя необходимая для построения математической модели информация была получена методом реконструкции параметров рабочего процесса в результате специально проведенных расчетов характеристик дизеля и турбокомпрессора. Функциональные связи между параметрами рабочего процесса в модели задавались в виде полиномов и в виде матриц числовых значений. На рис. 3 и 4 в качестве примеров используемых в модели характеристик приведены поверхности зависимостей индикаторного КПД

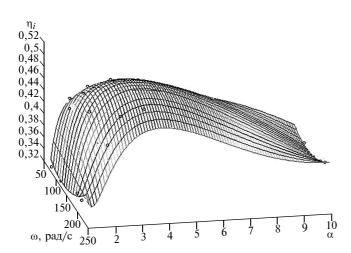


Рис. 3. Характеристика индикаторного КПД дизеля

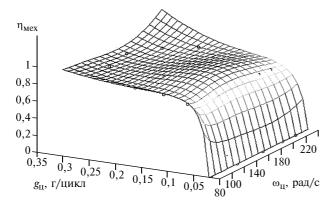


Рис. 4. Характеристика механического КПД дизеля

дизеля η_i от угловой скорости вала ω и коэффициента избытка воздуха α (см. рис. 3) и механического КПД дизеля $\eta_{\text{мех}}$ от угловой скорости вала ω и цикловой подачи топлива g_{II} (см. рис. 4).

Для разработанной математической модели в программном комплексе *Matlab/Simulink* составлена компьютерная программа для расчета переходных процессов изменения основных параметров рабочего процесса дизеля.

Для проверки работоспособности дизель-генератора и получения его характеристик проведены стендовые испытания дизель-генератора, работающего на реостаты. Фиксировались изменения во времени частоты вращения вала и крутящий момент дизеля. Дизель был оснащен штатным регулятором частоты вращения. При испытаниях исследовалось влияние на работу дизеля и генератора изменений нагрузки и настройки частоты вращения.

Результаты стендовых испытаний дизель-генератора использовались для верификации разрабо-

танной математической модели дизеля. Верификация осуществлялась путем сравнения расчетных и экспериментальных переходных процессов при набросе и сбросе нагрузки и резком изменении настройки частоты вращения в регуляторе дизеля. При проведении расчетов переходных процессов к модели дизеля была подключена модель пропорционально-интегрального регулятора частоты вращения.

На рис. 5—8 приведены результаты верификации разработанной модели дизеля. Показано сравнение расчетных и экспериментальных переходных процессов изменения частоты вращения вала и крутящего момента дизеля при различных изменениях внешних воздействий на дизель-генератор. Линией показаны расчетные переходные процессы, точками — экспериментальные данные. При сравнении процессов следует учитывать, что значения момента дизеля в экспериментах фиксировались измерительной аппаратурой и большим шагом дискретности.

На рис. 5 приведены переходные процессы параметров дизеля при неизменной настройке частоты вращения в регуляторе n = 1490 мин⁻¹ и сбросе нагрузки на дизель путем уменьшения момента генератора с 1700 до 250 Нм.

На рис. 6 приведены переходные процессы параметров дизеля при неизменной настройке частоты вращения в регуляторе $n=1905~\mathrm{muh}^{-1}$ и сбросе нагрузки на дизель путем уменьшения момента генератора с $1650~\mathrm{дo}~350~\mathrm{Hm}$.

На рис. 7 приведены переходные процессы параметров дизеля при ступенчатом изменении настройки частоты вращения в регуляторе от n = 715 мин⁻¹ до

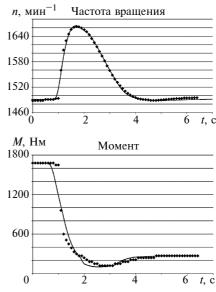


Рис. 5. Переходные процессы при сбросе нагрузки



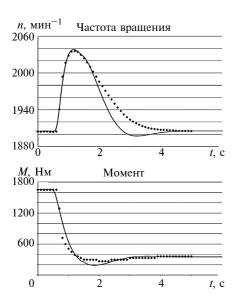


Рис. 6. Переходные процессы при сбросе нагрузки

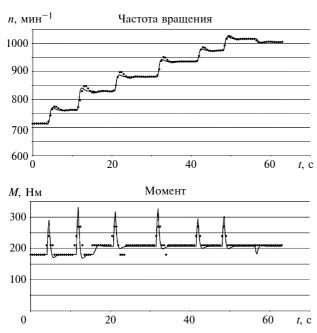


Рис. 7. Переходные процессы при изменении настройки регулятора

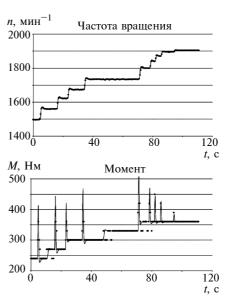


Рис. 8. Переходные процессы при изменении настройки регулятора

 $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузка на дизель в виде момента генератора изменялась на второй ступени от 175 до 210 Нм.

На рис. 8 приведены переходные процессы параметров дизеля при ступенчатом изменении настройки частоты вращения в регуляторе от $n=1500~{\rm Muh}^{-1}$ до $n=1900~{\rm Muh}^{-1}$. Нагрузка на дизель в виде момента генератора изменялась в течение эксперимента от 240 до 360 Нм.

Сравнение расчетных и экспериментальных переходных процессов показало, что изменение параметров рабочего процесса дизеля соответствует реальным условиям. Это подтвердило работоспособность разработанной математической модели и компьютерной программы и возможность их использования для разработки алгоритмов управления транспортной установкой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кузнецов А. Г.** Динамическая модель дизеля // Автомобильная промышленность. 2010. № 2. С. 30—33

11-е место в мировом рейтинге

По итогам 2013 г. ОАО "КАМАЗ" занимает 11-е место среди ведущих мировых производителей автомобилей полной массой более 16 т с показателем более 43 тыс. машин (ежегодный доклад *The World's Truck Manufactures report*, компании *Automotive Reports Ltd.*). А по данным, опубликованным американской компанией *Paccar inc.*, — КАМАЗ третий производитель тяжелых грузоввиков в мире (после *Daimler AG* и *Volvo Trucks*).

Пресс служба ОАО "КАМАЗ"







УДК 05.22.10

Е. А. Дубовик, Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону E-mail: Dubovik1982@list.ru

РАСЧЕТ ПНЕВМОПРИВОДА ДВУХСТОЕЧНОГО СТАЦИОНАРНОГО ПОДЪЕМНИКА

Определяются основные инженерные параметры пневмопривода двухстоечного стационарного подъемника.

Ключевые слова: пневматика, привод, потери, число Рейнольдса, подъемник.

Техническая оснащенность предприятий сервиса — один из критериев их конкурентоспособности. Ее уровень зависит от всех типов этого оборудования. В том числе и подъемного оборудования, поскольку от него во многом зависят сроки и качество выполнения операций ТО и ТР.

Это оборудование, как известно, может быть трех типов — с электро-, гидро- и пневмоприводом. Причем каждый из них обладает своими достоинствами и недостатками (табл. 1). Кроме того, подъемники могут быть подвижными и стационарными. Наконец, одно-, двух- и даже многостоечными. В связи с этим возникает вопрос: какому из типов отдавать предпочтение?

Начнем с того, что подавляющее большинство выпускаемых подъемников — двухстоечные стационарные. Они, по сравнению с передвижными, обладают тем преимуществом, что обеспечивают большую устойчивость поднятого автомобиля и тем самым повышают безопасность и удобство выполнения работ исполнителем. Тем не менее передвиж-

ные подъемники также находят применение, поскольку не требуют выполнения монтажно-установочных работ и устройства фундамента, позволяют использовать их на любой ровной площадке, в том числе и вне помещений. После выполнения работ такие подъемники могут быть удалены с занимаемых ими мест, которые потом используются для других работ или оборудования. Маневренность передвижных подъемников позволяет при необходимости изменить технологический маршрут ТО и ТР автомобилей, что нередко используется на малых СТОА или в стесненных производственных условиях [1].

Одностоечные подъемники тоже вполне применимы, так как обладают рядом несомненных достоинств.

Во-первых, такой подъемник дает исполнителю большую, чем, скажем, двухстоечный подъемник, свободу передвижения вокруг автомобиля, обеспечивает свободный доступ к нижним его частям. Вовторых, автомобиль очень легко въезжает на такой подъемник. В-третьих, для одностоечного подъем-

Таблица 1

Сравниваемый показатель	Тип привода подъемника		
Сравниваемый показатель	электрический	гидравлический	пневматический
Возможность работы в области больших нагрузок	_	+	_
Возможность работы при больших скоростях подъема и спускания автомобиля	_	+	+
Возможность дистанционного управления	+	_	_
Способность запасать (аккумулировать) энергию	_	+	+
Стоимость	+	_	-
Массогабаритные размеры	+	_	_
Пожаро- и взрывобезопасность	_	+	_
Экологичность	_	_	+
Ремонтопригодность	+	_	_
Фиксация автомобиля в поднятом состоянии	+	_	_







ника не требуется специального фундамента, значит, он дешевле двух- и многостоечного.

Однако у одностоечного подъемника есть два существенных недостатка: сила F веса (подъема) автомобиля прикладывается к одной стойке, что заставляет делать ее довольно массивной, а стабилизация автомобиля на нем (в одной точке) всегда менее надежна, чем на двухстоечном подъемнике. Значит, и ниже уровень безопасности работ. Поэтому предприятия автосервиса отдают предпочтение подъемникам двухстоечным.

Теперь обратимся к табл. 1, что позволит сориентироваться в достоинствах и недостатках электро-, гидро- и пневмоподъемников.

Как видим, каждый из приводов действительно имеет свои преимущества и недостатки. Поэтому в настоящее время большинство небольших СТОА оснащаются подъемниками с электромеханическим приводом: они дешевле. Тем более, что иметь его лучше, чем обходиться смотровыми ямами. Крупные же СТОА, дилерские и технические центры, как правило, применяют также подъемники с пневмоприводом. Поэтому, учитывая, что сейчас идет процесс укрупнения предприятий автосервиса, ниже речь пойдет именно о таком приводе и двухстоечном стационарном подъемнике. В частности, о расчете его параметров. При этом введем следующие очевидные условия.

- 1. Пневмоподъемник имеет вертикальное расположение пневмоцилиндров.
- 2. Чтобы обеспечить пневматическую разгрузку привода от массы автомобиля, используются клапаны разгрузки (пневмозамки).
- 3. Чтобы организовать движение поршня вверх при закрытом разгрузочном клапане, в систему встраиваются обратные клапаны.
- 4. Управление скоростями движения воздуха обеспечивается с помощью специальных устройств пневматических дросселей.
- 5. Реверсирование движения платформы реализует электромагнитный распределитель с закрытым центром.

Пневматическая схема автомобильного подъемника представлена на рис. 1.

Принципиальная пневматическая схема двухстоечного стационарного автомобильного подъемника представлена на рис. 2.

Теперь собственно о расчете.

Допустим, что на этом пневмоподъемнике обслуживаются легковые автомобили массой m_a , сила G_a тяжести которых определяется по известной формуле (1),

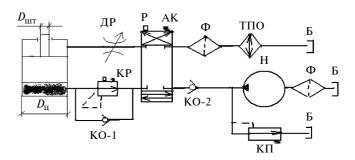


Рис. 1. Пневматический стационарный подъемник:

 $D_{\text{шт}}$ — диаметр штока; $D_{\text{ги}}$ — диаметр пневмоцилиндров; ДР — пневмодроссель; КР — пневмоклапан редукционный; КО-1, КО-2 — пневмоклапан обратный; Р — пневмораспределитель; АК — пневмоаккумулятор; Ф — фильтр; ТПО — теплообменник; Н — насос; КП — пневмоклапан предохранительный; Б — пневмобак

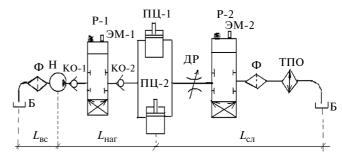


Рис. 2. Принципиальная пневматическая схема двухстоечного стационарного автомобильного подъемника:

Б — пневмобак; Н — насос; КО-1, КО-2 — пневмоклапан обратный; Р-1,2 — пневмораспределитель; ЭМ-1,2 — электромагнитное устройство с закрытым центром; ПЦ-1,2 — пневмоцилиндры; ДР — пневмодроссель; Ф — фильтр; ТПО — теплообменник; $L_{\rm BC}$ — всасывающая пневмолиния; $L_{\rm HAF}$ — нагнетательная пневмолиния; $L_{\rm CR}$ — сливная пневмолиния

приведенной в табл. 2. Очевидно, что внутренний диаметр d_i пневмолиний подвода рабочего воздуха к пневмоцилиндрам дает формула (2), а давление $p_{\Pi I}$ в пневмоцилиндрах — формула (3). Расход же $Q_{\Pi I}$ воздуха, подаваемого в пневмоцилиндр, и мощность $N_{\Pi I}$ пневмоцилиндра привода стационарного подъемника определяются соответственно по формулам (4) и (5), а динамический напор $H_{\Pi I}$ пневмоцилиндров — по формуле (6).

Следующий этап — расчет пневматических потерь в пневмолиниях. Выполняется он по участкам, на которые разбивают пневматическую систему. При этом под участком понимается часть трубопровода с разветвлениями, пропускающими одинаковое количество Q воздуха и имеющими одинаковый внутренний диаметр. Участок может включать линейные p_{π} и местные p_{π} потери, т. е. потери в пневмоаппаратах, поворотах, сужениях, расширениях. Определить пневмопотери можно с помощью зависимостей Альтшуля.



-

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G_a = mg$	m — масса легкового автомобиля; g — ускорение свободного падения
2	$d_i = K \sqrt{\frac{Q_{\text{ru}}}{\pi v_{\text{max}}}}$	$Q_{\rm \Gamma II}$ — расход воздуха на рассматриваемом участке пневмолинии; $v_{\rm max}$ — допустимая скорость течения воздуха в ней; K — число пневмоцилиндров
3	$P_{\text{fil}} = \frac{KG}{S} = K \frac{4G}{\pi D^2}$	S- площадь пневмоцилиндров; $D-$ диаметр пневмоцилиндра
4	$Q_{\text{fij}} = K v S = \frac{K v \pi D^2}{4}$	v — скорость движения поршня в пневмоцилиндрах
5	$N_{\text{гіц}} = p_{\text{гіц}} Q_{\text{гіц}}$	$P_{\scriptscriptstyle \Pi \mathrm{I}}$ — давление в пневмоцилиндрах; $Q_{\scriptscriptstyle \Pi \mathrm{I}}$ — расход воздуха в них
6	$H_{\Gamma II} = \frac{Kp_{\Gamma II}}{\rho g}$	ρ — плотность воздуха (ρ =1,2 кг/м ³)
7	$\Delta p = \sum \Delta p_{\mathrm{M}} + \sum \Delta p_{\mathrm{M}}$	$\Sigma \Delta p_{_{ m I}}$ — потери в линейных сопротивлениях; $\Sigma \Delta p_{_{ m M}}$ — потери в местных сопротивлениях
8	$\Delta p_{\rm J} = \frac{\rho \lambda I v^2}{d2g}$	λ — коэффициент пневматического сопротивления; d и l — диаметр и длина участка пневмолинии; v — истинная скорость воздуха на участке пневмолинии
9	$Re = \frac{vd}{v}$	υ — коэффициент кинематической вязкости воздуха (υ = 14,9 \cdot 10 6 = ${\rm M}^2/{\rm c}$)
10	$\lambda = \frac{64}{Re}$	Re — число Рейнольдса
11	$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$	_
12	$\Delta p_{\rm M} = \frac{\rho \xi v^2}{2g}$	ξ — коэффициент местного сопротивления
13	$\Sigma H = AQ^m$	A — сопротивление трубопровода; Q^m — расход воздуха через него (при ламинарном режиме течения и замене местных пневматических сопротивлений (пневмоаппаратов) трубами эквивалентной длины $m=1$)
14	$A = \frac{128v\psi}{\pi g d^4}$	$\psi = l + l_{ m 3KB}$ — расчетная длина трубопровода
15	$\sum H = (\sum_{n} An) \sum_{n} Q^{m}$	ΣH — полный напор; n — конечное сечение пневмолинии
16	$Q_{\rm Kp} = \frac{2300\pi dv}{4}$	_
17	$z + \frac{p_1}{v} + \alpha \frac{dv_1^2}{2g} =$ $= z + \frac{p_2}{v} + \alpha \frac{dv_2^2}{2g} + \sum H_i$	z — потенциальная энергия положения; p_1, p_2 — давление на входе и выходе участка соответственно; α — коэффициент Кориолиса; $dv_1/2g$ — кинетическая энергия потока на входе участка; $dv_2^2/2g$ — кинетическая энергия на выходе участка; v_1, v_2 — скорость потока на входе и выходе участка; H_i — суммарный полный напор i -го участка
18	$z + \frac{p}{v} + \alpha \frac{dv^2}{2g} = H$	$H-$ полный напор, т.е. полный запас удельной механической энергии жидкости в данном сечении потока, равной сумме трех удельных энергий потока — потенциальной энергии положения z и давления (p/v) и удельной кинетической энергии $(dv^2/2g)$
19	$\Delta H = \Delta H_{\rm J} + \Delta H_{\rm M}$	ΔH — суммарные потери напора по длине; $\Delta H_{\rm Л}$ — линейные потери; $\Delta H_{\rm M}$ — местные потери













Продолжение табл. 2

№ формулы	Формула	Примечания
20	$\Delta H_{\rm M} = z + \frac{P}{v}$	
21	$H_{a} = H_{d} - H_{s} + \frac{V_{d}^{2}}{2g} - \frac{V^{2}}{2g}$	H_d — гидростатическое давление на выходе из насоса, отнесенное к оси его вала; H_s — гидростатическое давление на выходе, также отнесенное к оси его вала; V_d — гидростатическая скорость на выходе из насоса
22	$H_{N_i} = H_{N-1} - H_{(N-1)-1}$	N — номер гидравлического участка

Пневматические потери Δp давления в пневмолиниях, потери в линейных $\Sigma \Delta p_{\rm Л}$ и местных сопротивлениях $\Sigma \Delta p_{\rm M}$ суммируются (7). При этом потери Δp давления в каждом линейном участке определяются по формуле (8).

