Грузовик

3
2015

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев,
д-р техн. наук
В.М. Вовк
В.А. Волчков
С.М. Гайдар,
д-р техн. наук
Л.В. Грехов,
д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин,
д-р техн. наук
А.М. Иванов,
д-р техн. наук
Н.А. Иващенко,
д-р техн. наук
В.В. Комаров,
канд. техн. наук
В.А. Марков,
д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов,
д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева
А.Ф. Синельников,
канд. техн. наук, проф.
В.С. Устименко,
канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев,
д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов,
д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а
Тел. (499) 268-41-77
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

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

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

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2015

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Тер-Мкртичьян Г. Г.* Модифицирование рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Разделенные такты

Эксплуатация. Ремонт

7 *Максименко А. Н., Заровчатская Е. В.* Оценка эффективности использования гидрофицированных машин

Практика

12 *Карелина М. Ю., Гайдар С. М.* Технология повышения износостойкости поверхностей трибосопряжений физико-химическим методом

Транспортный комплекс

17 *Игин В. Н., Марков В. А. Фурман В. В., Антюхин Г. Г.* Испытания транспортного средства с электронной системой управления топливоподачей дизельного двигателя

29 *Немчинов Д. М., Столяров В. В., Кочетков А. В.* Экономический эффект развития сети автомобильных дорог

Экология

34 *Вальехо Мальдонадо П. Р., Шендеровский И. М., Епифанов И. В., Марков В. А.* Выбор степени сжатия в двигателях с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом, работающих на природном газе

Исследования. Расчет

41 *Строкин А. А.* К вопросу о выборе метода измерения шумовых характеристик при проведении НИОКР по разработке малошумного оборудования в производственных условиях

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"

УДК 621.43.018

Г. Г. Тер-Мкртичьян, д-р техн. наук, проф., ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ"
E-mail: georg@nami.ru

МОДИФИЦИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. РАЗДЕЛЕННЫЕ ТАКТЫ

Рассмотрены возможности модифицирования рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Дана классификация направлений и методов модифицирования циклов. Подробно рассмотрены циклы с разделенными в пространстве тактами.

Ключевые слова: *модифицированный рабочий цикл, такт, разделенные такты, добавленные такты, воспламенения от сжатия однородной смеси (HCCI).*

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

Анализ перспектив развития двигателестроения свидетельствует о том, что в обозримом будущем поршневые двигатели внутреннего сгорания сохранят свое доминирующее положение в традиционных отраслях их применения (автомобильный и железнодорожный транспорт, сельскохозяйственное машиностроение, судостроение) при одновременном расширении их использования в транспортных средствах специального назначения.

Поршневые двигатели постоянно совершенствуются в первую очередь по экологическим и экономическим показателям, определяемым совершенством рабочего процесса. Однако в последние годы наметилась тенденция к снижению темпов улучшения этих показателей.

Совершенствование рабочего процесса ДВС осуществляется за счет развития гибко управляемых систем топливоподачи и воздухоснабжения. При этом схема реализации рабочего процесса базируется на традиционных двух или четырехтактных циклах, практически не претерпевших изменений за более чем столетнюю историю развития ДВС. При описании циклов используются следующие термины и определения.

Рабочим циклом ДВС называют периодически повторяющийся ряд последовательных процессов, протекающих в цилиндре двигателя и обусловливающих превращение тепловой (химической) энергии в механическую работу.

Такт (ход поршня) — часть рабочего цикла (совокупность процессов), происходящая в цилиндре, осуществляемая в интервале перемещения поршня между двумя смежными мертвыми точками (ВМТ и НМТ).

Свежий заряд — смесь топлива и окислителя, поступившая в цилиндр.

Рабочее тело — газы, с помощью которых в цилиндре осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу.

Выпускные газы — газы, удаляемые из цилиндра ДВС после завершения рабочего цикла.

В традиционном цикле присутствуют следующие такты: впуск; сжатие; рабочий ход, состоящий из процессов сгорания и расширения рабочего тела; выпуск — удаление выпускных газов из цилиндра в атмосферу

или в турбину турбокомпрессора.

С целью совершенствования рабочих процессов и получения новых качеств предлагались и предлагаются отличные от классических модифицированные циклы ДВС.

На рис. 1 дана классификация модифицированных рабочих циклов ДВС.

Модифицированные рабочие циклы могут состоять из комбинации нескольких элементарных

циклов, отличающихся тактами, или используемым рабочим телом. Элементарный цикл начинается с такта впуска и завершается тактом выпуска. Комбинированный цикл, например, состоящий из четырехтактного и двухтактного циклов, обозначается как **4 + 2**.

В двигателях с модифицированным рабочим циклом такты могут совместно осуществляться не в одном, а в двух или более цилиндрах. Поэтому **тактом** будем называть часть рабочего цикла при изменении объема модуля (модуль — двигатель с минимальным количеством цилиндров, необходимым для совершения рабочего цикла) от минимального до максимального значения. Такты могут быть равной и неравной протяженности.

В двигателях с модифицированным циклом **рабочим телом** кроме продуктов сгорания также могут являться пар, смесь пара с продуктами сгорания, сжатый воздух.

В модифицированном цикле могут присутствовать процессы и такты, отличные от традиционных, или являющиеся их разновидностью.

Вытеснение — удаление выпускных газов или воздуха из одного цилиндра в другой цилиндр двигателя с целью дополнительного расширения.

Расширение — рабочий ход, в котором имеется процесс расширения, но отсутствует процесс сгорания (встречаются следующие определения рабочего хода: топливный рабочий ход — сгорание топлива и расширение газов; воздушный рабочий ход — расширение воздуха; паровой рабочий ход — расширение пара).

Сгорание — так будем называть традиционный рабочий ход с процессами сгорания и расширения, чтобы отличить его от такта **"расширение"**.

Изохорное сгорание — сгорание в камере постоянного объема.

Нагнетание — сжатие рабочего тела (как правило, воздуха) в одном цилиндре и его перемещение в воздушный ресивер, или использование для наддува другого цилиндра.

На рис. 2 представлены основные направления и методы модифицирования рабочего цикла ДВС.

Рассмотрим более подробно примеры модификации цикла ДВС при разделении тактов между его рабочими объемами — двигатели с разделенными тактами. В традиционном цикле такты разнесены во времени, при разделенном цикле такты разделены в пространстве и осуществляются в разных объемах.

Двигателями с разделенными тактами будем называть такие, в которых такты рабочего цикла (впуск — сжатие — расширение — выпуск) осуществляются в разных цилиндрах, как правило, в двух. При этом двигатель состоит из двухцилиндровых модулей. Полный рабочий цикл происходит, как правило, за один оборот коленчатого вала, хотя двигатель является четырехтактным.

В традиционном четырехтактном двигателе рабочий цикл осуществляется в одном цилиндре за два оборота коленчатого вала, а в двигателе с разделенным в пространстве циклом рабочий процесс осуществляется в двух цилиндрах за один оборот коленчатого вала. Поэтому при прочих равных условиях литровая мощность двигателей с традиционным и разделенным циклами одинакова.

При реализации рабочего цикла по классической схеме процессы сгорания и расширения осуществляются в течение одного такта — рабочий ход. Они не разделены в пространстве (происходят в одном цилиндре) и слабо разделены во времени.

Топливно-воздушной смеси не хватает времени для полноценного сгорания. Для качественного смесеобразования в дизеле времени также недостаточно. При частоте вращения коленчатого вала 4800 мин$^{-1}$ (80 с$^{-1}$), характерной для высокооборотных дизелей легковых автомобилей четыре такта (два оборота коленчатого вала) происходят за 2/80 = 0,025 с (25 мс). Смесеобразование осуществляется приблизительно за 20° поворота коленчатого вала или за $20/360 \times 80 \approx$ $\approx 0{,}0007$ с $\approx 0{,}7$ мс. При частоте вращения коленчатого вала 350...550 мин$^{-1}$, характерной для среднеоборотных судовых дизелей на смесеобразование отводится на порядок больше времени (6...10 мс), что определяет существенно более высокий уровень индикаторного КПД у дизелей этого класса.

Другим обстоятельством, негативно влияющим на процесс сгорания, является уменьшение объема надпоршневого пространства при движении поршня вниз после прохождения ВМТ. При этом по мере распространения фронта пламени давление и температура рабочего тела уменьшаются, а площади охлаждающих поверхностей и, соответственно, потери теплоты увеличиваются. Это приводит к снижению эффективности процесса сгорания и увеличению образования продуктов неполного сгорания CO и CH.

Для устранения указанных недостатков предложен ряд конструктивных решений, в которых предусмотрено полное или частичное разделение рабочего хода на такты сгорания и расширения.

Кроме того, разделение тактов по разным цилиндрам добавляет традиционному циклу ДВС допол-

нительные положительные качества. Например, увеличив размеры одного из цилиндров, можно обеспечить продолженное расширение рабочего тела.

Концепция разделенного цикла не нова. Еще в 1891 г. американская компания Backus Water Motor Company выпускала такие двигатели малыми сериями, но они не получили распространения (рис. 3) [1].

Двигатель Кушуля

В 60-х годах XX столетия профессор Ленинградского института авиационного приборостроения В. М. Кушуль предложил двигатель, в котором попарно расположенные цилиндры сообщаются между собой через короткий тангенциальный канал, выполненный в головке [2]. Движение поршней происходит с некоторым сдвигом по фазе. Поршень второго цилиндра отстает на 22—24° по углу поворота коленчатого вала от поршня первого, что достигается особым расположением цапфы прицепного шатуна (рис. 4).

Степень сжатия в первом цилиндре равна 7, как в двигателях с искровым воспламенением, а во втором — 21. При этом общая для блока из двух цилиндров степень сжатия равна 10.

Двигатель работает следующим образом. На такте впуска первый цилиндр через соответствующий канал с клапаном заполняется обогащенной топливовоздушной смесью, а во второй через свой впускной клапан поступает чистый воздух. На такте сжатия значительная часть воздушного заряда из второго цилиндра перетекает в первый цилиндр.

Воспламенение смеси в первом цилиндре осуществляется от электрической искры за 10—12° до ВМТ. После воспламенения и начала первой фазы сгорания заряда в первом цилиндре, поршень во втором цилиндре еще продолжает движение к ВМТ. Угол отставания в движении поршня второго цилиндра выбран таким, что за первую фазу процесса сгорания — до прихода поршня первого цилиндра в ВМТ — повышение давления от сжатия во втором цилиндре было бы равно увеличению давления от сгорания в первом цилиндре, или незначительно превосходило его.

Следовательно, в первой фазе процесса сгорания, несмотря на то что цилиндры сообщены между собой, в каждом из них независимо происходят различные процессы: в первом — сгорание, а во втором — сжатие (с возможным незначительным перетеканием сжатого воздуха в первый цилиндр).

Когда же поршень первого цилиндра проходит ВМТ и сгорание с участием собственного воздушного заряда в основном заканчивается, давление сжатия во втором цилиндре начинает превышать давление сгорания и наступает вторая фаза процесса сгорания с поступлением сжатого до высокого давления воздуха из второго в первый цилиндр.

К моменту окончания перетекания сжатого воздуха, когда второй поршень достигает ВМТ, процесс сгорания полностью заканчивается и начинается одновременное расширение в первом и втором цилиндрах. В конце процесса расширения в обоих цилиндрах открываются выпускные каналы и при следующем такте газы выталкиваются из цилиндров.

Несмотря на достаточно успешные испытания опытных образцов, двигатель В. М. Кушуля не нашел промышленного применения вследствие значительного усложнения конструкции.

Двигатель Скудери

В последние годы наиболее активно разрабатывает концепцию разделенного цикла фирма Scuderi Group (США) изобретателя К. Скудери, предложившего термин Split-Cycle Combustion (SCC) [3]. В 2009 г. на Всемирном конгрессе SAE в Детройте был представлен действующий прототип двигателя Скудери.

В двигателе Скудери один цилиндр предназначен для впуска и сжатия, а другой — для расширения (рабочего хода) и выпуска отработавших газов. Цилиндры соединяются между собой перепускным каналом с клапанным механизмом, по которому сжатая топливовоздушная смесь поступает в рабочий цилиндр (рис. 5).

Поршни в параллельных цилиндрах движутся с небольшим смещением по фазе (ориентировочно, около 30°), обеспечивая последовательное, но почти одновременное протекание двух тактов. Когда в первом цилиндре (компрессорном) осуществляется впуск или сжатие, во втором цилиндре, соответственно, происходит расширение или выпуск. Двигатель Скудери может состоять из нескольких пар цилиндров.

Воспламенение смеси происходит после ВМТ. При этом поршень в первом цилиндре движется вверх, а поршень во втором (рабочем) цилиндре — вниз. Процесс сгорания осуществляется при слабо меняющемся объеме цилиндров, что должно способствовать повышению индикаторного КПД.

Двигатель Скудери может быть дополнен воздушным ресивером. В этом случае возможны несколько режимов работы двигателя.

Обычный режим, при котором в компрессорном цилиндре осуществляются такты впуска и сжатия, а в рабочем цилиндре — рабочий ход и выпуск. Воздушный ресивер отключен.

Режим компрессора. Рабочий цилиндр отключен, а компрессорный цилиндр нагнетает воздух в ресивер, аккумулируя энергию торможения автомобиля, которая используется впоследствии для совершения полезной работы.

Экономичный режим. Компрессорный цилиндр отключен. Сжатый воздух из ресивера поступает в рабочий цилиндр, в который также подается топливо. Повышение КПД цикла происходит из-за отсутствия затрат энергии на сжатие рабочего тела.

Эспандерный режим. Компрессорный цилиндр отключен. Подача топлива в рабочий цилиндр отсутствует. Сжатый воздух из ресивера поступает в рабочий цилиндр, расширяясь в котором, совершает полезную работу за счет рекуперации энергии торможения.

Двигатель Zajac Motors

В инжиниринговой фирме Zajac Motors (США) разработан двигатель с разделенным рабочим циклом, принцип работы которого также весьма близок к организации рабочего процесса в двигателе Скудери [4]. Сжатие воздушного заряда производится в одном цилиндре, а расширение — в другом (рис. 6). Двигатель оснащен внешней камерой сгорания, работающей по принципу, названному разработчиками "горячая стенка", в которую поступают топливо и воздух, сжатый в первом цилиндре. Форма камеры сгорания, принцип работы, дизайн и материалы для изготовления защищены патентами. Конструкция двигателя предусматривает использование элементов газораспределения вращающегося типа.

Двигатель TourEngine

Схема двигателя, разработанного Х. Туром (TourEngine Inc., США) [5], близка к схеме двигателя Скудери. Модуль двигателя TourEngine состоит из двух оппозитно расположенных цилиндров со смещенными осями и двух коленчатых валов. Внутренние полости компрессорного цилиндра, называемого "холодным", и рабочего цилиндра, называемого "горячим", сообщаются друг с другом коротким соединительным каналом, перекрываемым клапаном (рис. 7).

Рабочий объем "холодного" цилиндра (95 см^3) в два раза меньше, чем у "горячего" цилиндра (190 см^3). Соответственно степень сжатия в "холодном" цилиндре, равная 8, в два раза меньше степени расширения в "горячем" цилиндре, равной 16, что позволяет обеспечить продолженное расширение рабочего тела.

В 2011 г. опытный образец двигателя TourEngine экспонировался на различных автомобильных выставках и конференциях.

Разделенный цикл с рабочим процессом HCPC

Группа ученых из университетов Пиза (Италия) и Мэдисон (США) на базе двигателя с разделенным циклом разрабатывают концепцию Homogenous Charge Progressive Combustion (HCPC), являющуюся разновидностью рабочего процесса с самовоспламенением гомогенной смеси HCCH [6]. Как и в других двигателях с разделенными тактами, в двигателе, реализующем процесс HCPC, имеются два цилиндра, в одном из которых (компрессорном) осуществляются впуск и сжатие, а в другом (рабочем) — сгорание, расширение и выпуск. Цилиндры соединены перепускным каналом, в который производится впрыск топлива несколько позже ВМТ поршня рабочего цилиндра. В это время поршень компрессорного цилиндра движется к своей ВМТ, перемещая воздушный заряд через перепускной канал в рабочий цилиндр (рис. 8).

Подобранные специальным образом размеры и конфигурация перепускного канала позволяют обеспечить очень высокую скорость перетекания через него воздушного заряда (более 200 м/с) и получение гомогенной топливно-воздушной смеси.

Двигатель DIRO Konstruktion

Наиболее радикально процесс сгорания отделен от других составляющих рабочего цикла в двигателе, предложенном немецкой фирмой DIRO Konstruktion [7]. В головке цилиндра двигателя DIRO размещен вращающийся золотник, содержащий две камеры сгорания, попеременно сообщающиеся с рабочей полостью цилиндра. Камеры сгорания с интервалом в 180° периодически соединяются с рабочей полостью цилиндра в конце такта

сжатия и начале такта рабочего хода. Золотник совершает один оборот за четыре оборота коленчатого вала. При этом обеспечивается значительный запас времени для эффективного сгорания топливно-воздушной смеси.

Предложены варианты исполнения двигателя DIRO, как с комбинированным клапанно-золотниковым газораспределением, так и с золотниковым газораспределением, при котором впускной и выпускной каналы размещены в том же вращающемся золотнике, что и камеры сгорания (рис. 9).

На рис. 10 показаны фазы рабочего цикла двигателя DIRO в дизельном варианте.

Во время фазы *1* в цилиндре и в первой камере сгорания осуществляется процесс сжатия, а во второй камере сгорания, отделенной от цилиндра, происходит смесеобразование и сгорание топливно-воздушной смеси. Во время фазы *2* в в первой камере сгорания осуществляется впрыск топлива и смесеобразование, а в цилиндре и во второй камере сгорания, которая сообщается с цилиндром, происходит расширение (рабочий ход). На протяжении фаз *3* и *4* рабочего цикла осуществляются такты выпуска и впуска, а первая и вторая камеры сгорания функционально меняются местами.

В качестве недостатков схемы двигателя DIRO следует отметить существенное усложнение конструкции и повышенные газодинамические потери при перетекании рабочего тела из цилиндра в камеры сгорания и обратно, а также проблемы с уплотнением и смазкой золотника, работающего в зоне высоких тепловых нагрузок.

Заключение

Разделение в пространстве тактов рабочего цикла усложняет конструкцию двигателя и, как правило, ухудшает его массогабаритные показатели. Потенциальный выигрыш от разделения процессов сгорания и расширения частично нивелируется дополнительными энергетическими потерями при перетекании газов между полостями, а также потерями теплоты в технических решениях с дополнительными камерами, размещенными в головке цилиндра. По этой причине двигатели с разделенными тактами до настоящего времени не нашли промышленного применения.

Ситуация может измениться в связи с развертыванием в последние годы во всех технически развитых странах масштабных программ, как правило государственных, с участием ведущих автомобильных концернов по разработке новых рабочих процессов, основанных на технологии воспламенения от сжатия однородной смеси, известной как Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

Принципиальное отличие процесса HCCI от традиционных рабочих процессов двигателей заключается в организации управляемого одновременного многоочагового воспламенения и горения заряда по всему объему камеры сгорания, а не во фронте пламени гомогенной или гетерогенной среды. В результате скорость тепловыделения значительно возрастает, процесс подвода теплоты к рабочему телу приближается к оптимальному с термодинамической точки зрения подводу теплоты при постоянном объеме, что в сочетании с высокой степенью сжатия, необходимой для самовоспламенения гомогенной смеси, обеспечивает высокий уровень индикаторного КПД [8].

Разделение тактов рабочего цикла дает потенциальную возможность реализовать в двигателях процесс HCCI, а также значительно упрощает задачу создания многотопливного двигателя, способного одинаково эффективно работать на бензине, природном газе или диметиловом эфире [9]. Разделение тактов может позволить осуществлять и другие альтернативные рабочие процессы, такие как Controlled Auto Ignition (CAI) — управляемое самовоспламенение смеси, Highly Premixed Late Injection (HPLI) — частично гомогенный процесс сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Материалы сайта** www.lindsaybks.com
2. **Кушуль В. М.** Знакомьтесь, двигатель нового типа. — Л.: Судостроение, 1966. — 118 с.
3. **Материалы сайта** www.scuderigroup.com
4. **Материалы сайта** www.zajacmotors.com
5. **Материалы сайта** www.tourengine.com
6. **Musu E., Rossi R., Gentili R. and Reitz R. D.** "Clean Diesel Combustion by means of the HCPC Concept", SAE paper 2010-01-1256, SAE Int. J. Engines, Vol. 3, No.1, pp. 964—981, 2010.
7. **Материалы сайта** www.diro-konstruktion.de
8. **Тер-Мкртичьян Г. Г.** Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания. — М.: Металлургиздат, 2011. — 304 с.
9. **Тер-Мкртичьян Г. Г.** Диметиловый эфир — перспективы и проблемы. Журнал "АвтоГазоЗаправочный Комплекс + альтернативное топливо", № 4, 2007. — С. 66—67.

УДК 625.08:620.169.1

А. Н. Максименко, канд. техн. наук, профессор, **Е. В. Заровчатская,** магистр техн. наук,
Белорусско-Российский университет, Могилев, Беларусь
E-mail: Spectrol@tut.by

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ МАШИН

В статье рассматривается оценка эффективности использования гидрофицированных машин с учетом динамики производительности и себестоимости машиночаса в процессе их эксплуатации.

Ключевые слова: *строительные и дорожные машины, эксплуатация, производительность, себестоимость, прибыль, срок полезного использования, технико-экономические показатели.*

Максимальный эффект в процессе эксплуатации строительных и дорожных машин (СДМ) возможно получить только в результате комплексных и взаимоувязанных мероприятий при проектировании, производстве и использовании по назначению конкретной машины с учетом изменения ее выходных параметров от наработки с начала эксплуатации. Для учета влияния конструктивных, производственных и эксплуатационных факторов можно подобрать параметры по оценке работоспособности конкретной машины и по их динамике в процессе ее использования определить оптимальную наработку, соответствующей максимальной прибыли с учетом всех факторов, влияющих на работоспособность СДМ, которая будет отличаться от средних значений до 50 % [1].

Анализ динамики выходных параметров при эксплуатации машины позволяет определить производительность, себестоимость машиночаса, оптимальную наработку окупаемости стоимости ее изготовления, максимальные эксплуатационные затраты и максимальную прибыль за этап эксплуатации ее жизненного цикла.

На этапе разработки машины к ней предъявляются основные требования: высокая производительность и экономичность, надежность, простота управления и обслуживания, ремонтопригодность, удобство транспортировки, высокие эстетические качества [2].

К сожалению, основные выходные параметры (производительность и себестоимость машино-часа) применяются постоянными при оценке эффективности их использования. Фактически они значительно изменяются в процессе наработки машины, что важно учитывать при планировании и организации использования СДМ, включая обеспечение их работоспособности.

Стратегия поддержания и восстановления работоспособности СДМ была предложена в статье [3]. Ее реализация возможна при установленной динамике основных выходных параметров (производительность и себестоимость машино-часа) в процессе наработки машины.

Динамика основных выходных параметров гидрофицированных машин в процессе их эксплуатации

Планирование и организация строительных работ, формирование комплектов и комплексов СДМ проводится с учетом производительности машины, которая в настоящее время принимается средней за межремонтный цикл при значительных изменениях ее в зависимости от наработки с начала эксплуатации. При использовании информационных технологий для учета и анализа эффективности эксплуатации каждой машины предоставляется возможность перейти на новый уровень оценки применения комплектов и комплексов и в целом парка при выполнении любых строительных операций.

Основным показателем оценки уровня организации работы машины является эксплуатационная производительность, которая значительно изменяется в процессе ее использования. Снижение ее про-

исходит и за счет изнашивания деталей сопряжений сборочных единиц, что в гидроприводе сказывается на внутренних перетечках рабочей жидкости.

Современные СДМ оснащены преимущественно объемным гидроприводом. Основным недостатком которого является то, что все гидроэлементы связаны между собой последовательно и выход из строя одного элемента, приводит к отказу всей гидросистемы. Изменение выходных параметров гидросистемы оказывает сильное влияние на производительность СДМ. Изнашивание сопряжений сборочных единиц гидропривода влияют на продолжительность выполнения машиной отдельных операций и всего цикла.

Параметрами контроля гидропривода в целом являются: продолжительность выполнения отдельных операций или рабочего цикла; температура рабочей жидкости и темп ее нарастания; количественное и качественное изменения рабочей жидкости; полный КПД гидравлической системы. Наиболее широко для оценки общего состояния гидропривода применяется метод сравнения продолжительности выполнения отдельных операций или цикла с номинальными и предельными значениями [4].

Основным показателем изменений в работе гидропривода является объемный коэффициент полезного действия, который определяет динамику снижения производительности. Анализ результатов исследований по интенсивности изменения работоспособности сборочных единиц гидропривода ЭО-5126 показал, что в зависимости от наработки подконтрольных машин с начала эксплуатации объемный КПД снижался с 0,9 до 0,47 (табл. 1).

Таблица 1

Пределы изменения выходных ЭО-5126

Показатели	Новая машина	Предельные значения контролируемого параметра
Коэффициент подачи насоса	0,97	0,77
Объемный КПД гидрораспределителя	0,98	0,88
Объемный КПД гидроцилиндра	1	0,94
Объемный КПД гидромотора	0,95	0,76
Объемный КПД гидропривода экскаватора	0,9	0,47
Время цикла, с	22	42
Техническая производительность, $м^3/ч$	180	101

Таблица 2

Изменение основных выходных параметров экскаватора ЭО-5126 от наработки с начала эксплуатации

Наработка, моточасы	$K_п$	$K_с$	$K_{смч}$
До 1000	0,78	0,95	1,0
1000—2000	0,79	0,9	0,95
2000—3000	0,73	0,85	1,0
3000—4000	0,69	0,8	1,08
4000—5000	0,66	0,75	1,20
5000—6000	0,63	0,7	1,29
6000—7000	0,63	0,29	1,40
7000—8000	0,61	0,6	1,52
8000—9000	0,60	0,55	1,67
9000—10 000	0,59	0,5	1,78

При предельном значении объемного КПД гидропривода техническая производительность снижается на 44 %. Для экскаватора ЭО-5126 были обработаны карточки учета их работы. Полученные результаты указывают также на снижение коэффициента внутрисменного режима работы $K_п$ от наработки с начала эксплуатации (табл. 2), что приводит к уменьшению эксплуатационной производительности дополнительно на 47 %. При этом происходит увеличение времени простоя в технических обслуживаниях (ТО) и ремонтах и трудоемкости для обеспечения работоспособности машины. Все это напрямую отражается на росте себестоимости машино-часа ($С_{мч}$) при увеличении наработки с начала эксплуатации. Ее изменение можно учесть коэффициентом $К_{смч}$ (см. табл. 2), который равен отношению себестоимости машино-часа при *i*-й наработке к $С_{мч}$ при наработке до 1000 моточас.

Можно проследить, что с уменьшением объемного КПД гидропривода увеличивается время цикла вдвое с начала эксплуатации при достижении 10 000 моточасов, а эксплуатационная производительность машины с учетом изменений $К_п$ падает в 2,5 раза.

Для выполнения планируемых объемов работ экскаватором со значительным износом сопряженных пар сборочных единиц гидропривода, двигатель должен работать на наиболее высокой частоте вращения коленчатого вала или требуется более продолжительное рабочее время, что приводит к увеличению расхода топлива и стоимости машино-часа.

При планировании и организации строительного производства необходимо учитывать изменение выходных параметров каждой конкретной машины. При достижении критических значений параметров

своевременно принимать решение о целесообразности использования как отдельных сборочных единиц, так и гидропривода в целом.

В зависимости от наработки с начала эксплуатации для гидрофицированного экскаватора ЭО-5126, используемого в дорожной отрасли второй климатической зоны, изменения технической производительности можно выразить через коэффициент K_c, который можно выразить зависимостью:

$$K_п = 1 - 5 \cdot 10^{-5}\ H_ф, \quad (1)$$

где $H_ф$ — фактическая наработка машины с начала ее эксплуатации, моточас.