Чтобы рассчитать коэффициент λ пневматического сопротивления, необходимо определить режим движения воздуха по числу Рейнольдса (9). Если оно меньше критического $Re \leq Re_{\rm Kp}$, то режим движения рабочего воздуха на данном участке — ламинарный, и его описывает формула (10), если же $Re > Re_{\rm Kp}$ — он турбулентный и для гладких пневматических труб λ может быть определен по формуле Блазиуса (11).

Потери $\Delta p_{\text{пот}}$ давления на местных сопротивлениях пневмолиний определяются по формуле (12), а суммарные (общие) потери этого давления — по уже упоминавшейся выше формуле (7).

Следующий этап расчета — определение характеристики пневмолинии (трубопровода), т. е. зависимость суммарной Σ H потери напора (давления) в пневмолинии от расхода Q, т. е. $\Sigma H = f(Q)$ или $\Delta p = \Sigma H = f(Q)$.

При ламинарном режиме течения характеристику пневмолинии обычно считают линейной и строят в виде прямой по двум точкам. Если же в линии имеется вентиль или другой пневмоаппарат со значительным сопротивлением, то ее линейность, естественно, нарушается и ее крутизна, выраженная графически, определяется диаметром и длиной пневмолинии, местными пневматическими потерями и вязкостью жидкости (в основном при ламинарном режиме).

Суммарные потери напора в общем случае объективно можно оценить по формуле (13). При ламинарном режиме течения и замене местных пневматических сопротивлений (пневмоаппаратов) трубами эквивалентной длины [2] с показателем m=1 — по формуле (14). Для трубопровода (пневмолинии) переменного сечения, состоящего из n участков (индекс n означает конечное сечение), ΣH складывается из суммы потерь напора на каждом из n участке (15). Формула (16) дает возможность определить расходы Q для трех типов — всасывающей магистрали, нагнетающей, когда $Q_2 = 1,1Q_{\rm BC}$, и для сливной, когда $Q_3 = 1,2Q_{\rm Har}$.

В заключение — о динамическом напоре пневматического насоса. Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу участка любого трубопровода, уравнение Д. Бернулли имеет вид формулы (17). Сумму трех ее первых членов можно представить в виде (18). В связи с этим уравнение Д. Бернулли можно записать в виде (19).

Известно, что статический напор $H_{\rm cT}$ в потоке отличается от динамического $H_{\rm d}$ (полного) напора на величину $dV^2/2g$, т. е. может быть подсчитан по формуле (20). Динамический же напор $H_{\rm d}$ пневматического насоса дает формула (21), а полный динамический напор $H_{\rm d}$ — в конце любого участка (22).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Сарбаев В. И., Селиванов С. С., Коноплев В. Н.** Механизация производственных процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. М., 2003. 284 с.
- 2. Вильнер А. М., Ковалев Я. Т., Некрасов В. В. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1976. 158 с.



УДК 656.132.039:004

В. А. Максимов, д-р техн. наук, проф., **О. В. Моложавцев**, соиск. МАДИ E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМ РАСХОДА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ ГОРОДСКИМИ АВТОБУСАМИ (ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ПЛАНИРОВАНИЯ)

В статье рассмотрен пример определения норм расхода запасных частей городскими автобусами (для целей планирования).

Ключевые слова: маршрутная норма, запасные части, статистическая информация, нормы расхода, маршрут движения.

Маршрутная норма расхода запасных частей устанавливается индивидуально для каждого линейного автобуса и более объективно учитывает как особенности маршрута движения, так и техническое состояние подвижного состава.

Индивидуальное нормирование позволяет рационально использовать запасные части при управлении автобусным предприятием и сокращать эксплуатационные расходы.

Индивидуальные маршрутные нормы расхода запасных частей могут также разрабатываться по конкретной марке автобуса.

Для расчета индивидуальных маршрутных норм расхода запасных частей приказом директора предприятия создается рабочая группа, в которую входят сотрудники технического отдела, ЦУПа, отдела эксплуатации, отдела АСКП и планово-экономического отдела. При необходимости к работе могут привлекаться сотрудники других производственных подразделений автобусного парка. Рабочую группу возглавляет главный инженер.

Определение индивидуальных маршрутных норм расхода запасных частей осуществляется:

- при ежегодном планировании потребности в запасных частях по маркам автобусов с разбивкой по кварталам и месяцам;
- при открытии новых автобусных маршрутов;
- при изменении трассы автобусного маршрута движения;
- при вводе в эксплуатацию новых автобусов.

Реализация "Методики..." предусматривает несколько этапов (рис. 1):

• сбор статистической информации о техникоэксплуатационных показателях по каждому из

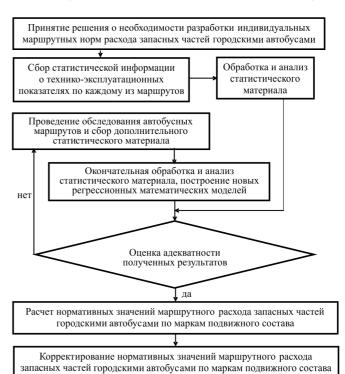


Рис. 1. Структурная схема реализации методики нормирования маршрутного расхода запасных частей городских автобусов







закрепленных маршрутов сети парка (при необходимости выполняется обследование маршрута);

- обработку и анализ статистического материала;
- при необходимости построение математических моделей маршрутного расхода запасных частей.

На первом этапе службой перевозок (отделом эксплуатации) представляется закрепление автобусов за маршрутами, схема маршрутной сети парка с обозначением начальных, конечных и технологических остановок, поворотов, светофоров, пересечений с главной дорогой, а также указываются длина оборотного маршрута, время оборотного рейса и плотность транспортного потока на маршруте. На этом этапе реализации "Методики..." выполняется сбор статистического материала по каждому маршругу транспортной сети парка.

Техническим отделом формируется справка о наличии линейных автобусов на начало планового периода, где указываются гаражные номера автобусов, их пробег с начала эксплуатации и возраст (год ввода в эксплуатацию).

Для сбора статистического материала по маршрутной сети и подвижному составу целесообразно использовать данные ЕАСУ ФХД (рис. 2).

Второй этап "Методики..." представляет собой статистическую обработку и анализ информации о факторах условий эксплуатации городских автобусов, где определяется ее представительность и точность. В случае если получена недостаточно представительная выборка, то проводится дополнительный сбор информации.

На третьем этапе, используя полученные статистические данные, выполняется анализ, а при необходимости и построение регрессионных математических моделей маршрутного расхода запасных частей городскими автобусами.

Нормирование маршрутного расхода запасных частей городскими автобусами в эксплуатации осушествляется с использованием специальной математической модели.

На четвертом этапе выполняется корректирование норм расхода запасных частей с учетом инфляции, модификации подвижного состава и природноклиматических условий.

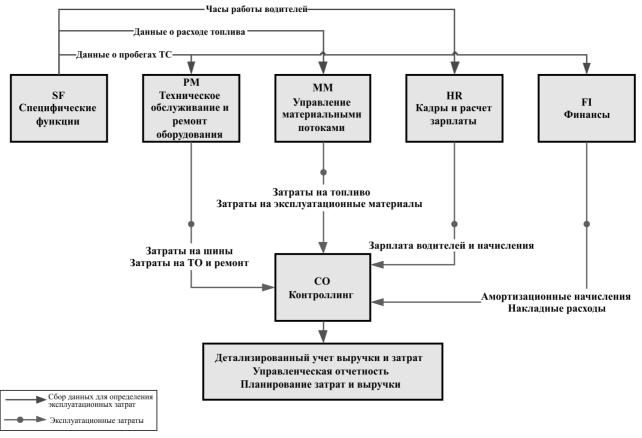


Рис. 2. Структурная схема ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс"

20

Грузовик, 2014, № 7











Исходные данные для расчета

Условные номера маршрутов	Средняя эксплуатационная скорость, V_{\Im} , км/ч	Протяженность перегона, <i>I</i> _{пер} , км	Коэффициент использования пассажиро- вместимости, у	Протяженность маршрута, км	Пробег автобусов с начала эксплуатации, тыс. км	"Возраст" автобусов, лет
1 2	18,64	0,272	0,5	12,0	230	3,5
	26,3	0,763	0,5	20,0	436	7,2

Индивидуальная маршрутная норма расхода запасных частей городскими автобусами в эксплуатации определяется по формуле:

$$\begin{split} H_{^{3\text{H}}ij} &= (-1,383 - 0,077 V_{9j} - 0,702 l_{\text{пер}j} + 8,298 \gamma_j - \\ &- 0,026 L_{Mj} + 0,004 L_{ij} + 0,263 B_{ij}) K_{_{\text{H}}} K_2 K_3, \end{split} \tag{1}$$

где H_{3 ч $ij}$ — индивидуальная норма расхода запасных частей i-м автобусом на j-м маршруте, руб/км; $V_{\ni i}$ средняя эксплуатационная скорость на ј-м маршруте, км/ч; $l_{\text{пер}j}$ — средняя длина перегона на j-м маршруте, км; γ_j — плановое (прогнозное) значение коэффициента использования пассажировместимости наj-м маршруте; L_{Mj} — протяженностьj-го маршрута, км; L_{ii} — пробег с начала эксплуатации i-го автобуса j-го маршрута, тыс. км; B_{ij} — "возраст" i-го автобуса j-го маршрута, лет; $K_{\rm u}$ — коэффициент, учитывающий уровень инфляции цен на запасные части (прогнозные значения коэффициента определяются по данным Минэкономразвития, фактические значения коэффициента определяются по данным Росстата); K_2 — коэффициент, учитывающий модификацию подвижного состава и организацию его работы (определяется по "Положению о ТО и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта"); K_3 — коэффициент, учитывающий природно-климатические условия (определяется по "Положению о ТО и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта").

Рассмотрим пример расчета индивидуальной маршрутной нормы расхода запасных частей городскими автобусами в эксплуатации.

І. Постановка задачи.

В ходе изучения технико-экономических параметров маршрутной сети одного из автобусных парков была получена информация о факторах условий эксплуатации (таблица).

Анализ этой информации показал, что характеристики маршрутов существенно различаются.

Требуется определить норматив маршрутного расхода запасных частей автобусов ЛиАЗ-5256.25.

II. Решение.

Выполним расчет норматива маршрутного расхода запасных частей городских автобусов ЛиАЗ-5256.25 с учетом данных таблицы и формулы (1) для условий города Москвы.

Для маршрута № 1 маршрутный расход запасных частей городских автобусов ЛиАЗ-5256.25 составит:

$$\begin{split} H_{3\text{ч}1} &= (-1,383 - 0,077V_{9j} - 0,702l_{\text{пер}j} + 8,298\gamma_j - \\ &- 0,026L_{Mj} + 0,004L_{ij} + 0,263B_{ij})K_{\text{H}}K_2K_3 = \\ &= (-1,383 - 0,077 \cdot 18,64 - 0,702 \cdot 0,272 + \\ &+ 8,298 \cdot 0,5 - 0,026 \cdot 12,0 + 0,004 \cdot 230 + \\ &+ 0,263 \cdot 3,5) \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1 = 2,99 \text{ py6/km}. \end{split}$$

Для маршрута № 2 маршрутный расход запасных частей городских автобусов ЛиАЗ-5256.25 составит:

$$\begin{split} H_{3\text{ч}2} &= (-1{,}383 - 0{,}077V_{\text{э}j} - 0{,}702I_{\text{пер}j} + 8{,}298\gamma_j - \\ &- 0{,}026L_{Mj} + 0{,}004L_{ij} + 0{,}263B_{ij})K_{\text{\tiny H}}K_2K_3 = \\ &= (-1{,}383 - 0{,}077 \cdot 26{,}3 - 0{,}702 \cdot 0{,}763 + 8{,}298 \cdot 0{,}5 - \\ &- 0{,}026 \cdot 20{,}0 + 0{,}004 \cdot 436 + \\ &+ 0{,}263 \cdot 7{,}2) \cdot 1{,}12 \cdot 1 \cdot 1 = 3{,}72 \text{ руб/км}. \end{split}$$

Ответ

Норматив маршрутного расхода запасных частей городских автобусов ЛиАЗ-5256.25 на текущий год должен составить:

- для маршрута № 1-2,99 руб/км;
- для маршрута № 2 3,72 руб/км.

Опытно-производственное опробование разработанной методики проводилось в филиалах "11 автобусный парк" и "14 автобусный парк" ГУП "Мосгортранс" и дало хорошие положительные результаты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Техническая** эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и дополн. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. М.: Наука, 2001. 535 с.
- 2. **Положение** о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. трансп. РСФСР. М.: Транспорт, 1988. 78 с.
- 3. **Правила** организации пассажирских перевозок на автомобильном транспорте. М., 1983. 512 с.

УДК 656.132.025.2.(597)

А. В. Стрыгин, д-р экон. наук, проф., Тхак Минь Куан, аспирант, МАДИ

E-mail: acphil@mail.ru

СОЦИАЛЬНЫЕ ПОСЛЕДСТВИЯ И ОЦЕНКА РАЦИОНАЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА В БОЛЬШИХ ГОРОДАХ ЮГО-ВОСТОЧНОЙ АЗИИ (НА ПРИМЕРЕ ХАНОЯ)

Бурный рост населения в крупных российских городах требует изучения зарубежного опыта организации движения пассажирского транспорта, и в частности в странах Юго-Восточной Азии, где численность городского населения возрастает в таких же пропорциях и схожими темпами, что и в России. В работе представлены результаты социологических оценок населения Ханоя по итогам предложений рационализации городского пассажирского транспорта.

Ключевые слова: пассажиропотоки, автобусы малой вместимости, социально-экономическая значимость.

Основной проблемой организации движения пассажирского транспорта в многонаселенных городах Юго-Восточной Азии, и в частности Ханое, является обилие частных мобильных моторизованных средств передвижения, к которым в первую очередь принадлежат мотоциклы, мотобайки, мопеды и мотороллеры. При этом в силу ряда ментальных причин, а также вследствие сравнительно малой стоимости при наличии высокого качества ходовых и эксплуатационных параметров, наиболее популярным, а значит, и массовым из них видом стал мотобайк.

Особенности организации и развития пассажирских перевозок в Ханое

Еще немногим более четверти века назад главным видом личного двухколесного транспорта на городских улицах был велосипед, что создавало определенные сложности как в части регулирования дорожного движения, так и в области перегрузки городских магистралей.