Для других гидрофицированных машин качественное изменение K_c, аналогичное при разных количественных значениях, так для погрузчика Амкодор-332 формула определения коэффициента старения будет иметь вид:

$$K_c = 1 - 7 \cdot 10^{-5}\ H_ф. \quad (2)$$

Интенсивность изменения этого коэффициента зависит от условий эксплуатации и тонкости очистки гидравлического масла. Предприятия по изготовлению СДМ в Республике Беларусь и Российской Федерации предусматривают тонкость очистки гидравлического масла 25 мкм (в лучшем случае 10 мкм), что недостаточно для обеспечения стабильной работы гидропривода машин в межремонтном цикле.

В зарубежных фирмах предусматривается тонкость очистки менее 5 мкм (фирма JSB обеспечивает тонкость очистки 1,5 мкм), что обеспечивает снижение интенсивности изнашивания на порядок и стабилизацию продолжительности отдельных операций гидрофицированных машин в процессе их эксплуатации.

Одним из основных факторов, влияющих на техническую производительность экскаватора, является продолжительность выполнения отдельных операций и цикла в целом. Анализ изменения времени подъема ковша для экскаваторов 5-й размерной группы ЭО-5126 (тонкость очистки 25 мкм) и JSB-240 (тонкость очистки 1,5 мкм) показал, что в пределах половины ресурса эта величина соизмерима, а при наработке 10 000 моточасов время подъема для ЭО-5126 превышает в 5 раз.

Фиксированные значения времени подъема стрелы на максимальную высоту определялись при фиксированных значениях при номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя и температуры гидравлического масла (табл. 3).

Таблица 3

Зависимость времени подъема стрелы на максимальную высоту от наработки

Наработка, моточасы	Время подъема стрелы, с	
	ЭО-5126	JSB-240
0	6,42	6,94
1000	6,85	8,09
2000	7,13	5,40
3000	7,92	4,35
4000	9,42	5,95
5000	11,80	8,98
6000	16,55	11,75
7000	18,06	13,17
8000	23,64	13,25
9000	32,16	13,72
10 000	75,95	15,64

Математическая модель определения этапа эксплуатации жизненного цикла машины с учетом динамики технико-экономических показателей

В международной практике при оценке эффективности эксплуатации СДМ отсутствуют единые рекомендации по применяемым технико-экономическим показателям (ТЭП) и методики их определения. Это объясняется сложностью учета качества изготовления, затрат на поддержание и восстановление работоспособности СДМ и динамики выходных параметров в процессе их эксплуатации.

Современный подход оценки эффективности эксплуатации СДМ предусматривает применение следующих технико-экономических показателей: производительности $П_э$, себестоимости машиночаса $С_{мч}$, годового количества рабочего времени $T_ч$, наработки Н, себестоимости механизированных работ $С_{мр}$ и прибыли П [6, 7].

Себестоимость машиночаса определяется по формуле:

$$С_{мч} = З_а + З_{эн} + З_{см} + З_г + З_{тор} + З_{зп} + З_{со} + З_{пб}, \quad (3)$$

где $З_а$ — амортизационные отчисления, руб./машино-час; $З_{зп}$ — заработная плата машинистов, руб./машино-час; $З_{зн}$ — затраты на энергоносители, руб./машино-час; $З_{см}$ —затраты на смазочные материалы, руб./машино-час; $З_г$ — затраты на гидравлические жидкости, руб./машино-час; $З_{тор}$ — затраты на ТО и ТР, руб./машино-час; $З_{со}$ — затраты на сменную оснастку, руб./машино-час; $З_{пб}$ — затраты на перебазирование, руб./машино-час.

Приведенная себестоимость механизированных работ для новой машины:

$$C_{ен}^{пр} = \frac{C_{мч} K_{нк}}{П_т K_с K_в}, \quad (4)$$

где $K_{нк}$ — коэффициент, учитывающий накладные расходы; $K_в$ — коэффициент внутрисменного режима работы; $П_т$ — часовая техническая производительность новой машины, м^3/машино-час, т/машино-час, м^2/машино-час.

С учетом возможности определения простоев в ТО и ремонтах, а также $K_{смч}$ прибыль от использования машины можно определять по формуле:

$$П = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{ен}^{пр}\right) П_m K_с K_в T_ч, \quad (5)$$

где $C_т$ — стоимость единицы выполненной работы, руб.; $C_{ен}^{пр}$ — приведенная себестоимость механизированных работ для новой машины, руб./м^3, руб./т; $П_т$ — техническая производительность машины, м^3/машиночас, т/машиночас, м^2/машино-час; $T_ч$ — расчетное количество часов рабочего времени машины на планируемый год; $K_н$ — коэффициент, учитывающий повышение качества производимых работ при реализации перспективных технологий [9].

$C_{ei}^{пр} = K_{смчi} C_{ен}^{пр}$ — приведенное значение стоимости механизированных работ при i-ой наработке, руб./м^3, руб./м^3, руб./т.

При возможности учета наработки машины по приборам прибыль от использования машины точнее можно рассчитать по формуле:

$$П = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{ен}^{пр}\right) П_m K_с K_п K_п^x = \\ = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{ен}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x H, \quad (6)$$

где H — наработка машины, определяемая по счетчику моточасов, моточас; $K_п^x$ — коэффициент, учитывающий работу двигателя на холостых оборотах; $K_п = K_в / K_п^x$ — коэффициент перехода от количества часов рабочего времени машины к наработке по показаниям счетчика в моточасах или спидометра в километрах пробега.

В процессе организации выполнения строительных работ возникает необходимость в определении наработки окупаемости приобретаемой техники, проведение ее КР и списании. Для решения этой задачи прибыль от эксплуатации конкретной машины можно определить по формуле:

$$П_а = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{еа}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x H - C_u, \quad (7)$$

где $C_{еа}^{пр}$ — приведенная себестоимость механизированных работ, определяемая при исключении из себестоимости машиночаса затрат на амортизацию машины, C_u — стоимость машины, р.

Изменения $П_а$ в процессе эксплуатации машины представлены в работе [7]. Приобретая машину, юридическое лицо несет затраты, которые ему компенсируются в процессе использования машины по назначению.

При определенной наработке затраты на приобретение машины окупятся, т. е.:

$$П_а = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{еа}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x H - C_u = 0,$$

а наработка окупаемости стоимости новой машины определяется по выражению:

$$H_{ок} = \frac{C_u}{\left(K_н C_m - K_{смч} C_{еа}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x}. \quad (8)$$

Поставив значение C_u из выражения (5) в формулу (4), получаем зависимость, которую можем использовать для определения прибыли после $H_{ок}$:

$$П_а = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{еа}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x (H - H_{ок}). \quad (9)$$

Максимально возможную прибыль машины за срок службы можно получить при наработке после проведения ее КР, соответствующей равенству нулю производной от зависимости 6 и аналогичных зависимостей после i-го КР.

В общем виде получаемую прибыль от использования машины при постоянном качестве производимой продукции после определения наработки окупаемости можно выразить формулой:

$$П_{max} = \left(K_н C_m - K_{смч} C_{еа}^{пр}\right) П_m K_с K_п^x (H - H_{ок}) + \\ + \sum_{i=1}^{к} \left(K_н C_m - K_{смчкрi} C_{екрi}^{пр}\right) \times \\ \times П_{mi} K_{срi} K_{прi}^x (H_{рi} - H_{окрi}), \quad (10)$$

где $H_{крi}$ — наработка окупаемости после i-го КР, моточас; К — количество КР.

Наработка окупаемости стоимости КР машины определяется по формуле:

$$Н_{ок} = \frac{С_{кр\,i}}{\left(К_н С_m - К_{смчкр\,i} С^{пр}_{екр\,i}\right) П_m К_{ср\,i} К^x_{пр\,i}}, \quad (11)$$

где $С_{кр\,i}$ — стоимость i-го КР.

По данным Зорина В. А., стоимость КР составляет 40—60 % стоимости новой машины [8]. Причем минимальное значение соответствует первому КР, а максимальное — третьему. Анализ изменений производительности, эксплуатационных затрат на поддержание и восстановление работоспособности, а также получаемой прибыли показал целесообразность проведения не более трех КР с максимальной суммарной наработкой.

Суммарная наработка, соответствующая максимальной прибыли, рассчитывается по формуле:

$$Н_{сум} = Н + \sum_{i=1}^{к} Н_{кр\,i}. \quad (12)$$

Для получения максимального эффекта необходимо сокращать этапы изготовления, доставки, монтажа, обкатки и утилизации машины и увеличивать рациональный этап ее эксплуатации.

Продолжительность этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ определяется качеством изготовления и системой поддержания и восстановления их работоспособности, зависящей от соотношения ресурсов сборочных единиц и машины в целом. Современный подход при создании машины предусматривает максимальное приближение ресурсов СЕ и машины в целом. В этом случае отказы машины до 0,5 ее ресурса практически отсутствуют при соблюдении нагрузочных режимов работы на объекте и режимов проведения технических обслуживаний и ремонтов. При наработке свыше половины ресурса для снижения эксплуатационных затрат и исключения отказов машины на объекте важно определять остаточный ресурс при проведении плановых ТО и ремонтов с помощью гаражных или бортовых технических средств, позволяющих отслеживать работоспособное состояние СЕ, систем, агрегатов и машины в целом. При значительном отличии ресурсов СЕ отказы машины будут определяться минимальными значениями с увеличением их простоев в ТО и ремонтах, а также с ростом эксплуатационных затрат, что снижает в целом рациональный этап эксплуатации ее жизненного цикла [6].

Выводы

1. Оценку эффективности использования гидрофицировнных СДМ необходимо проводить с учетом динамики ТЭП (себестоимости и производительности) в процессе их эксплуатации.

2. Динамику основных ТЭП для экскаваторов ЭО-5126 можно учитывать через приведенные зависимости $К_п$, $К_{смч}$ и $К_с$ от наработки с начала эксплуатации.

3. Оценку эффективности использования гидрофицированных машин с учетом динамики производительности и себестоимости машиночаса в процессе их эксплуатации можно производить по предложенной методике.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Максименко А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 400 с.
2. **Скойбеда А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Майданчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. — 2-е изд., перераб. — Мн.: Выш. шк., 2006. — 560 с.
3. **Максименко А. Н.** Стратегия поддержания и восстановления работоспособности строительных и дорожных машин с учетом изменений выходных параметров на этапе эксплуатации их жизненного цикла / А. Н. Максименко // Наука и техника. — 2013. — № 2. — С. 44—49.
4. **Максименко А. Н.** Диагностика строительных, дорожных, подъемно-транспортных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. — СПб.: БХВ-Петербург, 2008. — 302 с.: ил.
5. **Харазов А. М.** Техническая диагностика гидропривода машин. — М.: "Машиностроение", 1979. — 112 с.
6. **Кудрявцев Е. М.** Комплексная механизация строительства: учебник / Е. М. Кудрявцев. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство АСВ. — 2010. — 464 с.
7. **Максименко А. Н.** Оценка эффективности использования строительных и дорожных машин: монография / А . Н. Максименко. — Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2012. — 213 с.
8. **Зорин В. А.** Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов / В. А. Зорин. — М.: Магистр-Пресс, 2005. — 536 с.
9. **Максименко А. Н.** Оценка эффективности этапов жизненного цикла строительных и дорожных машин с учетом изменений технико-экономических показателей в процессе их эксплуатации / А. Н. Максименко, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Е. А. Косенко // Грузовик. — 2013. — № 4. — С. 21—29.

УДК 629.113.004.67

М. Ю. Карелина, канд. техн. наук, ФГБОУ ВПО Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), e-mail: karelinamu@mail.ru,
С. М. Гайдар, д-р техн. наук, ФГБОУ ВО РГАУ — МСХА имени К. А. Тимирязева, e-mail: avtokon93@yandex.ru

ТЕХНОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Проведен анализ факторов, ограничивающих надежность работы машин при использовании штатных смазочных материалов. Показана возможность формирования мономолекулярного слоя поверхностно-активных веществ за счет сил хемосорбции и влияния его на физико-химические процессы на границе раздела фаз. Описаны технологии получения мономолекулярной защитной пленки и контроля качества покрытия. Приведены перспективы применения технологии при изготовлении и эксплуатации машин.

Ключевые слова: *надежность, трибосопряжение, трение, износ, поверхностно-активные вещества, наномодификация поверхности.*

Одним из факторов, ограничивающих надежность работы машин и оборудования, является износ контактирующих поверхностей трибосопряжений, что в значительной степени сказывается на ресурсе их работы. Поэтому для повышения долговечности деталей машин используют различные методы их упрочнения: термические, криогенные, физические, физико-химические и т. п.

Физико-химические методы повышения износостойкости можно условно разделить на три основных класса:

1) создание износостойкой неорганической пленки на поверхности;

2) изменение химического состава поверхностного слоя;

3) изменение энергетического запаса поверхностного слоя.

Классификация методов повышения износостойкости поверхностей физико-химическими способами представлена в таблице.

Кроме того, для повышения износостойкости и стабилизации условий трения детали изготавливают (если это допускают условия эксплуатации) из антифрикционных полимерных самосмазывающих материалов (органоволокнитов, маслянитов, графитопластов и др.).

Для снижения величины и стабилизации условий трения, предотвращения интенсивного износа в трибосопряжения вводят различные смазочные среды. Необходимо, чтобы слой смазки между поверхностями трибосопряжений имел достаточную толщину, обеспечивающую отсутствие соприкосновения вершин шероховатостей поверхностей, и таким образом устранял износ. Такой вид смазки называют жидкостной или гидродинамический [1].

В условиях очень больших нагрузок или высоких местных контактных напряжений (особенно в контактах качения — зубьях шестерен или роликовых подшипниках) пленка смазки становится очень тонкой: 2,5—0,25 мкм, а местное давление очень большим. В этих условиях в середине зоны контакта вязкость масла приближается к вязкости смолы. Смазка продолжает оставаться полностью гидродинамической. Эту область смазки называют "смазкой в тонком слое", а также "смешанная" или "квазигидродинамическая" смазка.

При дальнейшем уменьшении скорости скольжения или увеличении нагрузки масляный слой ста-

Класс	Метод	Процесс
1	Осаждение химической реакцией	Оксидирование, сульфидирование, фосфатирование, нанесение смазочного материала, осаждение из газовой среды
	Электролитическое осаждение	Хромирование, никелирование, электрофорез, никельфосфатирование, борирование, бромхромирование, хромофосфатирование
	Осаждение твердых осадков из паров	Электроискровое легирование, термическое испарение тугоплавких соединений, катодно-ионная бомбардировка, прямое электронно-лучевое испарение, электрохимическое испарение
	Напыление износостойких соединений	Плазменное напыление порошковых материалов, детонационное напыление, электродуговое, лазерное
2	Диффузионное насыщение	Нитрооксидирование, нитроцементация, карбонитрация, карбохромирование, азотирование, хромоазотирование, хромотитанирование, хромосилицирование, борирование, цианирование, сульфоцианирование, диффузионное хромирование, диффузионное никелирование, циркосилицирование, бороциркование, легирование маломощными пучками ионов
3	Обработка в магнитном поле	Электроферромагнитная обработка, обработка в импульсном магнитном поле

новится настолько тонким, что противолежащие шероховатости обоих поверхностей трибосопряжения цепляются друг за друга, и существование сплошной масляной пленки делается невозможным. Нагрузку в этом случае несет молекулярный слой поверхностно-активных веществ, обычно состоящий из молекул метиленовой цепи углеводородов, адсорбированных металлическими поверхностями. Такую смазку называют "граничной". Продукты старения масел и сгорания топлива (кислоты, поликонденсированные ароматические углеводороды, смолы, частицы сажи и т. д.) отрицательно влияют на эксплуатационные свойства масел, поскольку, взаимодействуя с поверхностно-активными веществами (присадками), эти продукты приводят к их срабатыванию, вызывая процессы десорбции и образования молекул физико-химически инертных. Если в этих условиях снова увеличить одновременно скорость и нагрузку, граничная смазка становится неосуществимой. В результате возникает холодное сваривание шероховатостей под давлением и разрушение поверхности, что в конце концов приводит к сцеплению.

Это сцепление может быть относительно слабым, если оно возникает как следствие физического притяжения одной поверхности к другой, или очень сильным за счет химических связей.

Для двух атомарно-чистых контактирующих поверхностей силы притяжения между твердыми телами достаточны, чтобы обеспечить прочное сцепление благодаря электронной природе их поверхностей. При этом адгезионное сцепление действует на площади фактического контакта.

При тангенциальном относительном движении поверхностей происходит разрыв адгезионных связей. В реальных условиях эти связи редко рвутся на поверхности контакта, чаще это происходит в теле с более слабой когезионной прочностью. Материал последнего переносится на сопряженную поверхность контртела, происходит изнашивание, обусловленное адгезией.

Для борьбы с таким видом износа целесообразно формируя на поверхностях трибосопряжений слой поверхностно-активных молекул, изменяя поверхностную энергию, можно управлять такими физико-химическими процессами, как трение и износ. Большой интерес представляют поверхностно-активные молекулы, представляющие собой фторуглероды $—CF_2—CF_2—$ вместо углеводородов $—CH_2—CH_2—$ [2].

Фторуглероды и углеводороды по своим свойствам принадлежат к разным классам химических соединений. Углеродные цепи находятся в максимально восстановленном состоянии, фторуглеродные в максимально окисленном. Этим можно объяснить чрезвычайно высокую стойкость фторуглеродов к окислению, негорючесть и очень высокую физико-химическую инертность. Состав для нанесения защитной молекулярной пленки представляет собой фторированное поверхностно-активное вещество

(фтор-ПАВ) и растворитель. В качестве фтор-ПАВ используются перфторированные кислоты полипропиленоксида формулы:

$$C_3F_7O(C_3F_6O)_nCOOH, \text{ где } n = 8—30.$$

В качестве растворителя используют хладоны различных марок. При нанесении раствора на поверхность растворитель испаряется, а фтор-ПАВ формирует на ней мономолекулярную пленку, которая в свою очередь чрезвычайно сильно меняет энергетическое состояние поверхности. Хотя растворитель играет роль носителя фтор-ПАВ, его влияние на формирование пленки столь же велико, как и действие основного компонента. Для фтор-ПАВ кроме его природы большую роль играет размер, строение и ориентация молекул на поверхности твердого тела.

Возможно два механизма формирования мономолекулярных защитных пленок:

— за счет физической адсорбции молекул фтор-ПАВ на твердой поверхности;

— за счет хемосорбции, когда молекулы фтор-ПАВ находятся в химической связи с поверхностью, что может быть осуществлено только в процессе термообработки.

При осуществлении второго механизма формирования мономолекулярных пленок, размер которых составляет 2—3 Нм, появляется возможность использовать их в качестве [3, 4]:

— защиты смазочного материала от растекания в трибосопряжениях машин и механизмов;

— придания поверхности водоотталкивающих свойств;

— защиты от коррозии металлических поверхностей;

— для снижения трения в трибособряжениях машин и оборудования;

— для повышения эффективности таких технологических процессов в машиностроении, как волочение, штамповка, прессование, дробление и измельчение как металлов, так и неметаллов;

— для повышения долговечности формообразующих поверхностей литьевых и пресс-форм внутренних поверхностей трубопроводов для транспорта нефти и нефтепродуктов, рубашек водяного охлаждения в теплообменниках.

Технология наномодификации поверхностей трибосопряжений фтор-ПАВ

Придание требуемых свойств обрабатываемым поверхностям зависит от концентрации фтор-ПАВ в растворах и правильного выбора и соблюдения их нанесения. Процесс модификации не нуждается в сложном оборудовании, прост и удобен. При модификации поверхностей твердых тел из различных материалов технологические операции, как правило, проводятся в следующей последовательности:

— подготовка обрабатываемых поверхностей;

— нанесение защитных мономолекулярных пленок (наномодификация);

— термофиксация или сушка поверхностей;

— контроль качества полученной мономолекулярной защитной пленки (МЗП).

Подготовка обрабатываемых поверхностей

Поверхности деталей, подлежащих наномодификации должны быть чистыми и сухими, без следов масла, ржавчины, окалины, смазки. Детали с прожогами (режущие кромки инструмента) не подлежат наномодификации. Обезжиривание (расконсервация) является обязательным условием перед наномодификацией, так как необходимо открыть поверхности деталей для попадания в них фтор-ПАВ. Исключением может быть только тот случай, когда наномодификация деталей осуществляется через среду эксплуатации (масло, СОЖ, топливо и т. п.).

Для расконсервации и обезжиривания могут применяться различные растворители: ацетон, бензин "Калоша", хлорсодержащие растворители, хладоны, спирты и др. Кроме того, обезжиривание можно осуществлять и пожаробезопасными техническими моющими средствами на основе ПАВ типа Вертолин-74, Омега-I и др.

После расконсервации детали протираются хлопчатобумажной тканью насухо либо просушиваются на воздухе (при использовании средства Омега-I необходима горячая сушка при температуре 60—100 °С).

Нанесение МЗП

Эта операция является определяющей при получении качественного покрытия. В зависимости от габаритов деталей, их материала, оснащенности предприятия используются в основном три метода:

— холодное наномодифицирование — погружение детали в раствор фтор-ПАВ, смачивание с по-

мощью тампонирования поверхности или аэрозольное распыление;

— горячее наномодифицирование — обработка поверхностей в кипящем растворе фтор-ПАВ. Осуществляется в специальных герметических установках, оснащенных регулируемой системой подогрева, конденсации и емкостью для рабочей среды. Нагрев раствор фтор-ПАВ возможен ТЭНами, горячей водой, паром, ультразвуком либо погружением в раствор фтор-ПАВ предварительно разогретой детали;

— наномодификация через рабочую среду — введение в рабочую среду определенного количества фтор-ПАВ в виде водных или масляных эмульсий.

Термофиксация или сушка

Термофиксация обычно осуществляется при температуре 100—150 °С в течение 1,0—1,5 ч в термошкафах, печах или сушилках. Она усиливает хемосорбционную связь МЗП с поверхностью обрабатываемого материала. В некоторых случаях качество обработки поверхностей холодным способом сравнимо с результатами наномодификации деталей в кипящем растворе фтор-ПАВ.

Однако крупногабаритные детали (вследствие отсутствия больших сушильных шкафов), полимерные материалы (вследствие низкой термостойкости) чаще всего подвергаются только сушке при нормальных температурах в течение 3—6 ч.

Контроль качества наномодификации

Оценка эффективности нанесения МЗП производится по измерению краевого угла смачивания каплей масла (угол должен составлять не менее 72°), при этом капля сферической формы должна удерживаться на поверхности, как показано на рис. 1.

Свойства модифицированных поверхностей трибосопряжений

Исследования поверхностных слоев металлов до и после наномодификации показывают, что дислокационная структура металла не изменяется, т. е. плотность и распределение дислокаций в нем остаются одинаковыми.

Вместе с тем после трения в наномодифицированных образцах фрагментация структуры поверхностных слоев и искаженность кристаллической решетки существенно ниже, чем в немодифицированных. Это указывает на положительное влияние наномодификации поверхностей на процесс трения, а также на характер износа поверхностей сопряжений: в зоне контакта он преимущественно окислительный и усталостный (у ненаномодифицированных поверхностей — адгезионный).

Для определения влияния наномодификации поверхностей трибосопряжений на антифрикционные и противоизносные свойства был проведен эксперимент. Объекты испытаний: масло ТМ-5-18, раствор ПАВ с углеводородным радикалом в масле ТМ-5-18, ультрадисперсная система, содержащая масло ТМ-5-18 и фтор-ПАВ [5].

Испытательное оборудование — стандартная машина трения типа Амслер — "МИ". Снабжена системами создания нормальных сил, линейных скоростей скольжения, моментов сил трения, скоростей изнашивания, поддержания температур и т. д. Основные исследуемые параметры — трение и износ регистрируются с помощью двухканального самописца модели "2309" фирмы "Брюль и Къер".

Схема трения "колодка—ролик" с постоянными величинами коэффициентов взаимного перекрытия и площади соприкосновения независимо от износа является важным фактором достоверности получаемых результатов.

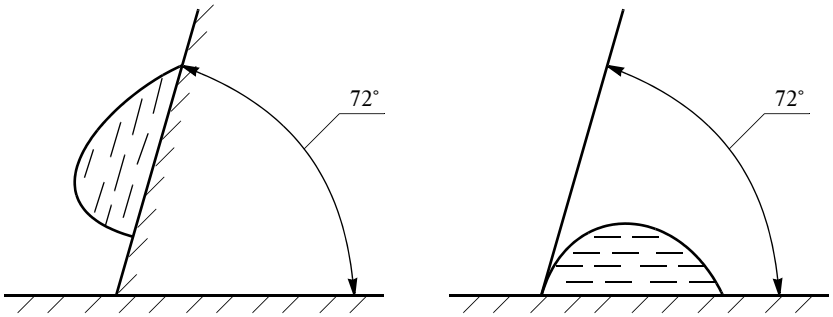


Рис. 1. Оценка эффективности наномодификации поверхности фтор-ПАВ

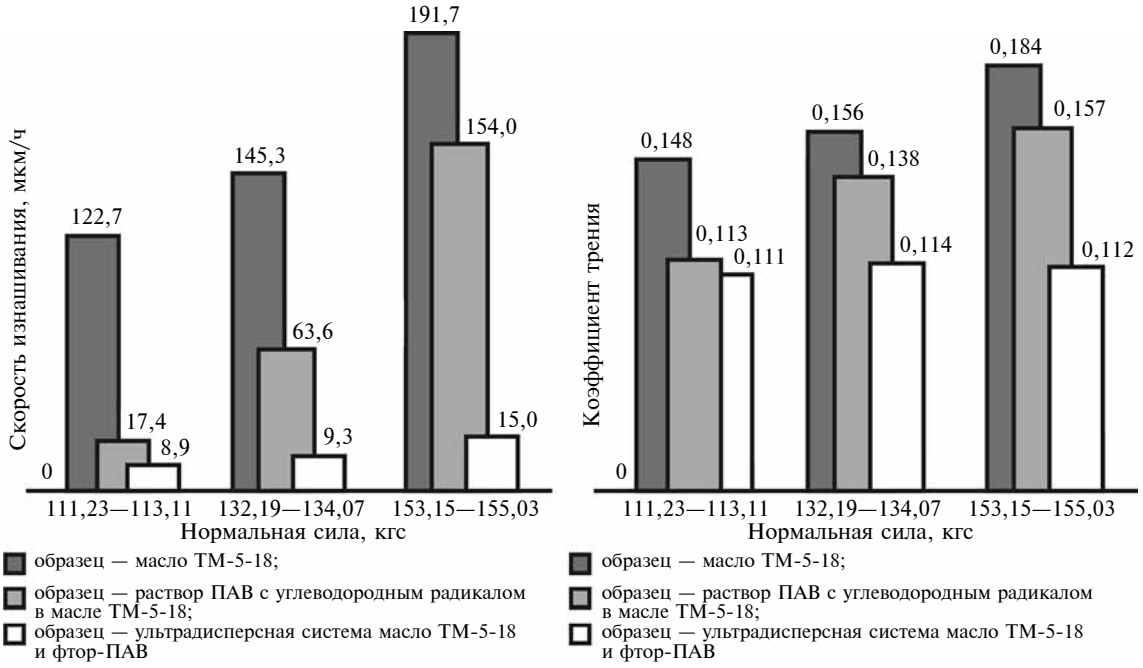


Рис. 2. Зависимость скорости изнашивания и коэффициента трения от величины нормальной силы

Подготовка исследуемых материалов к испытаниям состояла в создании смазочных композиций на основе масла ТМ-5-18, в которое из расчета 0,5 % добавлялись ПАВ с углеводородным радикалом и фтор-ПАВ.

Методика испытаний согласно ГОСТ 23216—84 и методических указаний "Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки служебных свойств смазывающих масел и присадок к ним с использованием роликовых испытательных установок" состоит в организации вращения ролика, находящегося в емкости тороидальной формы, в которую вливается тщательно перемешанная смазочная композиция. Прикладывается нормальная сила — контакт рабочих поверхностей самоустанавливающейся колодки и ролика, после чего осуществляется синхронное измерение скорости изнашивания и момента сил трения в течение всего опыта без разъединения зоны трения.

Результаты испытаний (рис. 2) показали высокую эффективность защиты поверхностей трибосопряжений с помощью наномодификации. Так, скорость изнашивания уменьшилась более чем в 10 раз, а коэффициент трения в среднем на 30 %. Причем следует отметить, что скорость изнашивания и коэффициент трения зависит в меньшей мере от нормальной силы по сравнению с объектами испытаний без фтор-ПАВ.