Рост благосостояния населения, сопровождаемый увеличением поставок из-за рубежа недорогих моторизованных двухколесных средств передвижения, привел к практически тотальной замене велосипеда на мотоцикл и мотобайк с доминированием последнего.

Все это привело к еще большему усложнению ситуации управления дорожным движением, большей загруженности основных магистралей, что создало дополнительные трудности в организации движения общественного транспорта, привело к непроизводительным потерям времени. В дополнение ко всему, выброс отработавших газов от мотобайков загрязняет окружающую среду. В итоге назрела существенная необходимость, с одной стороны, сократить численность частных мотобайков и их передвижение по городским магистралям, а с другой стороны более рационально построить работу общественного городского пассажирского транспорта.

В качестве стратегического направления решения выявленной проблемы авторы сконцентрировали свое внимание на совершенствовании управления дорожным движением на примере сложившейся транспортной системы Ханоя, после чего ими были распространены среди пассажиров наиболее напряженных и стратегически важных для города пассажирских маршрутов экспертные листы, обработка которых позволила получить интересные результаты, послужившие основой дальнейшего описания.

При этом город не характеризуется однородностью своей инфраструктуры, а представляет собой единство четырех более или менее однородных с точки зрения организации и функционирования наземного пассажирского транспорта регионов, связанных между собой социально значимыми автобусными маршрутами. Наиболее напряженными из них являются те, которые проходят через центр города.

Именно они выбраны в качестве тестовых для проведения обследования поездок жителей прилегающих кварталов, а также пользователей мотобайков, основное время передвижения которых происходит на территории, по которым пролегают отмеченные маршруты.

Социология городских пассажирских перевозок Ханоя

Как показало проведенное социологическое обследование, примерно 60 % мужского населения выбранных районов и такой же процент женщин являются владельцами мотобайков, активно используемых в дневное время для передвижения по городу.

К ним следует добавить транзитных владельцев мотобайков из других городских районов. Это около 80 % мужской и 73 % женской части населения Ханоя. Такой поток двухколесных транспортных средств приводит к непроизводительным временным потерям пассажиров автобусов.

Основными владельцами мотобайков является наиболее активная часть городского населения в возрасте от 19 до 59 лет. 74,9 % приходится на наиболее активный возраст в диапазоне 30—39 лет.

Общее количество пользователей мотобайков сконцентрировано в возрастном диапазоне 19—59 лет и колеблется в пределах 80,6—84,4 %, иными словами, статистическая погрешность в интенсивном передвижении наиболее активного трудового населения отсутствует. Вместе с тем, 62,6 % молодежи до 18 лет, не являясь владельцами личного мототранспорта, являются его активными пользователями, что, несомненно, только осложняет дорожно-транспортную ситуацию на городских улицах, поскольку их потребности в использовании мотобайков могут быть связаны с регулярными поездками к местам учебы и обратно.

Среди молодежи основными категориями владельцев мотобайков являются лица, закончившие среднее (24,5 %) либо высшее (30,0 %) учебные заведения. Иными словами, именно они и становятся постоянными участниками дорожного движения, составляя его наиболее сознательную и дисциплинированную часть. При этом именно учащиеся, имеющие личные мотобайки (50,1 %), составляют группу наибольшего риска на улицах города.

Экономические особенности автобусных перевозок в Ханое

Наименее обеспеченные владельцы мотобайков составляют "уличное большинство" (30,2—33,2%). На вопрос о примерном месячном доходе 31,5—44,9% именно из них не дали ответа. Это обстоятельство требует особого внимания с точки зрения ментального отношения этих людей к бережному использованию транспортных средств, поскольку лица, скрывающие свои доходы, в наибольшей степени тяготеют не дорожить своей собственностью, а значит, и относятся к потенциально опасной социальной группе на городских улицах, осложняя и затрудняя дорожное движение.

Рассмотренные данные убедительно показывают: сколь высок уровень использования мотобайков на улицах Ханоя, а значит, и сколь серьезна проблема по совершенствованию организации пассажирских перевозок городским (автобусным) транспортом общего пользования. Ведь обилие мотобайков практически не оставляет городским властям иного выхода, как максимально снизить количество эксплуатируемых в городе мототранспортных средств.

Разрешение этой проблемы сопряжено с острым социально-экономическим аспектом: насколько

люди, купившие мотобайки, готовы добровольно, хотя бы частично, отказаться от их использования и тем самым участвовать в деле стабилизации функционирования всей системы общественного транспорта вьетнамской столицы.

Подавляющее большинство респондентов (76,5%), владеющих мотобайками, и 87,8%, не являющихся их собственниками, осознавая важность проблемы и неизбежность ее радикального решения, готовы добровольно отказаться от использования для городских перемещений мотобайков и пересесть на маршрутные такси (автобусы малой вместимости). По их мнению, это обеспечит им быстрое и комфортабельное передвижение. Вместе с тем, настораживает большое число респондентов, отказавшихся дать однозначный ответ на поставленный вопрос.

При такой ситуации рациональный путь разрешения проблемы — опытное (экспериментальное) опробование параллельной эксплуатации на избранных маршрутах автобусов и маршрутных такси (автобусов малой вместимости). Именно это и было предложено руководству городского транспорта в Ханое.

Заключение

Со второго полугодия 2013 г. на наиболее напряженных маршрутах в центре Ханоя вместе с городским автобусным парком были выведены на линию разномарочные и экономичные в эксплуатации автобусы малой вместимости. По истечении некоторого времени городские власти смогут сравнить реальные эксплуатационные показатели работы маршрутных такси разных марок, чтобы позже закупать наиболее выгодные машины с таким расчетом, чтобы использовать их и на других пассажирских маршрутах Ханоя.

Экспресс-оценка мнений пассажиров после введение в эксплуатацию автобусов малой вместимости на шести опытных маршрутах свидетельствует, что нововведение оказалось оправданным. Производственно-экономические результаты опытной эксплуатации автобусов малой вместимости показывают, что динамика соотношения финансовых расходов и приходов городского автобусного транспорта имеет положительную тенденцию, что подтверждает правильность наших предложений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Тхак Минь Куан. Политика стратегического управления движением транспорта в Ханое. Транспортное дело России № 2(105), 2013. С. 178—181.
- 2. **Тхак Минь Куан.** Сети общественного пассажирского транспорта в Ханое (СРВ): Состояние и перспективы развития. Транспортное дело России № 12(97), 2011. С. 161—164.
- Тхак Минь Куан. Современные проблемы развития и модернизации городских пассажирских перевозок в СРВ. — Транспортное дело России № 12(97). 2011. С. 165—167.

УДК 662.753

А. А. Хазиев, канд. техн. наук, доц., МАДИ

E-mail: madi-chim@mail.ru

МЕТОД ОЦЕНКИ КОНЦЕНТРАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО БЕНЗИНА В РАБОТАВШЕМ МОТОРНОМ МАСЛЕ

В статье описан метод оценки концентрации автомобильного бензина в моторном масле.

Ключевые слова: моторное масло, температура вспышки в открытом тигле, концентрация бензина.

Количество колесных транспортных средств в РФ неуклонно растет. Только за 2013 г. в России было реализовано 2,78 млн новых легковых машин и легких коммерческих автомобилей.

По состоянию на 1 января 2014 г. в России насчитывалось 53,3 млн транспортных средств, в том числе 41,2 млн легковых автомобилей, 6,0 млн грузовых и 886,9 тыс. автобусов [1].

Современные легковые автомобили имеют высокие динамические и экологические показатели, большой заявленный ресурс по пробегу, длительное гарантийное обеспечение, которое достигает 5 лет, или 150 тыс. км по пробегу. Вместе с тем, их двигатели выходят из строя зачастую через несколько тысяч км пробега из-за масляного голодания, вызванного попаданием в моторное масло автомобильного бензина.

Бензин попадает в моторное масло при эксплуатации автомобиля в следующих случаях.

- 1. Неполное сгорание топлива в результате неисправности цилиндро-поршневой группы и газораспределительного механизма (потеря компрессии вследствие залегания поршневых колец, неплотной посадки клапанов и др.), системы зажигания (неисправности свечей зажигания, катушек зажигания и др.), системы подачи топлива (неисправности форсунок и др.).
- 2. Неполное сгорание топлива в результате применения недоброкачественного топлива.

Результаты испытаний топлива в лаборатории МАДИ-ХИМ свидетельствуют о том, что самая большая проблема последнего времени — рост количества образцов автомобильного бензина, не соответствующих нормативно-технической документации (НТД) по показателю "фракционный состав" (рис. 1) [2], доля которого достигла в 2013 г. 43 %.

В большинстве случаев отклонение по фракционному составу связано с превышением нормативного значения температуры конца кипения.

Температура конца кипения характеризует содержание тяжелых фракций в бензине и влияет на полноту испарения топлива, разжижение масляной пленки в цилиндрах двигателя, полноту сгорания, токсичность выхлопа, а также на экономичность и износ силового агрегата.

Поскольку тяжелые углеводороды испаряются в камере сгорания двигателя не полностью, то, оставаясь в капельно-жидком состоянии, они могут проникать через зазоры между цилиндром и поршневыми кольцами в картер двигателя, что приводит к разбавлению моторного масла бензином.

Тяжелые фракции бензина, осевшие на стенках цилиндра, смывают смазочную пленку, разжижают масло и увеличивают износ цилиндро-поршневой группы двигателя. Несгоревшее топливо осаждается также на поверхностях камеры сгорания и порш-

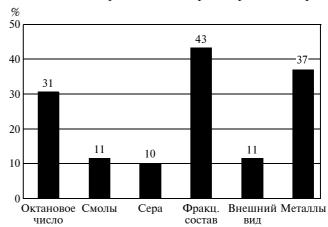


Рис. 1. Удельный вес показателей автомобильного бензина, не соответствующих НТД (за 2013 г.)

ней в виде нагара, который инициирует детонационное сгорание и калильное зажигание.

Чтобы снизить отрицательное влияние тяжелых углеводородов на процесс смесеобразования в цилиндрах двигателя в соответствии с введенным с 01.07.2002 ГОСТ Р 51866—2002 "Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин. Технические условия" [3], температура конца кипения автомобильных бензинов Премиум Евро-95 и Супер Евро-98 снижена до 210 °С по сравнению с температурой конца кипения для бензинов Нормаль-80 и Регуляр-92, равной 215 °С согласно ГОСТ Р51105—97 [4].

3. Частые холодные пуски и поездки на непрогретом двигателе на короткие расстояния.

При пуске холодного двигателя автомобиля вследствие недостаточного испарения топлива и усиленного оседания его на холодных стенках двигателя возникают конденсационные потери бензина. Рабочая смесь становится бедной. Чтобы компенсировать это и облегчить пуск холодного двигателя, производится впрыск дополнительного топлива, количество которого зависит от температуры окружающего воздуха и температуры силового агрегата. Обогащение смеси при пуске холодного двигателя приводит к падению коэффициента избытка воздуха ниже единицы. Низкая температура деталей двигателя приводит к конденсации на стенках цилиндра и попаданию в поддон картера не только неиспарившегося бензина, но и воды, выделяющейся в больших количествах при сгорании топлива [5].

4. Длительная работа двигателя на минимальных оборотах холостого хода (характерно для городских условий движения).

Чтобы обеспечить устойчивую работу двигателя на минимальных оборотах, блок управления двигателем увеличивает время открытия форсунок, обогащая топливную смесь.

Учитывая, что температура масла в поддоне двигателя обычно составляет $100-120\,^{\circ}\mathrm{C}$, а температура кипения автомобильного бензина достигает $210-215\,^{\circ}\mathrm{C}$ [3, 4], все топливо даже через продолжительное время из поддона картера двигателя не испарится.

Имеющиеся данные позволяют описать процессы, происходящие с моторным маслом.

При работе двигателя, особенно при наличии одной из перечисленных причин, топливо через зазоры между поршневыми кольцами и стенками цилиндров попадает в поддон картера и непосредственно в масло.

Процесс накопления автомобильного бензина в моторном масле ускоряется при наложении нескольких причин, например 2 и 3, 2 и 4, 1 и 3 и т. д.

При этом одновременно идут процессы понижения вязкости смазочного материала, окисления

присадок масла, испарения бензина из масла, накопления низкотемпературного шлама, который образуется в двигателе в условиях низких температур работы силового агрегата при взаимодействии картерных газов, содержащих остатки топлива и воды, с маслом, ускоренное срабатывание присадок и ухудшение свойств самого смазочного материала.

Как видно из результатов, представленных на рис. 2, при накоплении в моторном масле более 3 % бензина противоизносные свойства (диаметр пятна износа, мм) такого масла резко ухудшаются до уровня противоизносных свойств обычного индустриального масла И-20А [6].

Как следствие, эффективность моторного масла снижается, наступает масляное голоданием и двигатель автомобиля в большинстве случаев выходит из строя.

Установить причину отказа силового агрегата в таких случаях удается по снижению температуры вспышки масла в открытом тигле. При этом однозначно ответить на вопрос, сколько топлива попало в моторное масло, технические специалисты и автоэксперты до настоящего времени не в состоянии.

Температура вспышки в открытом тигле почти всегда указывается в списке типовых характеристик моторного масла. Она связана с фракционным составом масла и структурой молекул базовых компонентов и является важной по нескольким причинам [7]:

- 1) это показатель пожароопасности масла, поэтому предпочтительнее более высокое значение температуры вспышки;
- 2) показывает присутствие летучих фракций в составе масла, которые быстрее испаряются в работающем двигателе;

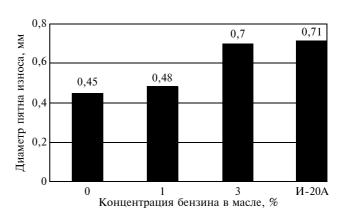
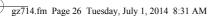


Рис. 2. Зависимость противоизносных свойств синтетического масла *AC Delco* от содержания в нем бензина Au-95, мм (испытания на четырехшариковой машине трения по ГОСТ 9490—75: материал контактирующих тел — шарикоподшипниковая сталь ШX15, нагрузка — 200 H, частота вращения N = 1800 мин⁻¹, время испытаний — 1 ч)



Таблина 1 Браковочные показатели работавших масел (извлечение) [8]

Показатели	Значения показателей масла для		
Показатели	карбюраторных двигателей	дизельных двигателей	
Изменение вязкости, %:			
прирост	25	35	
снижение	20	20	
Снижение температуры вспышки, °С, не более	20	20	
Содержание топлива, %, не более	0,8	0,8	
	I	I	

3) при анализе работающего масла по понижению температуры вспышки легко определяется, разбавлено ли масло топливом.

Для современных моторных масел, предназначенных для бензиновых двигателей, этот показатель составляет 210...230 °C, а для масел, используемых в силовых агрегатах, работающих на газообразном топливе, -240...250 °C.

Снижение температуры вспышки в открытом тигле у работавшего смазочного материала на 20 °C свидетельствует о попадании критического количества топливных фракций в моторное масло и потере его ресурса (табл. 1) [8].

Температура вспышки в открытом тигле — это наименьшая температура, при которой пары нагретого масла образуют с воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении открытого пламени.

Исследователи [9] приводят данные о том, что "при попадании в масло 1 % бензина температура вспышки снижается с 200 до 170 °C, а при наличии в масле 6 % бензина — почти в 2 раза" (рис. 3).

Зависимость температуры вспышки в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина в моторном масле Дп-11 представлена в табл. 2 [10].

Таким образом, результаты проведенных ранее исследований позволили установить:

- 1) при попадании автомобильного бензина в моторное масло его температура вспышки снижается;
- 2) динамика изменения температуры вспышки в открытом тигле у разных исследователей имеет большую вариацию (рис. 4).

Причина нестабильности изменения температуры вспышки в открытом тигле от концентрации бензина, на наш взгляд, связана в большей степени с использованием в экспериментах разных марок моторного масла и бензина различного фракционного состава.

Поэтому мы решили провести свое исследование в испытательной лаборатории МАДИ-ХИМ.



Рис. 3. Зависимость температуры вспышки в открытом тигле от содержания в масле автомобильного бензина

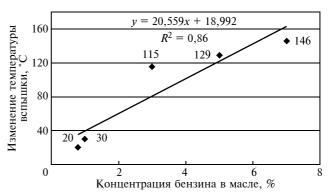


Рис. 4. Зависимость изменения температуры вспышки в открытом тигле от содержания в масле автомобильного бензина (по данным [8—10])

Таблина 2 Влияние концентрации автомобильного бензина в моторном масле Дп-11 на его температуру вспышки в открытом тигле

Концентрация в масле бензина, %	Температура вспышки в открытом тигле, °C
0	194
3	79
5	65
7	48

Цель исследования: оценить содержание автомобильного бензина в моторном масле по снижению температуры вспышки в открытом тигле.

В качестве объектов исследования использовались моторные масла класса SAE 10W-30 и SAE 20W-60 и фракция автомобильного бензина марки Премиум Евро-95, вид I, класс D, с температурой кипения 100-210 °C.

Выбор более узкого диапазона по фракционному составу вызван стремлением более точно описать при исследовании происходящие в двигателе про-

цессы. В работающем силовом агрегате температура моторного масла находится на уровне 100 °C и, соответственно, легкие фракции бензина (кипящие при температуре менее 100 °C) через короткий промежуток времени испаряются из масла.

Измерение температуры вспышки моторного масла в открытом тигле проводилось в соответствии с ГОСТ 4333—87 "Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле" [11].

При исследовании в моторное масло микробюреткой добавлялось определенное количество автомобильного бензина и производилось измерение температуры вспышки смеси в открытом тигле.

Порядок проведения исследования:

- свежее моторное масло взбалтывалось в заводской упаковке;
- с помощью мерного цилиндра отмерялось 100 мл моторного масла, после чего его переливали в специально подготовленный резервуар для смешивания;
- автомобильный бензин отбирали микробюреткой в определенном количестве и переливали в резервуар для смешивания;
- смесь моторного масла и бензина интенсивно перемешивали в течение 1 мин, чтобы добиться равномерного распределения автомобильного бензина во всем объеме моторного масла;
- подготовленную смесь моторного масла и бензина переливали в тигель до мерной риски;
- тигель устанавливали на нагревательный элемент прибора ТВ-2 (рис. 5);
- прибор включался, и интенсивность нагрева масла поддерживалась на уровне 14—17 °С в мин;

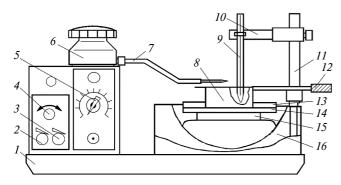


Рис. 5. Аппарат для определения температуры вспышки в открытом тигле:

1— основание; 2— регулятор длины пламени фитиля; 3— регулятор длины пламени запальника; 4— кран подачи газа; 5— ручка регулировки нагрева; 6— ручка запальника; 7— запальник; 8— тигель; 9— термометр; 10— зажим; 11— стойка; 12— ручка тигля; 13— асбестовая прокладка; 14— нагревательная пластина; 15— нагревательный элемент; 16— термоблок

- при приближении к ожидаемой температуре вспышки (когда температура образца будет на 56°С ниже, чем ожидаемая температура вспышки) интенсивность нагрева снижалась до скорости 5—6°С в мин;
- начиная с температуры на 28 °С ниже, чем ожидаемая температура вспышки, запальным устройством проводили над краем тигля в одну сторону, время нахождения пламени над тиглем составляло 1 с, операцию повторяли через каждые два градуса.

Температуру, при которой происходила синяя вспышка, сопровождающаяся легким хлопком, фиксировали как температуру вспышки образца. При неявной вспышке ее подтверждали после повышения температуры моторного масла на два градуса.

В ходе исследования были проведены измерения температуры вспышки при объемных соотношениях автомобильного бензина в моторном масле в интервале 0-12~% с шагом в 2~%.

Результаты исследования для моторных масел классов 5W-30 и 20W-60 представлены на рис. 6, 7.

Лабораторные испытания позволили установить, что при концентрации автомобильного бензина в моторном масле 2% температура вспышки в открытом тигле снижается на 20-30 °C, превышая рекомендованные браковочные характеристики для этого показателя.

Таким образом, в ходе эксперимента удалось выяснить, что реальное количество бензина в работавшем масле, характеризующемся снижением температуры вспышки на 20 °C, в 2—3 раза больше по сравнению с данными, известными ранее [8—10].

Числовые коэффициенты полученных регрессионных моделей (угол наклона прямой и свободный член), а также характер поведения графиков зависимости температуры вспышки моторных масел в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина свидетельствуют об одинаковой природе этого явления.

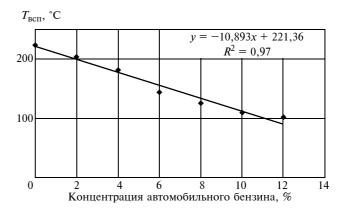


Рис. 6. Зависимость температуры вспышки в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина для моторного масла 5W-30

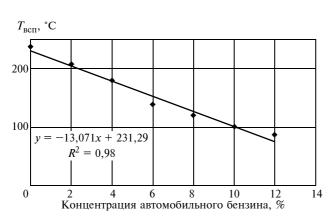


Рис. 7. Зависимость температуры вспышки в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина для моторного масла 20*W*-60

Математическая модель, построенная на общем корреляционном поле зависимости температуры вспышки в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина для моторных масел 5W-30 и 20W-60, имеет вил:

$$y = -12,304x + 223,11,$$
 (1)

где y — значение температуры вспышки в открытом тигле исследуемого образца моторного масла, °C; x — концентрация автомобильного бензина в образце моторного масла, %.

В свежем масле бензина нет. Соответственно, x=0. Тогда в общем случае $y=T_{\rm BCII}$.

Поскольку температура вспышки в открытом тигле у различных масел разная, запишем модель зависимости температуры вспышки в открытом тигле от концентрации автомобильного бензина для моторных масел в общем виде:

$$y = -12,304x + T_{BC\Pi}. (2)$$

Выразим концентрацию автомобильного бензина в зависимости от температуры вспышки в открытом тигле:

$$x = \frac{T_{\text{BCII}} - y}{12.304},\tag{3}$$

где $T_{\rm BC\Pi}$ — температура вспышки в открытом тигле свежего моторного масла, выбирается из типичных характеристик или по результатам испытания свежего моторного масла, °С; y — замеренное значение температуры вспышки в открытом тигле исследуемого образца моторного масла, °С; x — концентрация автомобильного бензина в исследуемом образце моторного масла, %.

Полученная математическая модель зависимости концентрации автомобильного бензина в мо-

торном масле от температуры вспышки в открытом тигле позволяет:

- по замеренной температуре вспышки в открытом тигле с приемлемой точностью оценивать концентрацию автомобильного бензина в работавшем моторном масле;
- анализировать причины попадания автомобильного бензина в моторное масло и выявлять объективную картину процессов, происходящих в двигателе автомобиля;
- разработать комплекс мер по предупреждению попадания автомобильного бензина в двигатель конкретного автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Официальный сайт ГИБДД МВД России [электронный ресурс]: Сведения о количестве транспортных средств и прицепов к ним. М.: ГИБДД МВД России по г. Москве, 2014. Режим доступа: http://www.gibdd.ru/upload/iblock/278/27879c0d11880b4 b7d8008048db42694.pdf, свободный. Загол. с экрана.
- 2. **Хазиев А. А.** Требования к автомобильному бензину, состояние качества бензина в Московском регионе и его влияние на отказы современных двигателей / Транспорт на альтернативном топливе. 2013, вып. № 6(36). С. 63—67.
- 3. **ГОСТ** Р 51866—2002 "Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин. Технические условия". М.: Стандартинформ, 2009. 22 с.
- 4. **ГОСТ** Р 51105—97 Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2009. 8 с.
- 5. **Лаушкин А. В.** Причины обводнения моторного масла в эксплуатации / А. В. Лаушкин, А. А. Хазиев. Вестник МАДИ. 2012, вып. № 1(28). С. 63—67.
- 6. **{Электронный ресурс]:** Компрессия и ресурс масла. 2013. Режим доступа: http://www.keeeson-hightech. narod.ru/s3.htm, свободный. Загол. с экрана.
- 7. **Химмотология** горюче-смазочных материалов / А. С. Сафонов, А. И. Ушаков, В. В. Гришин. Санкт-Петербург: НПИКЦ, 2007. 488 с.
- Васильева Л. С. Автомобильные эксплуатационные материалы: Учеб. для вузов. М.: Наука-Пресс, 2003. 421 с.
- Картошкин А. П. Смазочные материалы для автотракторной техники / Справочник: учеб. пособие для студ. учреждений сред. проф. образования. М.: Издательский центр "Академия", 2012. 240 с.
- 10. **Регенерация** отработанных нефтяных масел / П. И. Шашкин, И. В. Брай 2-е изд., испр. и доп. М.: Издательство "Химия", 1970. 303 с.
- ГОСТ 4333—87 Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле. — М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. — 9 с.
- 12. **Хазиев А. А.** Способ определения содержания автомобильного бензина в моторном масле / А. А. Хазиев, С. А. Холондач, Н. Н. Сугатов, М. В. Волков. Автотранспортное предприятие. 2013, вып. № 11(28). С. 35—38.



УДК 621.436

В. А. Лущеко, аспирант, В. Н. Никишин, д-р техн. наук, проф.

E-mail: luvasiliy@yandex.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Представлено экспериментальное и расчетное исследование теплового состояния турбокомпрессора TKP7 автомобильного дизеля V8 при работе его на номинальном режиме и после резкого останова.

Ключевые слова: дизель, турбокомпрессор, тепловое состояние.

(Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

В соответствии с требованиями современных потребителей ресурс грузовых автомобилей должен составлять не менее 1 000 000 км, что также относится и к дизелю. Современные автомобильные дизели имеют высокую степень форсирования с помощью наддува, осуществляемую турбокомпрессорами (ТКР). Ресурс ТКР должен составлять не меньше ресурса самого двигателя и всего автомобиля в целом. Таким образом, к его конструкции предъявляются жесткие требования по надежности, которая, в свою очередь, определяется надежной работой его узла подшипников.

Известно, что резкий останов двигателя с номинального режима работы негативно сказывается на работоспособности ТКР. В отечественной литературе исследованию данного вопроса посвящены работы [1, 2].

Авторами представленной статьи проведено исследование теплового состояния турбокомпрессора ТКР7, устанавливаемого на автомобильный дизель V8ЧН 12/13 мощностью 300 кВт.

На рис. 1 показана схема расположения двух ТКР7 с импульсной системой наддува.

Конструктивная схема узла подшипников ТКР7 представлена на рис. 2.

В представленной конструкции ТКР для ограничения радиального перемещения вала ротора δ используются подшипники скольжения плавающего типа, содержащие два смазочных слоя: внутренний — между стальным валом ротора δ и бронзовыми втулками δ , δ и внешний — между втулками δ , δ и корпусом подшипников δ , изготовленного из высокопрочного чугуна. Фактически подшипник скольжения ТКР с вращающимися втулками состоит из двух

подшипников, которые условно называют внутренним и внешним. Диаметральный размер внешнего подшипника составляет 0,085...0,11 мм, а внутреннего 0,045...0,052 мм. Масло по сверлениям диаметром 4 мм в корпусе подшипников 7 подается под давлением, достигающим 500 кПа, во внешний подшипник и далее по четырем отверстиям диаметром 2 мм в каждой из вращающихся втулок 5 и 6 поступает во внутренний подшипник. При вращении вала ротора с угловой скоростью ω₁ масляный слой внутреннего подшипника увлекает за собой втулки 5 и 6. Угловая скорость вращения втулок ω2 зависит от геометрических и режимных параметров внутреннего и наружного подшипников, а также от физических свойств масла. При вращении втулок во внешнем подшипнике возникает дополнительная гидродинамическая несущая сила, принимающая участие в подавлении колебаний, возникающих при вращении ротора с частотой, достигающей $100\ 000\ \text{мин}^{-1}$.

На двигателе турбина ТКР7 работает при переменном по времени давлении газа, поэтому осевое усилие от действия газа на колесо турбины также переменно, и это переменное осевое усилие воспринимается осевым подшипником 3, представляющим из себя отдельную плоскую бронзовую шайбу. Масло к осевому подшипнику подается по сверлению диаметром 4 мм, выполненному в корпусе подшипников 7. Далее по каналу диаметром 2 мм, просверленному в осевом подшипнике, масло поступает в диаметральный зазор между осевым подшипником и стальной прижимной втулкой 4 и по канавкам на осевом подшипнике подается в зазоры: осевой подшипник 3 — втулка 4 и осевой подшипник 3 — кольцедержатель 2. С целью предотвращения утечек

масла через турбинную и компрессорную ступени в узле подшипников ТКР применяются уплотнительные кольца 1 и 9.

Следует отметить, что на эффективность уплотнений влияют зазор в соединении кольцо-канавка и упругость уплотнительного кольца. Эффективность уплотнений определяется условиями его работы: давлением масла, температурным состоянием, поперечными колебаниями вала ротора, соотношением величины осевого перемещения вала и торцового зазора уплотнительное кольцо-канавка. Для нормальной работы уплотнительного кольца необходимо, чтобы оно было прижато к стенке канавки. С этой целью в данной конструкции величина осевого перемещения ротора выполнена больше, чем зазор кольцо—канавка, который доходит до 0,04 мм. При повышении давления масла, особенно сильно это проявляется при работе на холостом ходу дизеля, возрастает вероятность его утечек. С возрастанием температуры уплотнительного кольца (особенно устанавливаемого со стороны турбины 9) снижается его упругость, что приводит к проворачиванию с последующими утечками масла. В ТКР представленной конструкции сила упругости уплотнительных колец составляет 26 Н.

С целью уменьшения нагрева корпуса подшипников тепловым потоком, поступающим от турбинной ступени, применяется тепловой экран 10.

Масло в подшипниковый узел ТКР поступает из системы смазки двигателя. Схема подвода масла к турбокомпрессору ТКР7 представлена на рис. 3.

Система смазки дизеля комбинированная. Масло из картера двигателя масляным насосом направляется через фильтр в водомасляный теплообменник. Далее оно поступает в ТКР и поршневую часть, после чего сливается обратно в картер дизеля. Давление масла, поддерживаемое в системе, составляет порядка 500 кПа. Расход масла через ТКР может достигать 5 л/мин.

Для оценки теплового состояния турбокомпрессор ТКР7 был препарирован термопарами типа хромель—алюмель, изготовленными из проволоки диаметром 0,5 мм и установлен на один из полублоков дизеля V8 мощностью 300 кВт Схема размещения термопар в подшипниковом узле турбокомпрессора ТКР7 представлена на рис. 4. Термопары устанавливали на глубину 1 мм от измеряемой поверхности.

Исследование проводилось в три этапа.

Этап 1. Производилось измерение температур при работе дизеля на номинальном режиме. При этом температура масла на входе в подшипниковый узел составляла $100\,^{\circ}$ С, давление масла — $500\,^{\circ}$ СПа, температура воздуха на выходе из компрессора $200\,^{\circ}$ С, а температура газа перед турбиной $650\,^{\circ}$ С.

Распределение температур в подшипниковом узле турбокомпрессора ТКР7 на номинальном режиме работы дизеля V8 представлено на рис. 5.

Анализом выявлено, что при работе дизеля на номинальном режиме температура корпуса подшипников турбокомпрессора ТКР7 в зоне посадки вращающейся втулки радиального подшипника со стороны компрессора (точки 3 и 15, см. рис. 4) была ниже температуры корпуса подшипников в зоне посадки втулки со стороны турбины (точки 6 и 12, см. рис. 4), а именно в точках 3 и 15 (см. рис. 4) она составляет 116 и 113 °C а в точках 6 и 12 (см. рис. 4) — 133 и 115 °C соответственно. То есть разница достигает 20 °C, Это объясняется подводом тепла от турбинной ступени через корпус подшипников и вал ротора, подогревом от масла, а также выделением тепла в результате трения.

Температура крышки компрессора в точках 1 и 17 (см. рис. 4) составляет 155...156 °С. При этом температура воздуха на входе и выходе из компрессора составляла 20 и 200 °С соответственно. Отсюда можно заключить, что основной приток тепла к уплотнительному кольцу, устанавливаемому в кольцедержателе со стороны компрессора, осуществляется как от кольцедержателя, так и от крышки компрессора, с которой оно контактирует.