Таким образом, использование технологии наномодификации поверхностей трибосопряжений молекулами фтор-ПАВ в значительной степени способствует решению ряда проблем надежности и долговечности работы машин и оборудования. Технология является высокоэффективной в условиях производства и эксплуатации и не требует больших капитальных затрат.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гнатченко И. И.** Автомобильные масла, смазки, присадки: Справочник автомобилиста [Текст] / И. И. Гнатченко и др. — М.: Полигон — АСТ, 2000.
2. **Абрамзон А. А.** Поверхностно-активные вещества (свойства и применение). — Л.: Химия. 1975. — 245 с.
3. **Кудрявцев С. М., Крылов В. И., Логинов С. В.** и др. Эффективность и перспективы применения новых эпиламов в машиностроении. — Минск.: БелНИИ НТИ, 1988. — 40 с.
4. **Гайдар С. М., Чумаков А. Г.** Перспективы применения нанотехнологий в двигателестроении. Авиационно-промышленная техника и технология. 2009. № 10 (67). С. 12—16.
5. **Гайдар С. М.** Характеристика и показатели наноматериалов для снижения износа деталей сельхозмашин. Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2009. № 12. С. 20—21.

УДК 621.436

В. Н. Игин, д-р техн. наук, ОАО "РЖД",
В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н. Э. Баумана,
В. В. Фурман, канд. техн. наук, проектно-производственное предприятие "Дизельавтоматика", г. Саратов,
Г. Г. Антюхин, канд. техн. наук, ОАО "ВНИИЖТ"
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ИСПЫТАНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты эксплуатационных испытаний тепловозов ЧМЭ3 со штатной системой подачи топлива и с опытной системой топливоподачи ЭСУВТ. Показано, что установка системы ЭСУВТ на тепловозе ЧМЭ3 обеспечивает снижение эксплуатационного расхода топлива от 8 до 11 %.

Ключевые слова: *тепловоз, дизельный двигатель, система электронного управления подачей топлива, частота вращения коленчатого вала, топливная экономичность, надежность.*

Для транспортных дизелей наиболее характерными условиями эксплуатации являются работа в условиях быстро изменяющихся нагрузок с преобладанием неустановившихся режимов. Такая работа двигателей типична, в частности, для автомобильного транспорта в условиях внутригородских перевозок. В этом случае автомобильные двигатели до 90 % времени работают на неустановившихся режимах [1—4]. Работа двигателя на таких режимах характеризуется значительными отличиями параметров двигателя от соответствующих значений на установившихся режимах.

Современные магистральные и маневровые тепловозы также оснащаются почти исключительно дизельными двигателями (турбовозы с газотурбинными двигателями практически не используются). Работа тепловозных дизелей в эксплуатационных условиях характеризуется частыми и резкими изменениями скоростных и нагрузочных режимов, вызывающими переходные процессы в системе автоматического регулирования (САР). Смена режима работы тепловозного двигателя может быть вызвана целым рядом факторов, среди которых можно выделить изменения скорости движения поезда, профиля пути, массы состава, направления и силы ветра [5].

По данным ряда исследований в условиях реальной эксплуатации тепловозов продолжительность переходных процессов в двигателе составляет: для дизель-генераторов магистральных тепловозов — 5—20 % от всего времени работы, а для дизель-генераторов маневровых тепловозов — 25—40 % [5]. Таким образом, частая смена скоростного и нагрузочного режимов особенно характерна для двигателей маневровых тепловозов. Но и в двигателях магистральных тепловозов наблюдаются постоянные с интервалом 1—6 мин изменения режимов, даже при движении поезда по сравнительно несложному участку пути [5]. При этом возникают переходные процессы наброса и сброса нагрузки, в которых подача топлива может изменяться в диапазоне от 0 до 100 %. Следует также отметить, что в общем случае для магистральных тепловозов длительность работы дизеля на номинальном режиме не является определяющей. Обычно продолжительность работы на этом режиме не превышает 50 % от всего времени эксплуатации. В среднем длительность работы двигателей магистральных тепловозов на режимах холостого хода составляет около 40 %, а на неустановившихся режимах — более 20 % всего времени работы.

На отечественных тепловозных дизелях обычно устанавливаются гидромеханические системы подачи топлива в цилиндры дизеля с использованием кулачков распределительного вала, профиль которых и их положение на валу жестко зафиксированы. Такая гидромеханическая система топливоподачи не позволяет реализовать управление углом опережения впрыскивания топлива. Его изменение в процессе работы двигателя требует сложных и практически трудно реализуемых конструктивных решений.

Реализовать гибкое управление топливоподачей в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с оптимальным выбором угла опережения впрыском топлива (УОВТ) во всем рабочем диапазоне нагрузок транспортного дизеля позволяет топливная аппаратура с электронной системой управления впрыскиванием топлива (ЭСУВТ).

Такими электронными системами оснащается и топливная аппаратура аккумуляторного типа — система *Common-Rail* фирмы *R. Bosch*, и аппаратура разделенного типа, в которой топливный насос высокого давления (ТНВД) подает топливо к форсункам через нагнетательные топливопроводы [6—8]. К дизельной топливной аппаратуре разделенного типа относится система типа ЭСУВТ.01 (разработанная ООО "ППП Дизельавтоматика", г. Саратов), которая устанавливается на дизелях типа Д50 производства ОАО "Пензадизельмаш" [9].

Конструктивные особенности системы ЭСУВТ тепловоза ЧМЭ3

Схема этой системы управления топливоподачей представлена на рис. 1. Она включает насосную секцию ТНВД с плунжером, приводимым от кулачка кулачкового вала (на рис. 1 не показаны). При движении плунжера вверх топливо вытесняется в надплунжерную полость *8*, в которой установлен клапан *2*. При нахождении клапана *6* в крайнем левом положении надплунжерная полость *8* сообщена с линией *1* низкого давления ТНВД. Электронно-управляемый клапан *2* соединен с якорем *6* электромагнита *7*. В требуемый момент времени на электромагнит *7* подается управляющий сигнал от электронного блока управления ЭСУВТ, и якорь *6* притягивается к электромагниту. При этом клапан *2* смещается вправо и своей кромкой *3* разобщает надплунжерную полость *8* с линией *1* низкого давления ТНВД. Далее топливо под высоким давлением вытесняется в штуцер *4* топливного насоса.

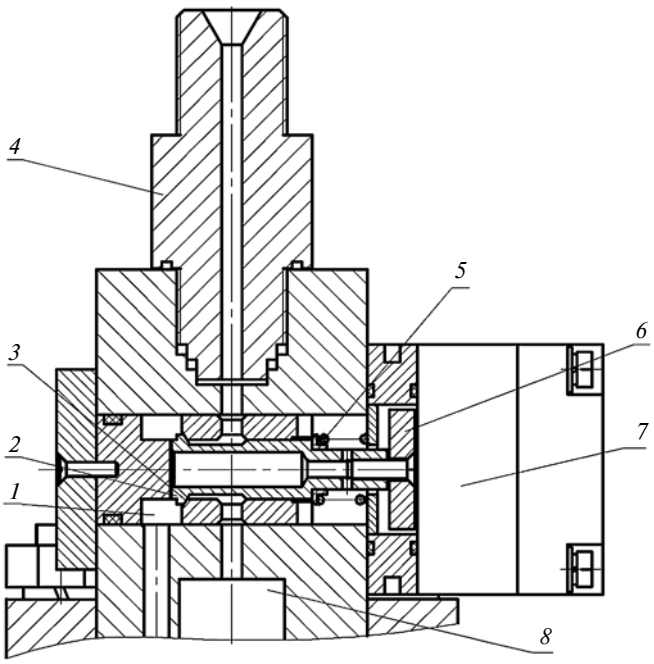


Рис. 1. Конструктивная схема топливного насоса высокого давления с электромагнитным клапаном управления подачей топлива:

1 — линия низкого давления ТНВД; *2* — клапан; *3* — кромка клапана; *4* — штуцер ТНВД; *5* — возвратная пружина; *6* — якорь; *7* — электромагнит; *8* — надплунжерная полость

Использование клапана 2 (см. рис. 1) для регулирования фаз начала и окончания подачи топлива позволяет гибко управлять топливоподачей. В частности, при этом появляется возможность реализации сложных законов управления УОВТ в соответствии с изменениями скоростного и нагрузочного режимов работы. Предложенная схема ТНВД использована при создании опытной электронной системы управления топливоподачей для дизелей типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства ОАО "Пензадизельмаш" (Пензенский дизельный завод). Это среднеоборотный дизель мощностью N_e = 730—880 кВт (1000—1200 л. с.) для дизель-генераторных установок, железнодорожного и водного транспорта. Этот двигатель широко используется, в частности, в дизель-генераторах маневровых, магистральных и промышленных тепловозов.

Положительные результаты применения этой ЭСУВТ на дизелях тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ18ДМ, полученные в 2011—2012 гг., явились основанием для установки и проверки аналогичной системы на дизеле тепловоза ЧМЭ3. Специалистами ООО "ППП Дизельавтоматика" и ОАО "ВНИИЖТ" в 2012 г. проведено оборудование тепловоза ЧМЭ3 № 4747 сис-

темой ЭСУВТ, а в 2012—2013 гг. подконтрольная эксплуатация этого тепловоза.

Состав системы ЭСУВТ, реализованный на дизеле тепловоза ЧМЭ3 № 4747, приведен на рис. 2.

Основными элементами системы ЭСУВТ являются: ТНВД с плунжерными парами, работающими постоянно в режиме максимальной подачи; электромагнитные клапаны, установленные на ТНВД; форсунки дизеля в штатной комплектации; блок управления (БУ); блок питания (БП); выходные усилители; набор датчиков частоты вращения и фазовой метки коленчатого вала, температуры воды, масла и давления масла; программатор (ПР). Основные конструктивные особенности системы топливоподачи дизеля K6S310DR с ЭСУВТ и в штатной комплектации представлены в табл. 1.

Система ЭСУВТ, реализованная на тепловозе ЧМЭ3 № 4747, выполняет следующие функции: автоматическое поддержание заданной частоты вращения коленчатого вала дизеля; автоматическое управление углом опережения подачи топлива в функции от текущей частоты вращения вала дизеля; авто-

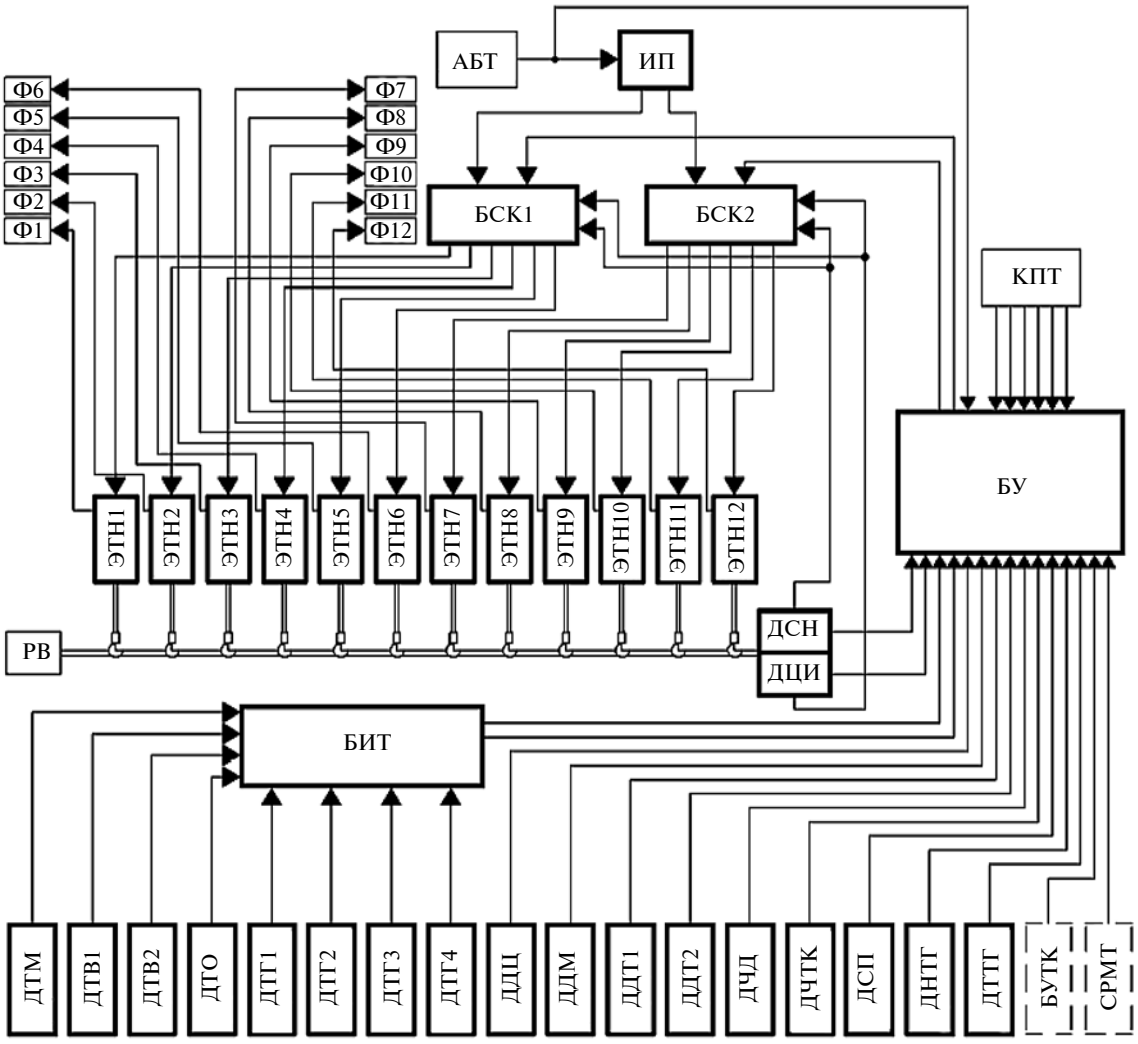


Рис. 2. Структурная схема системы электронного управления топливоподачей ЭСУВТ:

ДДМ — датчик давления масла; ДДЦ — датчик давления в цилиндре; ДДТ1, ДДТ2 — датчики давления на входе и на выходе из турбокомпрессора; ДНТГ — датчик напряжения тягового генератора; ДСН — датчик синхронизации; ДСП — датчик скорости поезда; ДТВ1—ДТВ2 — датчики температуры охлаждающей жидкости; ДТГ1...ДТГ4 — датчики температуры ОГ; ДТМ — датчик температуры масла; ДТО — датчик температуры окружающей среды; ДТТГ — датчик тока тягового генератора; ДЧД — датчик частоты вращения дизеля; ДЧТК — датчик частоты вращения турбокомпрессора; ДЦИ — датчик цилиндровых импульсов; АБТ — аккумуляторная батарея тепловоза; БИТ — блок измерения температуры; БУТК — блок управления турбокомпрессором; БСК1, БСК2 — блоки силовых ключей; БУ — блок управления; ИП — источник питания; КПТ — контроллер позиций тепловоза; РВ — распределительный вал; СРМТ — система регулирования мощности тепловоза; Ф1—Ф12 — форсунки; ЭТН1—ЭТН12 — электроуправляемые топливные насосы

Таблица 1

Основные конструктивные особенности исследуемой системы топливоподачи

№ п/п	Наименование	Система топливоподачи	
		ЭСУВТ	Штатная система
1	Тип топливных насосов высокого давления (ТНВД)	Индивидуальный, прямого действия, плунжерный	Индивидуальный, прямого действия, плунжерный
2	Привод ТНВД	С жестким (кулачковым) приводом плунжера	С жестким (кулачковым) приводом плунжера
3	Конструктивное исполнение плунжера ТНВД	Гладкая цилиндрическая форма по всей длине без золотниковой части	Гладкая цилиндрическая форма со спиральной кромкой
4	Конструктивное исполнение форсунки	Закрытого типа с гидравлическим управлением иглы	Закрытого типа с гидравлическим управлением иглы
5	Регулирование подачи топлива	Продолжительностью подачи управляющего сигнала на электромагнитный клапан	Перемещением рейки ТНВД, которая поворачивает плунжер с косой кромкой относительно отсечного отверстия по концу подачи
6	Управление опережением впрыскивания	Моментом подачи управляющих сигналов на электромагнитный клапан ТНВД	Поворотом спиральной кромки плунжера относительно отсечного отверстия гильзы

матическое регулирование мощности электрической передачи тепловоза; автоматическое ограничение тока и напряжения тягового генератора; управление ослаблением поля тяговых двигателей; регулирование бортового напряжения; ограничение тока заряда аккумуляторной батареи; программный запуск двигателя; реализация режима пониженной частоты вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу с отключением части цилиндров в соответствии с порядком работы дизеля; автоматический переход с пониженной частоты вращения коленчатого вала дизеля на частоту, соответствующую нулевой позиции контроллера машиниста, при включении тормозного компрессора для быстрого наполнения тормозной магистрали воздухом; ограничение величины топливоподачи по заданному закону в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля; отключение подачи топлива при достижении максимальной частоты вращения коленчатого вала; отключение подачи топлива при снижении давления масла ниже заданной величины; аварийный запуск дизеля без ограничения подачи топлива при пуске; индикация основных параметров работы дизеля и системы по дисплею на корпусе блока управления; автоматическое снижение мощности дизель-генератора при буксовании колесных пар тепловоза; самодиагностика элементов системы с возможностью непосредственного визуального контроля сообщений системы машинистом по дисплею на корпусе блока управления.

Система ЭСУВТ обеспечивает работу дизеля путем подачи на электроуправляемые клапаны ТНВД сигналов, пропорционально которым изменяется подача топлива. По сигналу от преобразователя частоты вращения БУ оценивает текущую частоту вращения коленчатого вала дизеля и по заложенной программе осуществляет корректирование управляющего сигнала в сторону его уменьшения или увеличения в зависимости от рассогласования текущей и заданной частот вращения.

Пользуясь сигналами от преобразователя фазовой отметки, БУ определяет положение в верхней мертвой точке поршня первого цилиндра на такте сжатия и соответственно этому изменяет момент подачи управляющего импульса, что приводит к изменению угла опережения подачи топлива по заданной программе. Изменение угла опережения подачи топлива осуществляется в функции от частоты вращения коленчатого вала, а также корректируется по температуре охлаждающей жидкости.

В целях снижения расхода топлива на режиме холостого хода система обеспечивает режим пониженной частоты вращения с n = 280 мин$^{-1}$ (вместо n = 350 мин$^{-1}$). На данном режиме происходит отключение половины цилиндров через один в соответствии с порядком работы. Через определенное время работающая и отключенная группы цилиндров меняются местами с целью исключения неравномерного износа цилиндров.

На дизеле установлены термопреобразователи сопротивления для измерения температуры воды и масла, а также преобразователь давления масла. На тормозном компрессоре установлен преобразователь давления воздуха для определения момента его включения. Сигналы преобразователей используются для выполнения алгоритмов работы.

При включении тормозного компрессора система автоматически отключает режим пониженных оборотов холостого хода. Момент включения и выключения компрессора система опознает по сигналу преобразователя давления, установленного в трубке подвода воздуха от регулятора давления к компрессору. Частота вращения коленчатого вала дизеля при этом увеличивается до значения $n = 350$ мин$^{-1}$ на время работы компрессора, что необходимо для более быстрого заполнения тормозной магистрали сжатым воздухом. Переход дизеля на режим пониженной частоты вращения разрешен при температуре масла не менее плюс 50 °С.

При переводе рукоятки контроллера машиниста на различные позиции в БУ на дискретные входы ДВХ1—ДВХ3 поступают сигналы напряжением 115 В постоянного тока, которые обрабатываются в зависимости от их комбинации, в результате чего в БУ вырабатывается задание по частоте вращения в соответствии с табл. 2.

Блок управления сравнивает текущее значение частоты вращения с уставкой. В случае рассогласования БУ производит соответствующее изменение длительности топливоподачи до тех пор, пока фактическая частота вращения коленчатого вала дизеля не сравнится с уставкой. Для управления тягой тепловоза БУ формирует ток возбуждения возбудителя тягового генератора в автоматическом режиме по заложенной программе. Величины действующих значений тока и напряжения тягового генератора непрерывно оцениваются системой и сравниваются с текущей уставкой, после чего БУ уменьшает или увеличивает ток возбуждения.

Таблица 2

Алгоритм работы блока управления системы ЭСУВТ

Позиция контроллера	Задание частоты вращения вала дизеля, мин$^{-1}$	Порядок включения дискретных сигналов		
		ДВХ1	ДВХ2	ДВХ3
0	280 или 350	–	–	–
1	350	–	–	–
2	380	+	–	–
3	420	–	+	–
4	460	+	+	–
5	510	–	–	+
6	560	+	–	+
7	660	–	+	+
8	750	+	+	+

Примечание: "+" — напряжение подано; "–" — напряжение снято.

Для поддержания заданного бортового напряжения БУ формирует ток возбуждения вспомогательного генератора, регулируя этим величину бортового напряжения, а также ограничивая максимальный ток зарядки АБ. При превышении предельной частоты вращения коленчатого вала дизеля, зафиксированной БУ по сигналу с преобразователя частоты вращения (ПЧВ), БУ прекращает подачу управляющих импульсов на электроуправляемые ТНВД, чем обеспечивается отключение подачи топлива в цилиндры дизеля. На дисплей БУ выводятся основные параметры работы дизеля (частота вращения коленчатого вала, расход топлива, температуры воды, масла и давление масла и др.), сообщения самодиагностики системы, а также другие сервисные сообщения и параметры.

Различиями систем ЭСУВТ, реализованных на дизелях тепловозов ТЭМ2, ТЭМ18ДМ и ЧМЭ3, являются введение следующих дополнительных функций на тепловозе ЧМЭ3: автоматический перевод частоты вращения коленчатого вала n с 280 до 350 мин$^{-1}$ при включении тормозного компрессора; отключение подачи топлива при снижении давления масла ниже заданного; автоматическое регулирование мощности электрической передачи тепловоза и управление ослаблением поля тяговых электродвигателей; программный запуск дизеля путем реализации порядка включения и выключения контакторов в цепи пуска по заданному алгоритму; регулирование бортового напряжения; ограничение тока заряда аккумуляторной батареи и защита от буксования.

Методика эксплуатационных испытаний

Испытания тепловоза ЧМЭ3 № 4747, оборудованного системой ЭСУВТ, проводились по Программе и методике эксплуатационных испытаний, разработанной ОАО "ВНИИЖТ" и согласованной с ООО "ППП Дизельавтоматика". Эксплуатационные испытания проводились в интервале пробега локомотива от момента оборудования тепловоза ЧМЭ3 системой ЭСУВТ до текущего ремонта ТР-1. Оценка основных показателей работы опытного тепловоза ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ и тепловозов

контрольной группы ЧМЭ3 №№ 2736, 4762, 5254, 5775, 3074 и 5562 в штатной комплектации дизеля проводилась по следующим показателям: пробег опытного тепловоза от начала испытаний, сутки; расход топлива при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала на режиме холостого хода опытного тепловоза с ЭСУВТ при проведении реостатных испытаний (кг/ч); расход топлива в эксплуатации тепловозов опытного и контрольной группы по данным аппаратно-программного комплекса "Борт" (далее — АПК "Борт"); изменение физико-химических показателей дизельного масла в эксплуатации по результатам анализа проб на всех видах технического обслуживания (ТО) и технического ремонта (ТР); расход дизельного масла в эксплуатации, в том числе по браковке и на плановую смену; изменение химических показателей охлаждающей воды по результатам лабораторного контроля; стабильность характеристик дизеля с ЭСУВТ при проведении реостатных испытаний; надежность работы системы ЭСУВТ в эксплуатации.

Сбор информации о техническом состоянии дизеля с опытной системой ЭСУВТ, а также эксплуатационной работе, выполняемой локомотивами опытным и контрольной группы, удельном расходе топлива, физико-химических показателях дизельного масла и охлаждающей воды, порчах и неплановых ремонтах тепловозов, осуществлялись специалистами ОАО "ВНИИЖТ".

Для оценки влияния системы ЭСУВТ на параметры дизельного масла обрабатывались данные анализов проб масла, выполненных в химико-технической лаборатории депо на всех видах ТО и ТР за весь период эксплуатации тепловозов от момента установки системы ЭСУВТ. Для оценки влияния указанной системы на расход дизельного масла использовались данные о наборе моторного масла из лицевых счетов опытного и контрольной группы тепловозов. Эксплуатационная пригодность моторных масел оценивалась путем сопоставления полученных анализов масел с браковочными показателями, приведенными в Инструкции ОАО "РЖД" по применению смазочных материалов на локомотивах и моторвагонном подвижном составе 01ДК.421457.001 И. В качестве критериев сравнения выбирается количество браковок, при достижении которых производилась замена масла.

Оценка топливной экономичности проводилась за весь период подконтрольной эксплуатации опытного тепловоза с системой ЭСУВТ и тепловозов контрольной группы, также путем обработки данных эксплуатационных отчетов АПК "Борт" за разные периоды эксплуатации указанных локомотивов. В период подконтрольной эксплуатации при проведении ТО-3 и ТР-1 проводились контрольные реостатные испытания с измерением расхода топлива на режиме холостого хода при разных значениях минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала дизеля с использованием электронного расходомерного устройства. Надежность отдельных деталей и узлов опытной системы ЭСУВТ в период подконтрольной эксплуатации оценивалась количеством порч и неплановых ремонтов дизеля тепловоза ЧМЭ3 № 4747.

Результаты эксплуатационных испытаний

Подконтрольная эксплуатация тепловозов ЧМЭ3 опытного № 4747 и контрольной группы №№ 2736, 4762, 5254, 5775, 3074 и 5562 проведены в соответствии с Программой и методикой испытаний.

Таблица 3

Возрастные характеристики тепловозов опытного и контрольной группы

№ п/п	Тепловоз ЧМЭ3		Дизель K6S310DR		Дата проведения КР, СР и ТР-3		
	Номер тепловоза	Год постройки	Номер дизеля	Год постройки	КР	СР	ТР-3
1	4747	1985	1278	1996	09.04.12		
2	2736	1978	2184	1986	24.03.06	30.06.12	
3	3074	1979	29 546	1967	25.02.05	14.03.12	
4	4762	1985	352	1982	25.05.12		
5	5254	1986	3328	1980	19.09.11		
6	5562	1986	1490	1987	15.08.08		30.09.11
7	5775	1987	1186	1981	24.08.04	11.05.12	

Примечание: КР — капитальный ремонт; СР — средний ремонт; ТР — текущий ремонт.

Возрастные характеристики тепловозов опытного и контрольной группы, их дизелей и даты проведения крупных видов ремонта на момент начала проведения испытаний приведены в табл. 3. Исследуемые тепловозы и их дизели не имели конструктивных отличий по группам оборудования.

Условия и особенности эксплуатации тепловоза

Условия работы опытного и контрольной группы тепловозов ЧМЭ3 в период подконтрольной эксплуатации приведены в табл. 4. Как следует из табл. 4 условия эксплуатации опытного и группы контрольных тепловозов ЧМЭ3 по виду и участкам маневровой работы имели существенные отличия. В дальнейшем для сравнения с опытным тепловозом были выбраны тепловозы ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775, работавшие в идентичных условиях эксплуатации с тепловозом ЧМЭ3 № 4747 по станции Саратов-1 и оборудованные из всей группы контрольных тепловозов АПК "Борт".

В качестве сравниваемого периода для выбранных тепловозов был принят интервал времени с 01.10.2012 г. по 01.09.2013 г., несмотря на то что установка системы ЭСУВТ на тепловозе ЧМЭ3 № 4747 была проведена 19.07.2012 г. В период с 01.08.2012 по 17.09.2012 г. тепловоз готовился к демонстрации на международной выставке "ЭКСПО 1520" на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ (г. Щербинка) или находился в перемещении между Москвой и Саратовом. В постоянную эксплуатацию в ТЧЭ Саратов опытный тепловоз ЧМЭ3 № 4747 введен 25.09.2012 г.

Таблица 4

Условия работы тепловозов опытного и контрольной группы

Номер тепловоза ЧМЭ3	Основной вид работы	Участок работы
4747	Маневровая	ст. Саратов-1
2736	Маневровая	ст. Князевка
3074	Вывозная	ст. Трофимовский
4762	Хозяйственное движение	ст. Багаевка
5254	Хозяйственное движение	ст. Карамыш
5562	Маневровая	ст. Саратов-1
5775	Маневровая	ст. Саратов-1

Примечание: указаны станции Приволжского участка железной дороги г. Саратова.