Температура осевого подшипника (точки 2 и 16, см. рис. 4) составляла 119...120 °C. Эта величина несколько выше температуры корпуса подшипников вблизи вращающейся втулки радиального подшипника со стороны компрессора (точки 3 и 15, см. рис. 4), что объясняется непосредственным контактом осевого подшипника с более нагретой крышкой компрессора и корпусом подшипников. Очевидно также, что более высокий нагрев осевого подшипника объясняется достаточно высокими осевыми нагрузками на подшипник и выделением тепла от трения. Стоит отметить, что при этом температура осевого подшипника ниже температуры корпуса подшипников в зоне установки вращающейся втулки радиального подшипника со стороны турбины.

Анализом установлено, что температура корпуса подшипников в зоне посадки уплотнительного кольца со стороны турбины в точках 9 и 10 (см. рис. 4) составляет соответственно 244 и 252 °C, что объясняется подогревом от турбинной ступени.

Этап 2. Для получения более полной картины распределения температур было проведено расчетное исследование теплового состояния турбокомпрессора ТКР7 в программном комплексе STAR-CCM+. Расчет выполнялся для номинального режима работы дизеля.

Дискретизация расчетных областей проводилась на основе многоугольной сетки со сгущением к стенкам. Расчетная модель ТКР7 состояла из 13 жидких

(fluid) и 17 твердых (solid) областей, которые "сшивались" 85 интерфейсами типа іп-рlасе. Для корректного расчета теплопередачи на границе раздела между жидкими и твердыми областями строились слои из призматических ячеек. Общий размер расчетной модели составил 17 млн ячеек. Расчетная модель ТКР7 представлена на рис. 6.

Для построения сетки в тонких областях (на подшипниках) использовалась модель STAR-CCM+ — Thin Mesher. Расчетная сетка в зазоре между вращающейся втулкой радиального подшипника и валом ротора представлена на рис. 7.

Физические условия, используемые в расчете для жидких сред: осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье—Стокса, уравнение неразрывности, модель турбулентности k-ω SST Menter и соответствующая рабочая среда. Для учета эффектов вращения использовалась модель движения системы координат (*Moving Reference Frame*). Для моделирования системы смазки поток масла был принят ламинарным с постоянной плотностью. В качестве допущения вращающиеся втулки радиального подшипника были приняты неподвижными.

Физические условия, используемые в расчете для твердых сред: постоянная плотность используемых материалов (алюминий, высокопрочный чугун, сталь и резина).

Расчет проводили с использованием объединенного решателя (coupled solver) при работе дизеля на номинальном режиме. Расход газа через турбинную ступень составлял 0.2 кг/с при температуре на входе $650\,^{\circ}$ С. Давление на выходе из компрессора при идентичном расходе и температуре $200\,^{\circ}$ С составляло $220\,$ кПа. Заторможенная температура воздуха на входе в компрессор считалась равной $20\,^{\circ}$ С. Частота вращения ротора составляла $100\,000\,$ мин $^{-1}$. Для учета турбулентности задавались: турбулентная относительная вязкость — $10\,$ и интенсивность турбулентности — 0.01. Масло на вход в подшипниковый узел ТКР подавалось при температуре $100\,^{\circ}$ С расходом $3\,$ л/мин.

Достижение сходимости фиксировалось при максимальной величине среднеквадратичных невязок в уравнениях 0,0001. Общее количество итераций составило 3000.

Распределение температур в ТКР7, полученное по результатам расчета в SRAT-CCM+, представлено на рис. 8.

Сравнение результатов расчета и эксперимента представлено в таблице.

Наибольшее различие наблюдается в точке 5 (см. рис. 4), что объясняется определением в расчетной модели непосредственного контакта между корпусом турбины и корпусом подшипников, но в реаль-

Сравнение результатов расчета и эксперимента

Точки замеров (см. рис. 4)	Температура, °С (эксперимент)	Температура, °С (расчет)
1	156	125
2	119	110
3	116	105
4	156	142
5	287	397
6	133	112
7	217	226
8	458	450
9	244	225
10	252	226
11	217	218
12	115	109
13	179	200
14	131	133
15	113	104
16	120	111
17	155	125

ной конструкции контакт отсутствует и имеет место диаметральный зазор, достигающий 0,125 мм (рис. 9).

Различие температур в местах посадки вращающихся втулок радиального подшипника (точки 3, 15, 6 и 12, см. рис. 4) составляет 6...21 °C, что объясняется взятым при расчете допущением о неподвижности втулок. Также в расчете не учитывались осевые нагрузки, появляющиеся при работе ТКР, которые оказывают существенное влияние на вал ротора и в дальнейшем на подшипники.

Из сравнительного анализа представленных результатов следует, что полученные расчетные данные вполне сходятся с экспериментом и по ним можно судить о тепловом состоянии всего ТКР.

В целом результаты расчета подтверждают сделанные выше выводы. На рис. 8 явно просматривается неравномерность нагрева корпуса подшипников и вала ротора. Наибольшая концентрация повышенной температуры наблюдается на колесе турбины, которая далее распределяется по валу ротора. А наибольшая температура корпуса подшипников также наблюдается со стороны турбинной ступени. Анализом результатов расчета установлена высокая эффективность теплового экрана (поз. 10, см. рис. 2), который позволяет отвести до 200 °С, поступающих от турбинной ступени к подшипниковому узлу.

Полученные экспериментальные и расчетные данные позволяют сделать вывод о приемлемом тепловом состоянии турбокомпрессора ТКР7 при работе его на дизеле V8ЧН мощностью 300 кВт.

Этап 3. В ходе эксперимента дизель с номинального режима резко останавливали. При этом исследователи фиксировали температуры в препариро-

ванных точках и записывали самописцем в течение 30 мин с интервалом в 10 с.

Изменения температур в подшипниковом узле ТКР7 после резкого останова дизеля с номинального режима работы представлено на рис. 10.

Анализируя полученные результаты, можно установить, что (см. рис. 4) после останова двигателя температура крышки компрессора в месте посадки уплотнительного кольца (точки 1, 17) и корпуса подшипников в зоне посадки уплотнительного кольца со стороны турбины (точки 9, 10) понижается в точке 1 со 158 до 145 °C и в точке 17 со 158 до 135 °C в течение 1,5 мин; а также в точке 9 с 245 до 235 °C и в точке 10 с 238 до 230 °C в течение 1 мин. Далее температура в точках 9 и 10 резко возрастает и достигает своего максимума, соответственно 315 и 324 °C к 9-й мин после останова двигателя. В точках 1 и 17 температура аналогично повышается до 161 и 159 °C соответственно к 18-й мин. После этого наблюдается плавное понижение представленных температур.

Анализом установлено, что температура корпуса подшипников вблизи вращающихся втулок радиального подшипника изменяется по следующей закономерности:

- для вращающейся втулки мо стороны турбины: в точке 6 в течение 0,5 мин температура практически не изменяется и составляет 132 °C, а далее быстро возрастает и достигает на 13-й мин 272 °C. В точке 12 в течение 1-й мин температура аналогично практически не меняется (113 °C) и начинает возрастать, достигнув к 13 мин 280 °C;
- для вращающейся втулки со стороны компрессора: в точке *3* в течение первой мин температура незначительно возрастает со 116 до 118 °C и далее повышается более ускоренно и достигает максимума 190 °C на 16-й мин. В точке *15* аналогичная картина: в течение первой мин температура незначительно повышается со 112 до 113 °C и далее ускоренно возрастает, достигая 193 °C к 16-й мин.

Изменения температур на осевом подшипнике аналогичны. В точках 2 и 16 в течение 1-й мин температура идентично незначительно понижается со 120 до 117 °C и далее возрастает, причем в точке 2 до 6-й мин рост более высок. Наибольшее значение достигается на 18-й мин и составляет 172 °C.

Максимальная температура наблюдается в точке 8. В течение 0,5 мин после останова двигателя температура здесь не изменяется и составляет $455\,^{\circ}\mathrm{C}$, а далее ускоренно падает и к 1,5-й мин после останова двигателя достигает $305\,^{\circ}\mathrm{C}$. Начиная с этого момента температура в этой зоне возрастает и достигает $330\,^{\circ}\mathrm{C}$ к 8-й мин, после чего опять наблюдается снижение.

Закономерность изменения температуры корпуса подшипников в точках 4, 5, 7, 11, 13, 14 в целом

идентична. В течение с первой мин наблюдается понижение далее рост до максимального значения. В точке 14 на 15-й мин максимальное значение составляет 225 °C, в точке 14 на 9-й мин — 213 °C, в точке 5 на 9-й мин — 295 °C, в точке 13 на 9-й мин — 280 °C, в точке 7 на 10-й мин — 312 °C и в точке 11 на 8-й мин — 332 °C. Температура в данной зоне определяется теплопередачей от турбинной ступени.

Обобщая полученные результаты можно заключить, что температурное состояние ТКР после останова двигателя определяется в основном теплопередачей от турбинной ступени. После останова в первые несколько минут температуры в измеряемых точках в целом изменяются незначительно, а далее происходит рост, вследствие отсутствия охлаждения маслом и теплопередачи от турбинной ступени.

По результатам выполненных исследований вытекают следующие выводы:

- 1) при работе на номинальном режиме автомобильного дизеля V8ЧН 12/13 мощностью 300 кВт тепловое состояние устанавливаемых на него турбокомпрессоров ТКР7 находится в норме: температура вблизи подшипников не превышает 135 °C, а температура корпуса подшипников вблизи уплотнительного кольца со стороны турбины составляет 252 °C;
- 2) резкий останов двигателя после работы на номинальном режиме оказывает негативное влияние на дальнейшую работоспособность ТКР7: температура корпуса подшипников вблизи вращающейся втулки радиального подшипника со стороны турбины через 13 мин после останова достигает 280 °C, а температура корпуса подшипников в месте посадки уплотнительного кольца со стороны турбины к 9-й мин составляла 324 °C;
- 3) подвод тепла к подшипникам ТКР осуществляется по валу ротора и от корпуса подшипников соприкасающегося с корпусами турбины и компрессора, при этом основной нагрев корпуса подшипников осуществляется от корпуса турбины, что объясняется более высокой температурой в этой зоне.

Таким образом, обобщая полученные результаты, предлагается внести в инструкцию по эксплуатации специальные требования по останову двигателя и проводить дополнительный инструктаж водителей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Савельев Г. М., Лямцев Б. Ф., Аболтин Э. В. Опыт доводки и производства турбокомпрессоров автомобильных дизелей: Учебное пособие для институтов повышения квалификации. Москва, 1985. С. 94.
- 2. **Ханин Н. С., Аболтин Э. В., Лямцев Б. Ф.** и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.
- 3. **Численное** исследование теплового состояния турбокомпрессора автомобильного дизеля / Лущеко В. А. // Сб. тр. Шестой всерос. конф. молодых ученых и специалистов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. С. 184—185.

УДК 620.92.004.18

Ф. Ф. Пащенко, д-р техн. наук, проф., В. В. Торшин, канд. техн. наук,

Л. Е. Круковский, канд. техн. наук, Институт управления им. В. В. Трапезникова РАН E-mail: feodor@ipu.rssi.ru, E-mail: optman@inbox.ru

ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЯ ОТ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Статья относится к способам получения электрической энергии от маломощных источников энергии, например пьезоэлементов, расположенных под поверхностью дорожного полотна. Небольшие заряды, генерируемые большим количеством маломощных источников электричества, накапливаются на поверхности металлизированной сферы с последующим разрядом на конденсатор, включенный параллельно аккумулятору.

Ключевые слова: маломощные источники электропитания, пьезоэлементы, накопитель электрических зарядов, изолирующая пустотелая колонна, нажимной механизм, дорожное полотно, шарообразный разрядник, трансформатор, накопительный конденсатор, аккумулятор.

Во всем мире намечается стремление сократить расход энергии, чтобы сохранить хоть какие-то ресурсы для будущих поколений. Это связано с тем, что природные ресурсы (нефть, газ, уголь) не бесконечны. К этому стремлению присоединяется и Россия. Так, к 2020 г. в России планируется снижение потребления первичной энергии на 40 % по сравнению с показателями 2007 г.

В нашей стране, так же как и в Европе, проявляют все больший интерес к переориентации на возобновляемую энергетику. Для решения поставленной задачи необходимо применение уникальных промышленных технологий, инновационных решений для энергетики и транспорта, а также энергосберегающих технологий для зданий. Отдельные виды этих технологий уже можно наблюдать на экранах телевизоров в виде ветряных генераторов или солнечных батарей.

Перспективными с точки зрения специалистов в области нетрадиционной электротехники являются пьезоэлектрики — кристаллы, обладающие свойством при сжатии продуцировать электрический заряд (прямой пьезоэффект). Они имеют механический вход и электрический выход. Достоинствами пьезоэлектрических преобразователей (ПП) являются практически неограниченный срок службы, высокая прочность, стойкость при воздействии внешней среды. ПП не требуют никакого обслуживания, обладают высокой линейностью характеристик, широким динамическим и частотным диапазоном. У них простая конструкция, высокая надеж-

ность и низкая стоимость. К тому же $\Pi\Pi$ не требуют дополнительного питания и всегда готовы к использованию. В настоящее время их широко используют в зажигалках.

В последнее время пьезоэлементы стали применять для получения электричества от энергии ветра и даже в качестве генераторов в автомобилях. Предлагается также встраивать маломощные источники электропитания в железнодорожное полотно, чтобы получать электроэнергию благодаря движению железнодорожного транспорта. Сравнительно недавно мировая общественность была взбудоражена сообщением об испытаниях систем получения энергии от движущегося автотранспорта.

Израильские ученые из небольшой фирмы Innowattech подсчитали, что на 1 км автобана можно генерировать электрическую мощность до 5 МВт. Они не только выполнили расчеты, но и вскрыли несколько десятков метров полотна автострады и смонтировали под ним свои пьезогенераторы. В результате было доказано, что встраивание маломощных источников электропитания в дорожное полотно, в принципе, позволяет получать электричество вследствие движения автомобильного транспорта или при ходьбе пешеходов. Однако возникает следующая проблема.

Существенный недостаток пьезоэлектриков — это невысокая мощность каждого отдельного элемента. По сути, этот элемент является источником тока ничтожной величины с очень высоким внутренним сопротивлением. Энергия, генерируемая, напри-

мер, зажигалкой, дает значение всего 600 МДж. При этом КПД составляет всего 0,12 %. Известно, что при одностороннем давлении, например, на пьезоэлемент он генерирует однополярный кратковременный импульс. Этот импульс представляет собой всплеск напряжения, длящийся несколько микросекунд, его напряжение может доходить до 10 кВ, а форма импульса имеет произвольную форму, например прямоугольную или пилообразную. Использовать такие хаотичные маломощные импульсы, имеющие неопределенную форму, для дальнейшего применения крайне затруднительно. Суммировать мизерную мощность, извлекаемую из сотен пьезоэлементов, - сложная задача. Между тем именно механизм передачи электроэнергии к потребителю является ключевым для введения в практику таких источников.

Авторы данной статьи предлагают оригинальный способ накопления электрической энергии от любых маломощных источников с последующим ее использованием в промышленных целях. Аналогом для него послужил метод Ван-де-Граафа, при котором небольшие заряды поступают на внутреннюю поверхность сферы. В результате на внешней поверхности сферы накапливается электрический заряд. Такой генератор дает возможность получения высокого напряжения до 7 млн В.

Устройство, демонстрирующее предложенный способ получения электрической энергии от маломощных источников электропитания, содержит накопитель электрических зарядов, представляющий собой полый металлизированный шар 1 (рис. 1), ус-

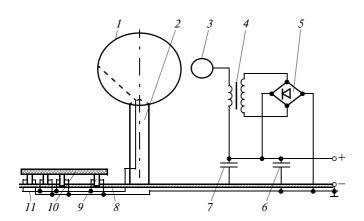


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема установки:

1 — металлизированный полый шар; 2 — изолирующая пустотелая колонна; 3 — электропроводящий шарообразный разрядник; 4 — трансформатор; 5 — двухполупериодный мостовой выпрямитель; 6 — аккумулятор; 7 — накопительный конденсатор; 8 — твердая поверхность; 9 — маломощные источники электропитания, например пьезоэлементы; 10 — дорожное полотно; 11 — общий провод

тановленный на изолирующей пустотелой колонне 2. Шар должен располагаться в сухом помещении и может быть выполнен из пластика, покрытого с внешней стороны алюминиевой фольгой. Маломощные источники электропитания, например пьезоэлементы 9, установлены на твердой поверхности 8.

Поверхность 8 заземлена и соединена с отрицательными электродами пьезоэлементов 9. Над верхними гранями пьезоэлементов расположен нажимной механизм, в качестве которого может быть и дорожное полотно 10, обладающее определенной гибкостью или состоящее из пластин. Положительные электроды всех элементов 9 соединены между собой общим проводом 11.

Этот провод проходит под дорожным полотном, введен через внутреннюю полость колонны 2 внутрь шара I и соединен с его металлизированной поверхностью. На некотором расстоянии от шара установлен электропроводящий шарообразный разрядник 3. Расстояние между разрядником 3 и поверхностью шара I определяет напряжение разряда.

Разрядник 3, в свою очередь, соединен с первичной обмоткой трансформатора 4. Второй конец первичной обмотки соединен с накопительным конденсатором 7. Параллельно конденсатору 7включен аккумулятор 6.

Вторичная обмотка трансформатора 4 через двухполупериодный мостовой выпрямитель 5 соединена с зажимами приемника электрической энергии. Этот приемник, как было сказано, выполнен в виде накопительного конденсатора 7, включенного параллельно с аккумулятором электрической энергии 6. Вторые зажимы конденсатора и аккумулятора заземлены. От приемника электрическая энергия поступает потребителю.

В некоторых случаях разряд накопителя производят на приемник, выполненный просто в виде только накопительного конденсатора, включенного параллельно с аккумулятором электрической энергии.

Способ действует следующим образом. Установленные под дорожным полотном 10 пьезоэлементы 9 под воздействием периодического давления транспорта или пешеходов на дорожное полотно 10 производят преобразование неэлектрической энергии в электрическую, генерируя однополярные импульсы (их форма показана на рис. 2). Накопление электрических зарядов осуществляется на внешней поверхности шара 1 (см. рис. 1) путем передачи на нее импульсов напряжения (см. рис. 2).

Процесс накопления в некоторой степени аналогичен формированию напряжения в генераторе Ван-де-Граафа, с той разницей, что в предлагаемом способе нет подвижной ленты, щеток и электроста-

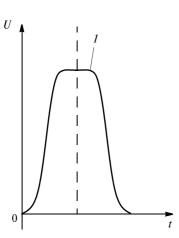


Рис. 2. Возможная форма электрического импульса, генерируемого маломощным источником

1 — однополярные импульсы

тического генератора. При некотором количестве импульсов электрический потенциал шара достигает пороговой величины, при которой автоматически происходит разряд накопителя через разрядник 3 (см. рис. 1) на приемник, выполненный в виде накопительного конденсатора 7, включенного параллельно с аккумулятором 6. Если передача энергии сопровождается относительно высокими всплесками тока, то для их снижения необходимо уменьшить расстояние между шаром 1 и разрядником 3.

Если разряд накопителя 1 передается на приемник частично через первичную обмотку трансформатора 4 и далее через вторичную его обмотку и двухполупериодный мостовой выпрямитель 5, то всплески тока будут практически отсутствовать.

Можно приближено рассчитать энергию, получаемую от этого "экзотического" источника.

Как известно, емкость пустотелого металлизированного шара находят из формулы:

$$C = 4\pi \varepsilon_0 \varepsilon_r R$$

где ε_0 — электрическая постоянная, равная $8,854 \cdot 10^{-12} \, \Phi/\mathrm{M}$, ε_r — относительная диэлектрическая проницаемость, которая для воздуха равна единице.

Тогда для шара диаметром 1 м величина емкости C будет равна:

$$C = 1 \cdot 8,854 \cdot 10^{-12} \cdot 1 \cdot 4\pi \approx 1 \cdot 10^{-9} \,\Phi.$$

Энергия, запасенная в конденсаторе:

$$W = CU^{-2}/2$$
.

в то же время электрическая энергия равна:

$$W_2 = Uit$$

где t — время (c).

Из равенства:

$$Uit = CU^{-2}/2$$

определяем величину тока при напряжении разряда:

$$5 \cdot 10^3 \text{ B}$$
: $i = CU/2t = 10^{-9} \cdot 5 \cdot 10^3/2 = 2.5 \cdot 10^{-6} \text{ A}$.

Тогда энергия, запасаемая в генераторе от одного маломощного источника за одну секунду при напряжении разряда в 5000 В, будет вычисляться по формуле:

$$W_{\text{cek}} = Ui = 5 \cdot 10^3 \cdot 2.5 \cdot 10^{-6} = 1.25 \cdot 10^{-2} \text{ BA/c}.$$

Для получения одного кВтч необходимо установить *п* элементов из расчета:

$$n = W_{\rm qac}/W_{\rm cek}$$

где $W_{\rm час} = \eta \cdot 1000/D/W_{\rm сек}, D$ — скважность импульсов, которая находится в пределах 0,01—0,005 и зависит от формы импульса и его продолжительности; η — КПД преобразования, который можно оценить в пределах 50—75% (этот коэффициент не учитывает эффективность преобразования механической энергии в электрическую в самом источнике).

Если маломощные источники электропитания встроены в железнодорожное полотно, например, как это осуществлено в патенте РФ № 2095265, то сигналы генерируются при прохождении железнодорожных средств передвижения с последующей их передачей на приемник.

Предлагаемый способ получения электрической энергии позволяет формировать универсальный, простой и надежный механизм передачи энергии от многочисленных маломощных источников электропитания к потребителю с минимумом потерь.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Патент на изобретение: № 2474042 Российской Федерации, МПК Н03К3/53 (2006. 01) "Способ получения электрической энергии от маломощных источников электропитания" (текст), Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В., заявитель и патентообладатель: Учреждение Российской академии наук Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН (RU) Заявка № 2011130523/08, опубл. 01.2013 Бюл. № 3 от 10.12.2011. Адрес для переписки: 117997, Москва, В-342, ГСП-7, ул. Профсоюзная, 65, ИПУ РАН, патентный отдел.
- 2. **Торшин В. В., Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.** Альтернативная энергетика. Прошлое, настоящее, будущее. М.: Белый берег, 2009. 262 с.
- 3. **Торшин В. В., Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.** Перспективные машины и аппараты для энергетики и транспорта. М.: Книжный дом ЛИБРОКОМ, 2013. 304 с.
- 4. Джагупов Р. Г., Ерофеев А. А. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник. СПб.: Политехника, 1994.

УДК 656.73.01.75

К. И. Разговоров, канд. техн. наук, В. И. Сарбаев, д-р техн. наук, проф.,

А. Ю. Ерошин, аспирант, МГИУ

E-mail: chizov nik@mail.ru

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА

Повышение материального благосостояния и культурного уровня населения ведет к увеличению спроса на легковые автомобили, особенно иностранного производства. При выборе автомобиля потребитель особое внимание уделяет выполнению доброкачественного сервиса. Для обеспечения высокого уровня послепродажного обслуживания предприятия автотехобслуживания предлагают широкий комплекс технических работ, ориентированный на потребности владельцев автомобилей.

Ключевые слова: систематическая оценка, технико-экономические показатели, производственная деятельность, нормо-часы, пропускная способность, среднемесячная заработная плата.

Процесс деятельности предприятий автотехобслуживания (АТО) представляется в виде сложной системы, для которой существуют оценочные показатели, являющиеся средством согласования взаимодействия различных ее подсистем, имеющих конкретные частные задачи по характеру выполняемых работ. Эффективность работы такой сложной системы зависит от того, насколько доброкачественно каждая из подсистем (гарантия—сервис—запчасти) выполняет свою задачу и рационально взаимодействует с остальными.

Систематическая оценка технико-экономических показателей деятельности предприятий ATO позволяет поставить задачу их оптимизации, решение которой может быть использовано для обоснования наилучшего варианта управления.

Выбор показателей для оценки деятельности предприятий ATO должен выполняться таким образом, чтобы на основании их оценки можно было получить правильное представление о действительном уровне и темпе роста эффективности функционирования рассматриваемых организаций, а также сравнить его с уровнем в предыдущем периоде.

Анализ производственной деятельности и обзор научно-исследовательских разработок в области повышения эффективности функционирования АТО позволяет заключить, что в настоящее время комплексная оценка вопросов оптимизации ресурсного обеспечения пока еще недостаточно изучена. Именно с этой целью был произведен анализ основных показателей деятельности одного из официальных дилерских предприятий АТО крупной автомобильной корпорации в городе Москве. Деятельности одного из офискве. Деятельности одного из офискве.

тельность данной организации заключается в продаже автомобилей, запасных частей и выполнении ремонтов, гарантийного и технического обслуживания транспортных средств.

Для оценки эффективности производственной деятельности данной станции технического обслуживания или других предприятий сервиса наиболее информативными будут следующие показатели: величина затрат на закупку запасных частей и прибыли, полученной от их реализации; количество выработанных нормо-часов основными и вспомогательными участками (цехами), а также расходы на выплату заработной платы производственным рабочим.

Общее годовое количество выработанных нормочасов рассчитывается по следующему выражению:

$$Q_{\text{общ}} = \mathbf{K}_{\text{пост}} \frac{D_{\text{раб}} t}{F_{\text{пост}}},\tag{1}$$

где $K_{\rm пост}$ — количество постов СТОА; $D_{\rm pa6}$ — количество рабочих дней в году; t — среднегодовое время работы предприятия в сугки; $F_{\rm пост}$ — годовой фонд рабочего времени поста при односменной работе предприятия.

По выражению (1) произведен расчет выработанного количества нормо-часов за два года (рис. 1).

Как видно из рис. 1, количество выработанных нормо-часов за второй год по сравнению с предыдущим годом увеличилось следующим образом:

- по слесарным цехам на 19 480 нормо-часов,
 или на 33 %;
- по кузовным и покрасочным участкам на 6973 нормо-часов, что составило 17 %.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

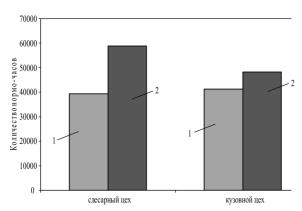


Рис. 1. Диаграмма соотношения выработанных нормочасов:

1 — первый год; 2 — второй год

Рост производственной программы СТОА произошел вследствие внедрения организационно-технических мероприятий, которые заключались в разработке и реализации программно-информационного модуля в процесс ТО и ремонта транспортных средств. Сокращение времени на обработку информации о поступающих и обслуживаемых автомобилях позволило существенно повысить пропускную способность СТОА при установленной производственной мощности предприятия.

Как это видно из рис. 2, значительный эффект был достигнут именно по слесарно-механическим работам (цеха № 1 и № 2). Их доля составила в общей сложности 78% общего объема выполненных работ.

Увеличение объемов слесарно-механических операций по сравнению с кузовными объясняется тем, что они имеют меньшую трудоемкость, а по обработке информации и количественному выражению — большую. Следовательно, значительное сокращение времени на обработку каждого заказа-наряда позволило более плотно использовать загрузку производственных мощностей. При внедрении программного продукта, подробно описанного в [1, 2], общее время на оформление электронной документации сократилось в целом на 40 %.

Как уже отмечалось выше, другим оценочным показателем технико-экономической деятельности СТОА являются затраты на закупку запасных частей и материалов. Так, на рис. 3 показана диаграмма оборота складских ресурсов.

Основным экономическим показателем складского хозяйства является коэффициент оборачиваемости:

$$K_{o\delta} = C_{pac}/C_{ocr}, (2)$$

где C_{pac} — себестоимость (количество) запчастей и материалов, реализованных со склада за отчетный период, руб. (шт.); C_{oct} — средняя стоимость (коли-

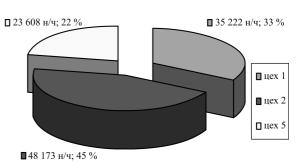


Рис. 2. Распределение объемов работ по производственным участкам

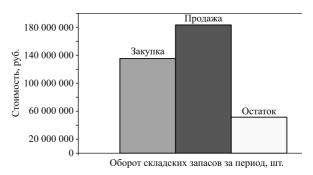


Рис. 3. Диаграмма оборота складских ресурсов

чество) запчастей и материалов, находящихся в остатке в этом же периоде, руб. (шт.).

Коэффициент K_{of} показывает, сколько раз в среднем оборачиваются запасы компании в некоторый период времени (год, квартал, месяц) и позволяют оценить основную оборачиваемость капитала.

Одной из основных задач складского хозяйства, требующих решения, является уменьшение количества неликвидов складского остатка. Неликвидный остаток склада — это запчасти и материалы, не участвующие в основном материальном или финансовом обороте предприятия.

Для решения поставленной задачи должно выполняться следующее условие:

$$N_{\text{oct}} = N_{\text{прих}} - N_{\text{pac}} \to \min, \tag{3}$$

где $N_{\rm oct}$ — количество остатка запчастей и материалов на складе, шт.; $N_{\rm прих}, N_{\rm pac}$ — приход/расход запчастей и материалов за определенный период, шт.

С целью уменьшения малоликвидных остатков авторы статьи предложили разделять запчасти по классам ликвидности. Для этого было введено понятие коэффициента относительной ликвидности:

$$K_{\text{лик}} = N_{\text{прих}}/N_{\text{pac}}.$$
 (4)

Коэффициент $K_{\text{лик}}$ показывает долю ликвидности запасных частей, участвующих в материальном обороте за отчетный период.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Так, применение выражений (2)—(4) в реализующей методологии по управлению запасами [3, 4] на предприятиях автотехобслуживания позволило сократить складские остатки на 25 %.

Следует подчеркнуть, что разработка алгоритмов и соответствующего программного обеспечения [5] с возможностью использования фактического спроса позволила значительно уменьшить возможные экономические потери прибыли от упущенных оптовых заказчиков. Кроме того, результаты внедрения алгоритма автоматизированного заказа запасных частей уменьшили трудозатраты на обработку информации в 2,5 раза.

Данные, приведенные на рис. 4, подтверждают полученный эффект от внедрения вышеуказанных мероприятий. Из рис. 4 видно, что величина оптовой продажи по марке "Opel" за год составила 1 132 100 у. е., а по "Saab" — 17 232 600 у. е. Оптовые продажи в предшествующем году практически отсутствовали.

Уровень среднемесячной заработной платы сотрудников является социальным и стимулирующим показателем, который позволяет закрепить высококвалифицированные кадры на предприятии.

Величина среднемесячной заработной платы производственных рабочих ранее рассчитывалась по следующему выражению:

$$C_{3\Pi} = Q_{\text{pa6}}/12i,\tag{5}$$

где $Q_{\rm pa \delta}$ — годовое количество нормо-часов, выработанное одним рабочим; i — тарифный разряд, у.е.

Динамика увеличения среднемесячной заработной платы производственных рабочих представлена на рис. 5.

Среднемесячная заработная плата ремонтного рабочего за год возросла на 35 % и составила 1183 у. е. Увеличение оплаты труда сотрудников осуществлялась благодаря уверенному росту остальных технико-экономических показателей, что подтверждает их общую взаимосвязь.

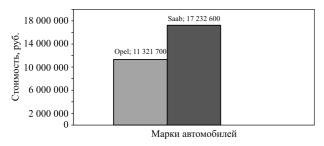


Рис. 4. Объем оптовых продаж запасных частей и материалов по маркам автомобилей

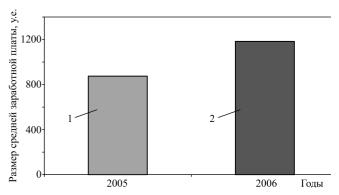


Рис. 5. Диаграмма среднемесячной заработной платы сотрудников технического центра:

1 — первый год; 2 — второй год

Приведенные в статье результаты отражают основные технико-экономические показатели деятельности современной станции технического обслуживания как сложной системы. Их своевременный анализ и оценка позволяют определить правильное направление дальнейшего развития компании, а также проводить мероприятия для повышения конкурентоспособности автомобильного сервиса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Разговоров К. И. Основные требования к программному обеспечению станции техобслуживания // Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе современных методов диагностирования: Материалы междунар. науч.-практ. конференции. Иркутский гос. техн. ун-т. Иркутск, 2007. С. 202—204.
- 2. Разговоров К. И. Укрупненный алгоритм программного обеспечения дилерской станции техобслуживания // Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе современных методов диагностирования: Материалы междунар. научпракт. конференции. Иркутский гос. техн. ун-т. Иркутск, 2007. С. 204—205.
- 3. Разговоров К. И., Баженов Ю. В. Методология управления складскими ресурсами на предприятиях автосервиса / Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: Материалы международной науч.-практич. конференции автотранспортного факультета. Владим. гос. ун-т. Владимир, 2007. С. 149—150.
- Разговоров К. И., Болдин А. П. Формирование логистического подхода к управлению запасами на предприятиях автотехобслуживания // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: Материалы международной науч.-практич. конференции автотранспортного факультета. Владим. гос. ун-т. Владимир, 2007. С. 150—151.
- 5. Болдин А. П., Разговоров К. И., Хуторной Н. И. Реализующий алгоритм управления запасами на предприятиях автотехобслуживания. Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: Материалы 66-й научно-исследовательской конференции МАДИ (ГТУ). Москва, 2008. С. 45—49.