Таблица 5

Количество плановых технического обслуживания (ТО), текущего ремонта (ТР), а также непланового ремонта (НР) испытываемых тепловозов

Виды ТО, ТР и НР	Количество ТО, ТР, НР и рекламаций для тепловозов ЧМЭ3 опытного и контрольной группы						
	4747	2736	4762	5254	5775	3074	5562
ТО-2	53	51	62	59	56	63	55
ТО-3	6	5	6	7	6	6	6
ТР-1	1	1	1	1	1	1	—
ТР-2	—	—	—	—	—	—	1
НР	5	1	1	1	3	—	2
Рекламация	2	—	—	—	—	—	—

Таблица 6

Результаты обработки данных лабораторных анализов моторного масла дизельных двигателей исследуемых тепловозов

Номер тепловоза	Общее количество проб масла	Количество забракованных проб	Количество плановых смен	Объем замененного масла, кг
4747	24	—	—	—
5562	25	—	1	650
5775	25	1	—	650

Эксплуатация тепловозов ЧМЭ3 осуществлялась с использованием горюче-смазочных материалов (ГСМ) и охлаждающей жидкости, регламентированных в Руководстве по эксплуатации тепловозов ЧМЭ3: дизельное топливо по ГОСТ 305—82; моторное масло марки М14В$_2$ по ГОСТ 12337—84; охлаждающая вода, удовлетворяющая требованиям инструкции ЦТЧС-50.

Количество плановых технического обслуживания (ТО), текущего ремонта (ТР), а также непланового ремонта (НР), проведенных по каждому тепловозу ЧМЭ3, по данным АСУТ — ЦТ ОАО "РЖД", за период эксплуатации с 01.10.2012 по 31.08.2013 г. приведено в табл. 5.

Результаты обработки данных лабораторных анализов моторного масла за период с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. приведены в табл. 6.

Топливная экономичность и расход моторного масла

Топливная экономичность тепловоза ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ в эксплуатации оценивалась:

— по результатам реостатных испытаний тепловоза с измерением расхода топлива дизеля на режиме холостого хода;

— по методике оценки эффективности работы маневровых тепловозов с ЭСУВТ, утвержденной Поручением ОАО "РЖД" от 13.09.2012 г. № П-ВГ-486;

— по данным лицевых счетов из системы централизованной обработки маршрутов машиниста (далее — ЦОММ) опытного и контрольной группы локомотивов за весь период эксплуатации с 01.10.2012 по 01.09.2013 г.;

— путем обработки посменных данных о работе и расходе топлива опытным и контрольной группой тепловозов, полученных из отчетных материалов АПК "Борт".

Результаты контрольных реостатных испытаний опытного тепловоза с измерением расхода топлива на режиме холостого хода при различных значениях минимальной частоты вращения коленчатого вала с включенным (числитель) и выключенным (знаменатель) тормозным компрессором приведены в табл. 7.

По данным реостатных испытаний снижение расхода топлива на режиме холостого хода при уменьшении частоты вращения коленчатого вала с 350 до 280 мин$^{-1}$ составило в среднем 2,24 кг/ч, или 21,79 %. Данные о расходе моторного масла и дизельного топлива опытным и контрольной группой тепловозов ЧМЭ3 за период эксплуатационных испытаний приведены в табл. 8.

На основании полученных данных можно сделать вывод, что на опытном тепловозе ЧМЭ3 № 4747 расход моторного масла (0,77 %) не превышает аналогичный показатель у тепловозов контрольной группы ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775, среднее значение которого составляет 0,84 %.

Таблица 7

Результаты контрольных реостатных испытаний опытного тепловоза с измерением расхода топлива на режиме холостого хода

Частота вращения вала дизеля, мин$^{-1}$	Величина расхода дизельного топлива, кг/ч			
	27.07.2012	26.10.2012	26.04.2013	18.07.2013
350	9,67 / —	10,0 / —	10,5 / —	10,96 / 8,86
280	—	8,15 / —	7,45 / —	8,53 / 7,03

По данным системы ЦОММ за период подконтрольной эксплуатации с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. бюджет времени работы опытного тепловоза ЧМЭ3 № 4747 составил 7972 ч, из них 6392,6 ч, или 80,2 % времени тепловоз находился в рабочем состоянии. Аналогичные показатели для тепловозов ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775 составили:

— 8022,6 ч, из них 7453,1 ч, или 92,9 % для тепловоза 5562;

— 8013 ч, из них 7709,8 ч, или 96,2 % для тепловоза 5775.

Средний удельный расход топлива тепловозами ЧМЭ3 №№ 4747, 5562 и 5775 с учетом фактического времени нахождения тепловозов в рабочем состоянии и суммарного расхода дизельного топлива за период с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. составил соответственно 10,36 кг/ч, 11,75 кг/ч и 10,85 кг/ч, при среднем значении удельного расхода по группе тепловозов ЧМЭ3 № 5562 и 5775 — 11,29 кг/ч. Экономия дизельного топлива тепловозом ЧМЭ3 № 4747 к группе тепловозов ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775 составила 8,24 %.

Таблица 8

Данные о расходе моторного масла и дизельного топлива опытным и контрольной группой тепловозов ЧМЭ3 за период эксплуатационных испытаний

Контрольный период	Величина расхода моторного масла (числитель) и дизельного топлива (знаменатель) тепловозами ЧМЭ3, кг						
	4747	2736	4762	5254	5775	3074	5562
2012 г.							
Октябрь	135 / 3147	90 / 7432	— / 8631	45 / 5038	135 / 8926	45 / 8275	135 / 7771
Ноябрь	— / 6976	135 / 6718	90 / 7312	90 / 5620	90 / 8045	45 / 8854	180 / 8429

Продолжение табл. 8

Контрольный период	Величина расхода моторного масла (числитель) и дизельного топлива (знаменатель) тепловозами ЧМЭ3, кг						
	4747	2736	4762	5254	5775	3074	5562
Декабрь	108/7838	—/8197	—/9344	—/6103	54/8198	45/8499	90/9505
Итого 2012 г.	243/17 961	225/22 347	90/25 287	135/16 761	279/25 169	135/25 628	405/25 705
2013 г.							
Январь	—/5258	171/7320	45/8622	45/5179	135/9199	—/9559	90/8672
Февраль	90/5913	—/6712	45/9959	45/5382	90/7697	—/9425	90/6972
Март	—/6649	135/7385	—/9428	—/6143	90/8242	45/8102	207/9618
Апрель	90/4422	—/299	45/7477	72/5509	—/7854	—/7974	45/7634
Май	—/6371	—/2165	—/5223	—/4302	—/6695	—/2554	—/8531
Июнь	—/4750	—/3862	—/6045	—/4249	—/6830	—/1192	—/7943
Июль	90/8054	—/4349	45/8700	—/3596	—/7481	—/7157	—/4947
Август	—/6968	—/2082	—/6389	—/1182	—/4460	—/711	—/7548
Итого 2013 г.	270/48 385	306/34 174	180/61 843	162/35 542	315/56 458	45/46 674	432/61 865
Всего	513/66 346	531/56 521	270/87 130	297/52 303	594/83 627	180/72 305	837/87 570
Расход масла в % от расхода дизельного топлива							
2012 г.	1,35	1,01	0,36	0,81	1,11	0,53	1,58
2013 г.	0,56	0,89	0,29	0,46	0,54	0,10	0,70
Итого	0,77	0,94	0,31	0,57	0,71	0,25	0,96

Информация о расходе топлива тепловозом ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ за период эксплуатации с 06.12.2012 по 19.09.2013 гг., рассчитанная по методике оценки эффективности работы маневровых тепловозов с ЭСУВТ, утвержденной ОАО "РЖД", приведена в табл. 9.

Для оценки расхода топлива при работе дизеля на режиме холостого хода при нулевой позиции контроллера машиниста по ходу испытаний трижды производилась корректировка часового расхода дизельного топлива. Он периодически проверялся при реостатных испытаниях с измерением весовым способом с помощью электронного расходомера при частоте вращения 350 и 280 мин$^{-1}$. Экономия дизельного топлива за указанный период эксплуатации составила 3971 кг, или 11,49 % от фактического

Таблица 9

Оценка расхода топлива тепловозом ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ

Оцениваемый период	Удельный расход топлива, кг/100 лок.-км	Экономия дизельного топлива	
		кг	%
06.12.2012—18.04.2013	545,74	1430,6	9,37
09.05.2013—25.07.2013	432,75	1651,2	14,12
25.07.2013—19.09.2013	478,76	889,2	11,69
06.12.2012—19.09.2013	488,83	3971,0	11,49

расхода топлива в эксплуатации. Обработка посменных данных о времени работы выбранных для сравнения тепловозов за период эксплуатации с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. по данным из эксплуатационных отчетов АПК "Борт" приведена в табл. 10.

Как видно из табл. 10, время работы на режиме холостого хода с учетом времени выбега/торможения для выбранных к сравнению тепловозов оказалось практически одинаково и равно 52—54 %. Обработка посменных данных о работе и расходе топлива опытным и контрольной группой тепловозов ЧМЭ3, полученных из отчетных форм АПК "Борт" приведена в табл. 11. Оценка топливной экономичности тепловозов ЧМЭ3 проведена на основе сравнения удельных расходов топлива, отнесенных к трем измерителям работы тепловозов: 100 км пробега тепловоза, один час работы дизеля и один час работы тепловоза.

Как следует из табл. 11, сравниваемые тепловозы при одинаковом виде и участке работы имели значительные различия по средней технической скорости (более 20 %) и средней мощности тягового генератора (от 3,7 до 5 раз) по отношению к опытному тепловозу. Кроме того, имелись значительные расхождения по времени работы тепловоза по данным АПК "Борт" и ЦОММ, что обусловлено особенностями работы системы "Борт" на локомотиве при выключенной аккумуляторной батарее и ее техническим состоянием. Учитывая, что при сравнении топливной экономичности на единицу пробега локомотива невозможно учесть расход топлива дизелем при стоянке локомотива с работающим дизелем и во время прогрева дизеля, когда пробег локомотива отсутствует, проведена оценка топливной экономичности на один час работы дизеля, по аналогии с оценкой, выполняемой по методике ОАО "РЖД" и обработке маршрутов машиниста ЦОММ.

Экономия удельного расхода топлива дизелем тепловоза ЧМЭ3 № 4747 по сравнению с контрольными составила:

— 1,55 кг/ч (10,67 %) по сравнению с ЧМЭ3 № 5562;

— 1,43 кг/ч (9,93 %) по сравнению с ЧМЭ3 № 5775;

— 1,46 кг/ч (10,31 %) по сравнению с группой тепловозов ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775.

Результаты оценки эффективности работы тепловоза ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ различными методами за период эксплуатации с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. приведены в табл. 12.

Таблица 10

Распределение режимов работы дизельных двигателей исследуемых тепловозов

№ п/п	Наименование параметров	Значения параметров по тепловозам		
		4747	5562	5775
Комплектация топливной системы		ЭСУВТ	Штатная	Штатная
1	**Баланс времени по тепловозу, %**			
1.1	Время в движении	26,58	23,21	22,75
1.2	Время стоянки	73,42	76,79	77,25
2	**Баланс времени по дизелю, %**			
2.1	Время в тяге	19,06	15,23	14,70
2.2	Время холостого хода	51,96	54,20	54,14
2.3	Время выбега/торможения	11,54	10,49	10,60
2.4	Время прогрева	1,23	0,68	0,75
2.5	Время с заглушенным дизелем	16,21	19,40	19,81

Таблица 11

Обработка посменных данных о работе и расходе топлива опытным и контрольной группой тепловозов ЧМЭ3

№ п/п	Наименование параметров	Значения параметров по тепловозам		
		4747	5562	5775
Комплектация топливной системы		ЭСУВТ	Штатная	Штатная
1	**Загрузка тепловоза и дизеля в эксплуатации**			
1.1	Общий пробег тепловозов, км	11 422	14 866	14 473
1.2	Среднемесячный пробег тепловозов, лок.-км/мес	1038,4	1351,5	1315,7
1.3	Общее время работы тепловоза, чч: мм: сс	5051:33:00	6087:18:00	5926:32:00
1.4	Время с работающим дизелем, чч: мм: сс	4232:43:33	4906:34:42	4752:43:45
1.5	Общий расход топлива, кг	54 911	71 221	68 431
1.6	Работа общая, кВт · ч	31 392	111 278	141 189
1.7	Средняя техническая скорость тепловоза, км/ч	8,5	10,52	10,74
1.8	Средняя мощность тягового генератора, кВт	32,61	119,98	162,09
1.9	Удельный расход топлива, кг/100 лок.-км	481	479	473
	Среднее квадратическое отклонение, кг/100 лок.-км	47,92	81,35	66,58
1.10	Удельный расход топлива дизелем, кг/ч	12,97	14,52	14,40
	Среднее квадратическое отклонение, кг/ч	0,98	1,62	0,70
1.11	Удельный расход топлива тепловозом, кг/ч	10,87	11,70	11,55

Таблица 12

Результаты оценки эффективности работы тепловоза ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ различными методами

Метод оценки топливной эффективности	Экономия дизельного топлива, %
ОАО "РЖД"	11,49
Система ЦОММ	8,24
АПК "Борт"	10,31

Эксплуатационная надежность

Показатели эффективности использования и готовности опытного и выбранных для сравнения тепловозов ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775 за период эксплуатации с 01.10.2012 по 01.09.2013 г. приведены в табл. 13.

Причинами пониженных значений коэффициентов эффективности использования и готовности являлись увеличенные временные затраты на неплановые ремонты и ТО и ТР опытного тепловоза. Временные показатели использования тепловозов приведены в табл. 14.

Перечень неплановых ремонтов тепловозов опытного и контрольной группы с указанием их причин за период подконтрольной эксплуатации приведен в табл. 15. По данным АС ИОММ или АСУТ — ЦТ за период подконтрольной эксплуатации тепловозов зафиксировано 13 случаев непланового ремонта и рекламаций на тепловозах опытном и контрольной группы из тепловозов ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775, в том числе — семь случаев на тепловозе ЧМЭ3-4747, два из которых как рекламации, связаны с работой ЭСУВТ.