УДК 629.1.01

Д. С. Доронин, технический специалист компании Tenneco Automotive E-mail: ddoronin@tenneco.com

ДИАГНОСТИКА И ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

В данной статье обсуждается одна из наиболее важных систем современных грузовых автомобилей — подвеска и ее главная деталь — гидравлический амортизатор. Особое внимание уделяется видам и причинам возникновения повреждений, рекомендациям по установке и влиянию изношенных амортизаторов на безопасность и комфорт.

Ключевые слова: автомобиль, транспортное средство, система подвески, амортизатор, грузовик, повреждение, комфорт при вождении, безопасность.

Подвеска — одна из наиболее важных систем современных легковых и грузовых автомобилей. Причем в случае с грузовыми автомобилями данная система еще более функциональна, технологична и сложна. Это единственная система, которая не имеет жесткого соединения с рамой или кузовом. Соединение с ними обеспечивают амортизаторы, рессоры и другие подвижные упругие элементы автомобиля.

Одной из задач системы подвески является преобразование вращательного движения колес в поступательное движение автомобиля. Другими словами, она обеспечивает передачу необходимых усилий для того, чтобы автомобиль мог двигаться по дороге. Второй, но не менее важной функцией является обеспечение сохранности груза, комфорта и безопасности водителя и пассажиров. Качественное выполнение этих функций в наибольшей степени зависит от исправной работы такой части подвески, как гидравлический амортизатор.

Итак, сколько же амортизаторов устанавливается на современных тягачах с полуприцепом? На каждой оси полуприцепа установлено по два амортизатора, итого шесть. По два амортизатора на каждую управляемую и ведущую ось тягача — тоже шесть. Два амортизатора используют для сидений и до четырех — для кабины. В сумме получаем 18 амортизаторов на каждый грузовик. Такое количество

амортизаторов говорит об их неоспоримой важности в системе подвески автомобиля.

Как же определить исправность амортизатора без необходимости его демонтажа? Первым тревожным сигналом для водителя может стать неравномерный износ шин. Если шины изнашиваются пятнами или островками, как показано на рис. 1, то это следствие того, что амортизаторы уже не исполняют свое назначение.

Другим сигналом могут статы трещины на корпусах аккумуляторов, на тормозных колодках, постоянно перегорающие лампы, ослабевшие крепления и т. д. Все эти характерные признаки появляются при увеличении частоты и амплитуды вибраций

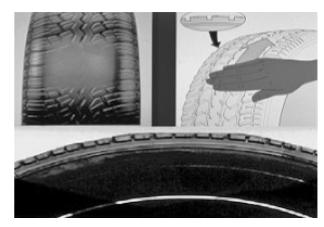


Рис. 1. Пятнистый износ шин

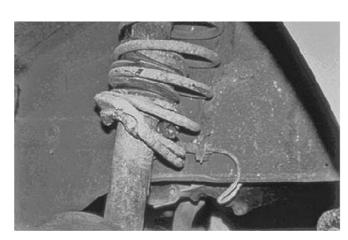


Рис. 2. Коррозия амортизатора

вследствие того, что амортизаторы не справляются со своей функцией.

Еще одним признаком выхода амортизаторов из строя является его обильная коррозия (рис. 2). Коррозия появляется в основном после долгого простоя автомобиля без движения или под воздействием агрессивных сред, например соли, которой посыпают дороги в зимний период.

Конечно же, наиболее характерным признаком выхода амортизатора из строя является течь масла при повреждении уплотнительного элемента.

Все вышеописанные признаки являются сигналом к проверке состояния амортизаторов и при необходимости к их замене.

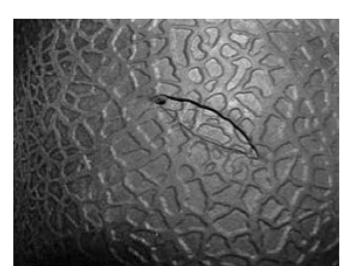


Рис. 3. Повреждения пневмоподушки амортизатора кабины

Остановимся более подробно на самых распространенных повреждениях амортизаторов и причинах их появления.

Повреждения пневмоподушки амортизатора кабины (рис. 3)

Причин возникновения этого повреждения несколько. Однако основной является повреждение вследствие нарушений правил установки.

Для того чтобы произвести замену амортизатора с пневмоподушкой, необходимо поднять кабину, заменить амортизатор, подкачать пневмоподушку воздухом, опустить кабину и накачать ее до конца. К сожалению, многие механики просто устанавливают амортизаторы и опускают кабину. Кабина падает на амортизатор всем своим весом, и происходит "защемление" резиновой мембраны. В большинстве случаев такой амортизатор сразу же выходит из строя. Иногда же проходит от одного до трех месяцев, прежде чем мембрана начнет пропускать воздух в месте повреждения.

Нельзя исключать и более простой дефект — прокол мембраны острым предметом в процессе установки, вследствие попадания камней на большой скорости или трения пневмоподушки о другие элементы автомобиля.

Течь масла вследствие повреждения масляного уплотнения штока (рис. 4)

Это самое распространенное повреждение. Причин его возникновения несколько. У грузовых автомобилей это чаще всего наблюдается при эксплуатации амортизаторов с перегрузом. Работая в режиме больших нагрузок, амортизатор нагревается сильнее, чем обычно. Повышенная теплогенерация способствует быстрому разрушению резинового уплотнения и выходу амортизатора из строя. Повышенные нагрузки к тому же увеличивают риск повреждения внутренних клапанов.

Еще одной причиной разрушения масляного уплотнения может стать установка амортизатора с перекосом. Такое явление обычно наблюдается у старых грузовиков с деформированными посадочными местами под амортизаторы. Вследствие перекоса шток при работе прижимается к одной стороне уплотнителя сильнее, чем к другой, вызывая тем самым повышенное трение и теплогенерацию с дальнейшим разрушением эластичного материала.



Рис. 4. Течь масла вследствие повреждения масляного уплотнения штока

Идентифицировать перекос очень просто. Обычно при такой работе появляются следы потертости краски в том месте, где грязезащитный щиток терся о корпус амортизатора.

Деформация сайлент-блоков

Деформация сайлент-блоков бывает двух видов: деформация сжатия и деформация растяжения. Деформация сжатия происходит в том случае, когда амортизатор постоянно используется с перегрузом (рис. 5). Резиновая втулка сайлент-блока — это упругий эластичный элемент. Любой упругий эластичный элемент деформируется при воздействии на него нагрузок. Однако при ослаблении нагрузки он стремится вернуться к своей изначальной форме. Ес-

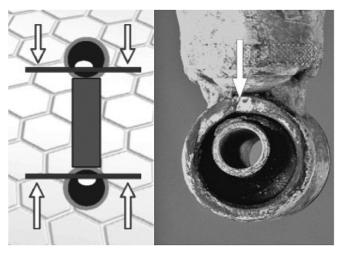


Рис. 5. Деформация сжатия сайлент-блока

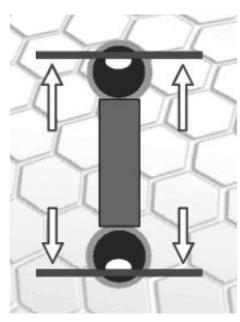


Рис. 6. Деформация растяжения сайлент-блока

ли же он не может вернуться к ней, то продолжает работать в режиме повышенных нагрузок постоянно.

Деформация растяжения имеет схожий механизм возникновения. Такое повреждение возникает в том случае, когда водитель грузового автомобиля усиливает рессоры (рис. 6).

Когда автомобиль загружен, амортизаторы работают в нормальном режиме. Когда же он разгружен, рессора, как упругий элемент, пытается вернуться в исходное положение и вытягивает сайлент-блок амортизатора. Зачастую доходит до того, что проушина просто отрывается вследствие больших нагрузок на нее со стороны рессоры.

Как показывает опыт, большинство отказов амортизаторов происходит при неправильной установке или эксплуатации. Как же избежать подобных ошибок в будущем? Ответ прост: необходимо следовать рекомендациям ведущих производителей амортизаторов. Вот они:

- снижайте скорость при движении по дорогам с плохим покрытием;
- не перегружайте автомобиль;
- перед началом работ по замене амортизаторов изучите всю информацию, написанную на коробке или в специальной инструкции;
- соблюдайте усилия затяжки крепежа, рекомендованные производителем;



- перед установкой амортизатора убедитесь в исправности других элементов подвески;
- прокачивайте амортизатор перед установкой;
- не вносите никаких самостоятельных изменений в конструкцию автомобиля (усиленные рессоры) и амортизатора (сварка, растачивание втулок и т. л.):
- после установки убедитесь, что амортизатор при работе не касается каких-либо элементов автомобиля:
- используйте для ремонта только новые амортизаторы.

Соблюдение этих простых правил позволит не только значительно сэкономить на ремонте автомобиля, но и повысить уровень безопасности при его вождении. Ведь исправные амортизаторы способствуют сокращению тормозного пути, препятствуют раскачиванию автомобиля, прицепа, полуприцепа,

обеспечивая тем самым сохранность груза и снижая вероятность заноса, значительно уменьшают усилия, применяемые водителем при маневрировании, увеличивают срок службы шин и обеспечивают должную управляемость автомобилем и лучший комфорт при движении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Основы работоспособности технических систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. А. Зорин. М.: Издательский центр "Академия", 2009. 208 с.
- Вебсайт производителя гидравлических амортизаторов Монгое [Электронный ресурс]. http://www.monroe.com/
- Требования безопасности к наземным транспортным системам: учебник / В. А. Зорин, В. А. Даугелло, Н. С. Севрюгина. — Белгород: Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2009. — 187 с.

"Газовый" автопробег

Газобаллонная автотехника КАМАЗ участвовала в автопробеге, посвященном популяризации газомоторного топлива в России и 45-летию Камского автогиганта.

В Саратове презентация техники прошла на площади Ленина. Жители города могли осмотреть газовые модели, участвующие в автопробеге: спортивный грузовик команды "КАМАЗ-мастер" КАМАЗ-4911, городской полунизкопольный автобус НЕФАЗ-5299-30-51, самосвал КАМАЗ-6520-33, мусоровоз КАМАЗ-4308, автопоезд в составе седельного тягача КАМАЗ-5490-001-68 и полуприцепа НЕФАЗ-93341-15-08, а также автобус "Бравис" - первый опытный "газовый" образец совместного предприятия "КАМАЗа" с бразильской фирмой "Маркополо". В осмотре техники приняли участие заместитель главы администрации по городскому хозяйству Дмитрий Федотов и министр промышленности и энергетики Саратовской области Сергей Лисовский.

Также был организован круглый стол, на котором обсуждались актуальные вопросы настоящего и будущего производства и эксплуатации газомоторной автотехники. Заместитель генерального директора по продажам и развитию ООО "РариТЭК" Альфред Гатиятов представил модельный ряд газовой техники КАМАЗ, а директор по продажам газобаллонных автомобилей ОАО "ТФК "КАМАЗ" Руслан Зиатдинов рассказал о программах субсидирования и мерах господдержки в 2014 г.

Далее автопробег взял курс на Ростов-на-Дону через город-герой Волгоград.

В Ростове-на-Дону в торжественной церемонии встречи автопробега выступили министр промышленности и энергетики Ростовской области Михаил Тихонов и заместитель генерального директора ОАО "КАМАЗ" по продажам и сервису Павел Каничев.

В конгресс-холле Технического университета состоялось совещание по вопросу расширения использования газомоторного топлива, на котором генеральный директор ООО "РариТЭК" (дистрибьютора "КАМАЗа" по газобаллонной технике) Рафаэль Барыршин выступил с докладом "Газомоторные автомобили

КАМАЗ, работающие на природном газе, — как инструмент энергосбережения и энергоэффективности". О развитии сети газовых заправок рассказал представитель "Роснефти". На совещании было принято решение о подготовке к подписанию мемо-

рандума о взаимодействии в области применения природного газа в качестве моторного топлива на автотранспорте.

Далее участников автопробега встречали в Ставрополе. Этому событию в городе были посвящены широкомасштабные мероприятия. Кроме автомобилей, участвующих в автопробеге, посетителям ярмарочного комплекса "Ставрополье" была представлена автотехника ставропольского филиала ООО "КАМАЗТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ" и завода "Автоприцеп-КАМАЗ", дочернего предприятия Камского автозавода в Ставрополье. В мероприятиях и в работе круглого стола, посвященного газомоторной тематике, приняли участие представители краевой администрации.

Из Ставрополя колонна отправилась в Краснодар.

Общая протяженность маршрута автопробега составляет 5800 км, финиш — в Симферополе.

В качестве топлива на ГБА производства ОАО "КАМАЗ" применяется сжатый природный газ, использование которого позволяет значительно снизить количество токсичных веществ в выхлопных газах — до уровня стандартов Евро 4, Евро 5. Автомобили, работающие на газе позволяют в среднем в 5 раз снизить выбросы вредных веществ в сравнении с техникой, работающей на традиционных видах топлива. Это особенно важно для больших городов, где львиная доля загрязнений воздуха приходится на автомобильный транспорт.

Стоимость компримированного природного газа (КПГ) в 3 раза меньше стоимости традиционного для грузовиков дизельного топлива. В результате, газобаллонный автомобиль окупается быстрее дизельного аналога, несмотря на более высокую стоимость топливного оборудования.

В настоящее время модельный ряд ГБА КАМАЗ разнообразен и охватывает широкий спектр — от самосвалов до седельных тягачей, автобусов и спецтехники.

По мнению Минэнерго России, стимулирование расширения использования газомоторного топлива к 2030 г. приведет к увеличению производства автомобилей, использующих газомоторное топливо, до 3,8 ед., количества газозаправочных станций — до 8,4 тыс. ед., позволит создать более 58,9 тыс. дополнительных рабочих мест, а также сократить выбросы загрязняющих веществ.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"



УДК 656.13.08:658.562

Б. А. Крамаренко, доц., **А. Н. Ременцов**, проф., **Л. Л. Зиманов**, доц., МАДИ E-mail: chizov nik@maiol.ru

ТЕХНИЧЕСКИЙ НАДЗОР СЕГОДНЯ И ЗАВТРА, КАК МЕХАНИЗМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

В условиях постоянного роста количества транспортных средств и увеличения интенсивности транспортных потоков обеспечение безопасности дорожного движения— задача сложная и комплексная, имеющая огромное социально-экономическое и демографическое значение.

Ключевые слова: безопасность дорожного движения, экономические потери, дорожно-транспортные происшествия, демографический ущерб, транспортная стратегия, снижение тяжести последствий.

Проблема обеспечения безопасности дорожного движения беспокоила нашу страну и страны мира с высоким уровнем автомобилизации и экономического развития на всем протяжении XX века и приобрела особую остроту и значимость в начале XXI века. По оценкам Всемирной Организации Здравоохранения, в результате дорожнотранспортных происшествий ежегодно во всем мире погибают и получают ранения более 50 млн человек, а по данным Всемирного Банка, размер прямых экономических потерь от ДТП во всем мире превышает 500 млрд долл. в год.

В материалах на 64-й сессии Генеральной Ассамблеи ООН указано, что мировое сообщество переживает "глобальный кризис в области обеспечения безопасности дорожного движения", а период с 2011 по 2020 г. провозглашен "Десятилетием действий по обеспечению безопасности дорожного движения". Следует заметить, что за последние 10 лет Генеральной Ассамблеей принят ряд резолюций по данной проблеме.

Демографический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Российской Федерации за 2004—2010 гг. составил суммарно 506 246 человек.

Суммарный размер социально-экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Россий-

ской Федерации за тот же период оценивается в 7326,3 млрд рублей, что сопоставимо с расходами по бюджету Российской Федерации в 2011 г. на финансирование социальной политики (7453,3 млрд рублей). И хотя в 2010 г. социально-экономический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Российской Федерации снизился до уровня в 867,7 млрд рублей, тем не менее его годовой размер все равно существенен.

Одним из главных направлений демографической политики, в соответствии с Концепцией демографической политики Российской Федерации на период до 2025 г., обозначено снижение смертности населения, прежде всего высокой смертности мужчин в трудоспособном возрасте от внешних причин, в том числе в результате дорожно-транспортных происшествий.

Инструментом достижения целей демографической политики Российской Федерации, согласно Плану мероприятия по реализации в 2011—2015 гг. Концепции демографической политики Российской Федерации на период до 2025 г., должна стать, в том числе, новая федеральная целевая программа по обеспечению безопасности дорожного движения на 2013—2020 гг., которая предусматривает снижение смертности от дорожно-

БЕЗОПАСНОСТЬ

транспортных происшествий в 1,5 раза по сравнению с $2010 \, \mathrm{r}$.

В Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. обозначены цели повышения уровня безопасности транспортной системы, сокращения темпов роста количества дорожно-транспортных происшествий, снижение тяжести их последствий, числа пострадавших и погибших в них. Однако задачи Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. предлагают стратегические направления в решении проблем безопасности всей транспортной системы России. Федеральная целевая программа по обеспечению безопасности дорожного движения на 2013—2020 гг. является одной из подзадач Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г.

Следовательно, задачи сохранения жизни и здоровья участников дорожного движения (благодаря повышению дисциплины на дорогах, качеству дорожной инфраструктуры, организации дорожного движения, повышению качества и оперативности медицинской помощи пострадавшим, снижению количества дорожно-транспортных происшествий и пострадавших вследствие эксплуатации технически неисправных транспортных средств и т. д.) и, как следствие, сокращения демографического и социально-экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий и их последствий согласуются с приоритетными задачами социально-экономического развития Российской Федерации в долгосрочной и среднесрочной перспективе.

Вместе с тем движение на дорогах России остается небезопасным по сравнению со странами с высоким уровнем автомобилизации и экономического развития: на 100 тысяч жителей в дорожно-транспортных происшествиях в России гибнет почти в 5 раз больше человек, чем в Нидерландах, и в 2 раза больше, чем в Чехии, уровень автомобилизации в которой почти в 2 раза выше российского.

На основе ретроспективного анализа изменения в 1996—2010 гг. значения показателя числа лиц, погибших в результате дорожно-транспортных происшествий, структурного анализа данного показателя по факторам, вызывающим дорож-

но-транспортные происшествия, и прогноза динамики аварийности на период до 2020 г. определены следующие направления Программы, способные улучшить ситуацию с дорожно-транспортной аварийностью в России:

- 1) развитие системы предупреждения опасного поведения участников дорожного движения;
- 2) обеспечение безопасного участия детей в дорожном движении;
- 3) развитие системы оказания помощи пострадавшим в дорожно-транспортных происшествиях;
- 4) совершенствование нормативно-правового, организационного и методического обеспечения деятельности в сфере безопасности дорожного движения;
- 5) развитие системы организации движения транспортных средств и пешеходов и повышение безопасности дорожных условий;
- 6) повышение уровня технического состояния эксплуатирующихся транспортных средств, их активной и пассивной безопасности.

Деятельность по данному направлению предусматривает стимулирование внедрения и использования новых технологий для минимизации человеческой ошибки при управлении транспортным средством, обеспечение мер поддержания транспортных средств в технически исправном состоянии, внедрение современных средств активной и пассивной безопасности транспортных средств.

Государственными заказчиками работ в данном направлении предлагается определить Министерство внутренних дел Российской Федерации, Министерство промышленности и торговли Российской Федерации, Министерство транспорта Российской Федерации.

Основными мероприятиями по данному направлению являются:

- разработка требований к конструктивной, активной и пассивной безопасности транспортных средств;
- совершенствование системы подготовки и непрерывного повышения квалификации специалистов, ответственных за обеспечение безопасного функционирования автомобильного транспорта;

БЕЗОПАСНОСТЬ

- разработка и внедрение интеллектуальных транспортных систем на автомобильном транспорте;
- оснащение уполномоченных специалистов техническими средствами контроля за соблюдением владельцами транспортных средств установленных требований по параметрам перевозок, в том числе цифровых тахографов;
- реализация мер поддержания транспортных средств в технически исправном состоянии, ужесточение контроля за техническим состоянием транспортных средств и их безопасностью.

Распределение функций и взаимодействие органов управления реализацией Программы будут осуществлять в соответствии с Постановлением Правительства Российской Федерации от 26 июня 1995 г. № 594 "О реализации Федерального закона "О поставках продукции для федеральных государственных нужд", а также с актом Правительства Российской Федерации об утверждении программы.

Основными задачами обеспечения безопасности дорожного движения на территории Российской Федерации как составной части национальных задач являются: охрана жизни, здоровья и имущества граждан, защита их прав и законных интересов, обеспечение личной безопасности, решение демографических, социальных и экономических проблем, а также защита интересов общества и государства путем предупреждения дорожно-транспортных происшествий, снижения тяжести их последствий.

Исследования, выполненные в странах с высоким уровнем автомобилизации и социально-экономического развития, показывают высокую значимость неудовлетворительного технического состояния транспортных средств как причины ДТП. Согласно экспертным оценкам, их доля в США составляет 15...20 %, в Германии 10...20 %, во Франции 20 %, в Дании 11...12 %, в Венгрии 18...20 % всех дорожно-транспортных происшествий.

Государственная инспекция безопасности дорожного движения провела выборочные обследования технического состояния транспортных средств на дорогах. Результаты свидетельствуют,

что в транспортном потоке более 30 % машин не соответствуют установленным требованиям по критериям безопасности. Это противоречит статистике дорожно-транспортных происшествий, которая указывает, что в результате неудовлетворительного технического состояния транспортных средств у нас происходит лишь 1,5...4 % дорожно-транспортных происшествий.

Одним из способов обеспечения безопасности дорожного движения является применение мер административно-принудительного характера к нарушителям правил дорожного движения. Ежегодно к административной ответственности за нарушения в области дорожного движения привлекается фактически треть населения страны. 85 % нарушителей — водители.

Основные направления государственной политики в области обеспечения безопасности дорожного движения осуществляются посредством государственного надзора и контроля за выполнением законодательства Российской Федерации, правил, стандартов, регламентов, технических норм и других нормативных документов.

Правовые основы обеспечения безопасности дорожного движения на территории Российской Федерации устанавливают осуществление государственного учета основных показателей состояния безопасности дорожного движения: количества дорожно-транспортных происшествий; пострадавших в них граждан и транспортных средств; водителей транспортных средств; дорожно-транспортных происшествий, вызванных техническими неисправностями транспортного средства, а также других показателей. Данные показатели должны отражать состояние безопасности дорожного движения и результаты деятельности по ее обеспечению, организации и проведению Федеральными органами исполнительной власти, органами исполнительной власти субъектов Российской Федерации и органами местного самоуправления по формированию и реализации государственной политики в области обеспечения безопасности дорожного движения.

Правовые основы обеспечения безопасности дорожного движения на территории Российской Федерации устанавливают обязательный государственный технический осмотр, отражающий

БЕЗОПАСНОСТЬ

наличие у транспортных средств, находящихся в эксплуатации на территории Российской Федерации и зарегистрированных в установленном порядке, технических неисправностей, создающих угрозу безопасности дорожного движения.

Правовые основы контроля технического состояния определяются Конституцией Российской Федерации, принятой всенародным голосованием 12 декабря 1993 г., и Федеральным законом от 10 декабря 1996 г. № 196-ФЗ "О безопасности дорожного движения". Статья 17 данного Федерального закона устанавливает, что ... "находящиеся в эксплуатации на территории Российской Федерации и зарегистрированные в установленном порядке транспортные средства подлежат обязательному государственному техническому осмотру. Порядок проведения обязательного государственного технического осмотра устанавливает Правительство Российской Федерации".

В соответствии с Постановлением Правительства Российской Федерации № 413 от 24 мая 2011 г. "Об особенностях проведения государственного технического осмотра автомототранспортных средств и прицепов к ним, зарегистрированных в Государственной инспекции безопасности дорожного движения Министерства внутренних дел Российской Федерации" был введен так называемый мораторий на прохождение технического осмотра автотранспортных средств, т. е. перенос срока прохождения технического осмотра для автотранспортных средств на 12 месяцев, которые должны были проходить технический осмотр в 2011 г.

1 июля 2011 г. был подписан Федеральный закон "О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" № 170-ФЗ и Постановление Правительства Российской Федерации от 5 декабря 2011 г. № 1008 "О проведении технического осмотра транспортных средств", которые вступили в законную силу с 1 января 2012 г.

Однако в течение переходного периода до 1 января 2014 г. Госавтоинспекция МВД России продолжала осуществлять проведение технического осмотра АТС на принадлежащих ей пунктах тех-

нического осмотра. Периодичность прохождения технического осмотра остается прежней.

Получить полис ОСАГО станет невозможно без предъявления талона о прохождении технического осмотра АТС, до истечения срока действия которого осталось больше шести месяцев. Поэтому наличие полиса ОСАГО у водителя АТС при проверке инспектором Госавтоинспекции МВД России будет являться подтверждением того, что данное АТС прошло процедуру технического осмотра положительно.

Ведение базы данных о прохождении технического осмотра транспортных средств остается за Госавтоинспекцией МВД России.

Правительством Российской Федерации по утвержденному плану подготовки нормативных актов, в соответствии с которым различным министерствам и ведомствам, в том числе и Госавто-инспекции МВД России, подготовлено более 20 нормативно-правовых актов, регламентирующих новый порядок организации и проведения технического осмотра автотранспортных средств.

Министерством транспорта Российской Федерации разработан ряд документов, необходимых для реализации закона о техническом осмотре, в том числе правила проведения технического осмотра автотранспортных средств, затрагивающие интересы как операторов пунктов технического осмотра, так и владельцев автотранспортных средств.

В основу разработки этого документа положены следующие принципы:

- 1) сокращение процедуры проведения технического осмотра до возможного минимума времени без ущерба для обеспечения безопасности дорожного движения;
- 2) выполнение технических требований, которые действуют на сегодняшний день в технических регламентах, постановлениях правительства и в международных договорах Российской Федерации.

По утвержденному Правительством Российской Федерации плану подготовки нормативных актов Министерство транспорта Российской Федерации предлагает использование показаний бортовых компьютеров, встроенных в автотранс-



портное средство и применяемых для диагностирования автотранспортных средств.

Важное значение в настоящее время уделяется разработке перечня оборудования для инструментальной базы пунктов технического осмотра.

Наличие перечисленных мер позволит, как уверяют представители Минтранса Российской Федерации, сократить не только перечень критериев допуска автотранспортных средств к эксплуатации, но и время, необходимое для прохождения технического осмотра для "массовой категории автотранспортных средств", но, как всегда, оказывается "хотели как лучше...".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Всемирный доклад** о предупреждении дорожно-транспортного травматизма / Пер. с англ. М.: Издательство "Весь мир". 2004. С. 4—6.
- 2. **Проект** Концепции Федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013—2020 годах". ГУОБДД МВД России. М., 2011. С. 41.
- 3. **Суковицын В. И.** Периодический технический осмотр транспортных средств. Обзорная информация. Вып. 1. / В. И. Суковицын. НИЦ ГАИ МВД России. М., 1996. 36 с.
- 4. Государственный доклад по БДД по итогам 2010 года. Статистика ГИБДД 2010. С. 65.
- Райтман Б. А. Безопасность автомобиля в эксплуатации. / Б. А. Райтман, Ю. Б. Суворов, В. И. Суковицын. М.: Транспорт, 1987. 207 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК» ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2014 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

- 1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
 - 2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
 - 3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU



ABSTRACTS OF ARTICLES

Markov V. A., Devijanin S. N., Furman V. V. Complex automatic control system of diesel engine shaft speed and coolant temperature. Complex automatic control system of diesel engine shaft speed and coolant temperature is considered. Mathematical representation of this system is given, computational research on it is carried out. The possibility of creating such a system by introducing information on engine load into the control law of the two parameters is proved.

Keywords: diesel engine, automatic control system of shaft speed, automatic control system of coolant temperature, crank-shaft speed, engine load, transient process

Juznetsov A., Kharitonov S., Latochkin A. Mathematical model of diesel engine as energy generator for vehicle with electrical transmission Mathematical model of diesel engine as energy generator for vehicle with electrical transmission was considered. Experimental study of diesel generator has been performed to verify this model. Comparison of the experimental and transient computer modeling results showed good agreement of measured values and proved efficiency of developed computer program. Therefore, considered model and program can be used for future development of vehicle control algorithms.

Keywords: Diesel/Compression Ignition engines, Simulating and Modeling, Computer simulation, Transient simulation, Model verification

Dubovik E. A. Pneumatic calculation drive two-rack-mount stationary podjmnik Define the basic engineering parameters of pneumatic two-rack-mounto stationary lift. **Keywords:** pneumatics, drive, loss, Reynolds number, lift

Maksimov V. A., Molozhavtsev O. V. Determination of normal flow of spare parts of city bus-sky (for planning purposes) The article presents an example of defining norms for consumption of spare parts bus (for planning purposes). **Keywords:** route rule, spare parts, Skye statistical information, application rates, the route of movement

22 Strygin A. V., Thach Minh Quan. Social impact assessment and traffic rationalization passenger transport in big cities Southeast Asia (for example, Hanoi)

The article examines the socio-economic implications of Hanoi on existing routes additional bus traffic of small capacity, which will streamline traffic management by transplant residents with personal motorized vehicles on public transport. The rating is given based on a representative sociological survey of the busiest passenger urban routes.

Keywords: passenger traffic, buses, small capacity, socio-economic importance

Khaziev A. A. Method of estimation of the concentration of automobile gasoline in motor oil The article describes the method for assessment of concentrations of automobile gasoline in motor oil. **Keywords:** motor oil, flash point in open cup, concentration of gasoline

Lushcheko V. A., Nikishin V. N. Experimental investigation and extended simulation of automobile turbocharger thermal state. In this article we described experimental investigation and extended simulation of automobile turbocharger thermal state. **Keywords:** diesel engine, turbocharger, thermal state

Paschenko F. F., Torshin V. V., Krukovsky L. E. Elecyticity from the automobile-road
Article relates to methods of obtaining electric energy from low-power energy sources, such as piezoelectric elements located under the surface of the roadway. Small charges generated by a large number of low power sources of electricity, accumulate on the surface of metallic spheres, with the subsequent discharge of the capacitor in parallel with the battery.

Keywords: Low-power power supplies, piezoelectric, storage of electric charges, insulating hollow column, the push mechanism, roadbed, bah-shaped gap, transformer, a storage capacitor, battery

Razgovorov K. I., Sarbaev V. I., Eroshin A. Y. Evaluation of technical-economic indicators business service companies service Improving the material and cultural level of the population leads to an increase in demand for cars, especially foreign production. When choosing a car consumer of attention paid to perform high-quality service. To ensure a high level of after-sales servicing company auto repair shops offer a wide range of technical papers focused on the needs of avtovla — owners.

Keywords: systematic evaluation, technical and economic indicators, industrial activity, labor times, the throughput capacity of the average monthly salary

Doronin D. S. Diagnostics and reasons of damages of hydraulic shock absorbers.

The article discusses one of the most important system of today's commercial vehicles — the Suspension System and it's main part — Hydraulic Shock Absorber. Attention is focused on types and reasons of damages, fitting recommendations, influence of worn shock absorbers on driving safety and comfort.

Keywords: automobile, vehicle, suspension system, shock absorber, truck, damage, driving comfort, safety

Kramarenko B. A., Rementsov A. N., Zimanov L. L. Technical supervision today and tomorrow as a mechanism for road safety With the continuous growth in the number of vehicles and increase traffic congestion road safety — a difficult task, and the complex, which has a huge socio-economic and demographic significance.

Keywords: traffic safety, economic loss, road traffic accidents, demographic damage, transport strategy, reducing the severity of their consequences

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *З. В. Наумова* Сдано в набор 12.05.2014. Подписано в печать 23.06.2014. Формат $60 \times 88 \ 1/8$. Усл. печ. л. 5.88. Отпечатано в OOO "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Грузовик, 2014, № 7