Таблица 13

Показатели эффективности использования тепловозов

Номер тепловоза ЧМЭ3	Значения коэффициентов		
	эффективности использования	внутренней готовности	технической готовности
4747	0,80	0,91	0,80
5562	0,93	0,98	0,93
5775	0,96	0,99	0,96

Таблица 14

Временные показатели использования тепловозов

Номер тепловоза ЧМЭ3	Временные показатели, ч			
	В рабочем состоянии	НР	ТО и ТР	Бюджет времени
4747	6392,6	661,3	918,3	7972,2
5562	7453,1	158	411,5	8022,6
5775	7709,8	81	222,2	8013

Таблица 15

Перечень неплановых ремонтов тепловозов опытного и контрольной группы с указанием их причин

Номер тепловоза	Дата НР	Причина постановки тепловоза на НР	Время простоя на НР, ч
4747	19.11.12	Выход из строя топливного насоса по обрыву шпилек крепления 4-го ТНВД	21,3
4747	29.11.12	Неисправность регулятора дизеля	18,4
4747	22.01.13	Обрыв шпилек крепления 1-го ТНВД	99
4747	28.01.13	Не определена	62
4747	27.03.13	Задир цилиндровой втулки	110
4747	14.05.13	Неисправность водяной системы охлаждения дизеля	24
4747	26.06.13	Неисправность топливной системы	36
5562	18.02.13	Не определена	
5562	02.04.13	Не определена	
5775	19.09.12	Неисправен топливный коллектор дизеля	19,8
5775	17.02.13	Неисправность электрооборудования цепей управления	22
5775	24.02.13	Неисправность реле заземления	20
5775	24.08.13	Неисправность электрооборудования цепей управления (асинхронные вспомогательные электрические машины)	38,6

По классификации отказов случаи обрыва шпилек крепления топливных насосов на тепловозе с ЭСУВТ можно отнести к категории изготовительских, обусловленных низким качеством покупных стандартизованных комплектующих производства КНР. Шпильки крепления на тот момент закупались на стороне. Для повышения безотказности и долговечности оборудования ЭСУВТ шпильки крепления в дальнейшем стали изготавливать на ООО "ППП Дизельавтоматика".

Заключение

1. Эксплуатационные испытания тепловоза ЧМЭ3 № 4747 в интервале наработки до ТР-1 подтвердили работоспособность системы ЭСУВТ и возможность выполнять заданные функции по автоматическому регулированию частоты вращения и топливоподачи.

2. При контрольных реостатных испытаниях тепловоза ЧМЭ3 № 4747 с ЭСУВТ при уменьшении частоты вращения коленчатого вала дизеля на режиме холостого хода с 350 до 280 мин$^{-1}$ снижение часового расхода топлива составило в среднем 21,8 %.

3. При эксплуатации тепловоза ЧМЭ3 № 4747 в течение 11 мес. установлено, что:

— применение системы ЭСУВТ не привело к увеличению браковок и неплановых смен моторного масла и охлаждающей жидкости;

— улучшение топливной экономичности тепловоза ЧМЭ3 № 4747 по сравнению с тепловозами ЧМЭ3 №№ 5775 и 5562 при идентичных условиях эксплуатации и различных подходах и методах ее оценки составило от 8,24 до 11,49 % (по методике ОАО "РЖД" 11,49 %; по данным АПК "Борт" — 10,31 %; по данным ЦОММ — 8,24 %);

— применение системы ЭСУВТ не привело к увеличению расхода масла на "угар".

4. Низкие значения коэффициентов использования и готовности тепловоза ЧМЭ3 № 4747 по сравнению с тепловозами ЧМЭ3 №№ 5562 и 5775 связаны с увеличенным временем простоя тепловоза на НР, ТО и ТР вследствие низкой надежности и реального технического состояния оборудования дизеля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Крутов В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.
2. **Hagena J. R., Filipi Z. C., Assanis D. N.** Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In // SAE Technical Paper Series. 2006. № 2006-01-1151. P. 1—12.
3. **Rakopoulos C. D., Giakoumis E. G., Hountalas D. T.** The Effect of Various Dynamic, Thermodynamic, and Design Parameters on the Performance of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions // SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-01-0926. P. 1—10.
4. **Wijetunge R. S., Brace C. J., Hawley J. G.** Dynamic Behavior of a High Speed Direct Injection Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 1999. № 1999-01-0829. P. 1—10.
5. **Марков В. А., Фурман В. В., Иванов В. А.** Оценка эффективности системы автоматического регулирования частоты вращения тепловозного дизеля // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 11. С. 52—57.
6. **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.
7. **Bosch:** Системы управления дизельными двигателями: Пер. с немецкого. — М.: Изд-во "За рулем", 2004. — 480 с.
8. **Diesel-Reiheneinspritzpumpen-Verteilereinspritzpumpen**. Technische Unterrichtung — Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2002. — 144 s.
9. **Игин В. Н., Захватов А. В., Игин Ф. В.** Резервы повышения энергоэффективности тепловозов // Локомотив. 2013. № 3. С. 2—3.

УДК 625.7/8

Д. М. Немчинов, В. В. Столяров, Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина, **А. В. Кочетков,** Пермский национальный исследовательский политехнический университет
E-mail: soni.81@mail.ru

ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ РАЗВИТИЯ СЕТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Применительно к автомобильным дорогам экономические эффекты, не связанные непосредственно с величиной транспортных издержек, рассматриваются редко. Чаще при анализе обсуждаются социальные и иные факторы. Однако это справедливо скорее применительно к отдельной дороге. Комплексное развитие сети способно оказать серьезное влияние на фундаментальные макроэкономические показатели. В настоящей статье на основе анализа системных взаимосвязей предпринята попытка обозначить комплекс экономических эффектов от развития автомобильных дорог как единой взаимосвязанной сети с разделением дорог по стратегическому и функциональному назначению.

Ключевые слова: *автомобильные дороги, сеть, развитие, экономика, транспорт, макроэкономика.*

Цены, ВВП и благосостояние

Автомобильные дороги, с одной стороны, являются объектом повышенной опасности, с другой — необходимым инфраструктурным элементом, обеспечивающим функционирование экономики. В современной экономике продукция или товар приобретают ценность только тогда, когда могут быть доставлены потребителю.

Ключевым тезисом экономического обоснования необходимости развития сети автомобильных дорог в целом и в частности с учетом разделения функционального назначения состоит в том, что качество автомобильных дорог существенным образом влияет на уровень цен в стране, а значит на благосостояние населения и соответственно на уровень внутреннего спроса, а как следствие — на объем промышленного производства, валовой внутренний продукт и объем собираемых налогов. Повышение скорости и точности времени доставки грузов снижают совокупные издержки в цепочке создания стоимости для потребителя. Чем ниже транспортные издержки и вызванные задержками доставки полуфабрикатов и сырья затраты на кредитование, тем выше ценовая конкурентоспособность продукции при тех же качественных потребительских характеристиках. И тем ниже можно устанавливать цены, что в условиях конкурентного рынка позволяет, с одной стороны, повышать благосостояние домохозяйств без наращивания доходов, с другой — повышать совокупный спрос на товары и услуги от домохозяйств, являющийся двигателем современной экономики, с третьей — обеспечивать конкурентоспособность с зарубежными товарами.

В основе указанного тезиса лежит тот факт, что любая продукция доставляется до конечного потребителя (домохозяйств) в большей или меньшей степени автомобильным транспортом. И чем более высокий уровень развития экономики, тем большая доля грузооборота приходится на него. Чем больше автомобиль при доставке груза и на обратном пути простоит в заторе, тем больше денег необходимо добавить к цене товара на зарплату водителя (она повременная), амортизацию транспортного средства, расход топлива и прибыль на вложенный в автотранспорт и оборот капитал (простой в заторе загруженного продукцией автомобиля замораживает оборотные средства, вложенные в товар, если оборотные средства заемные, нарастают еще прямые убытки вследствие выплаты процентов по кредиту).

В результате производитель продукции, оптовые и розничные продавцы должны просить более высокую цену для покрытия своих более высоких по сравнению со странами с развитой сетью автомобильных дорог затрат. Увеличение необходимых для производства и доставки потребителю товара (продукции) затрат называется инфляцией затрат и не зависит от спроса или денежной массы в стране [8]. В основе инфляции затрат лежат факторы, увеличивающие издержки производителя и не контролиру-

емые им. Инфляция затрат приводит к росту цен, не связанному, в отличие от инфляции спроса, с размером денежной массы и следовательно сжатию конечного спроса (спроса домохозяйств). Одним из факторов, оказывающих существенное влияние на инфляцию затрат, является качество транспортной инфраструктуры страны.

Действительно, состояние автомобильных дорог существенным образом влияет на скорость транспортного потока и общие транспортные затраты производителя (поставщика) товара:

— низкое качество дорожного покрытия снижает скорость движения, увеличивает расход топлива, повышает скорость износа узлов и деталей автомобиля;

— недостаточная пропускная способность и прохождение автомобильных дорог через населенные пункты приводит к снижению скорости движения транспорта, а значит и скорости доставки грузов; в населенных пунктах, пропускающих транзитные транспортные потоки, формируются заторы;

— неоптимальная структура сети автомобильных дорог приводит к необоснованному удлинению маршрутов доставки грузов и исключает возможность объезда узких мест по альтернативным маршрутам;

— отсутствие функционального деления автомобильных дорог в составе сети по их транспортному значению приводит к снижению скорости перевозок (доставки грузов) и повышению рисков дорожно-транспортного происшествия;

— совокупность всех указанных факторов увеличивает затраты на оборотные средства (стоимость заемного финансирования) и страхование рисков.

Исходя из изложенных соображений, все государства, имеющие в настоящее время развитую экономику, в разные периоды своей истории решили одинаковую задачу — создали сеть скоростных автомагистралей. Помимо существенного повышения безопасности движения и соответствующего снижения бюджетных расходов на медицинскую помощь и спасение пострадавших в ДТП, такая сеть позволяет снизить себестоимость продукции, доставляемой домохозяйствам, снижается необходимый размер оборотных средств (что, также повышает устойчивость промышленности к воздействию финансовых кризисов, так как оборотные средства в основном заемные и их уменьшение позволяет снизить уровень долговой нагрузки в экономике). Кстати, Китай, активно инвестирующий в дорожное строительство, даже в условиях экономического кризиса 2008 г. сохранил высокие темпы роста экономики в отличие от российского падения промышленного производства более, чем на 14 % [7].

Положение о необходимости снижения доли транспортных издержек в конечной цене продукции выделено в качестве целевого показателя в докладе заместителя Министра транспорта РФ О. В. Белозерова на заседании Общественного Совета Министерства транспорта РФ 19 октября 2012 г. "О проекте государственной программы Российской Федерации "Развитие транспортной системы" [3]: "Решение задач по комплексному развитию инфраструктуры всех видов транспорта... обеспечит снижение транспортных издержек в цене готовой продукции до 12—16 %". Данные по доле транспортных затрат в структуре конечной стоимости продукции в США приведены на рис. 1 [2].

Такое влияние транспортной инфраструктуры на уровень цен/инфляцию с дальнейшем уменьше-

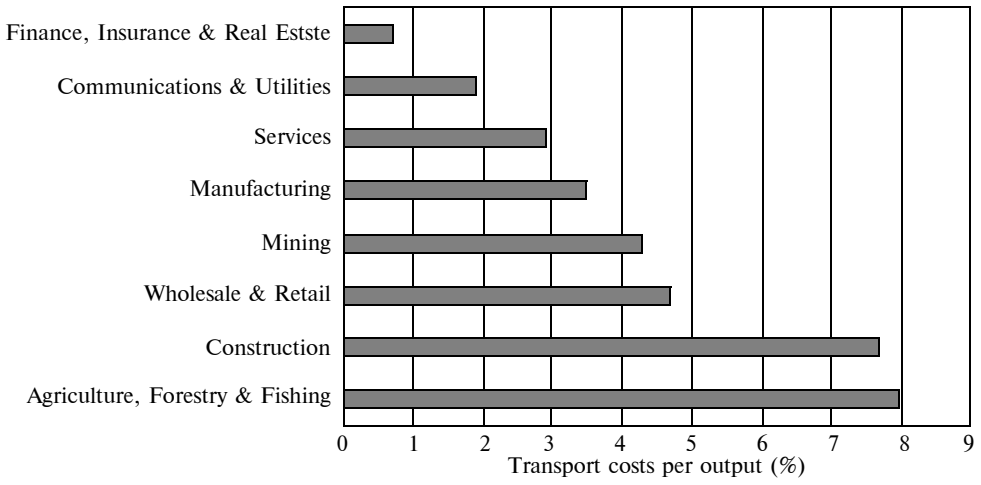


Рис. 1. Доля транспортных затрат в структуре конечной стоимости продукции в США [2]

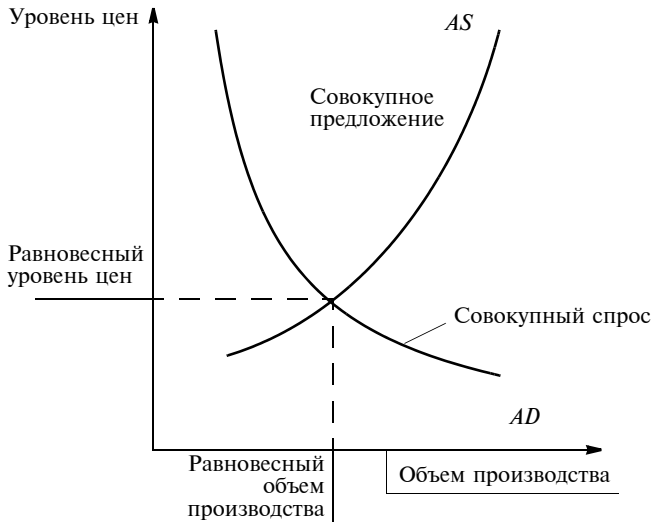


Рис. 2. Модель совокупного спроса и предложения [8]

нием конечного платежеспособного спроса на продукцию и услуги домохозяйств отмечена в работах зарубежных экономистов: ухудшение инфраструктуры на 25 % поднимает транспортные расходы на 12 % и уменьшает объемы торговли на 28 % [4], увеличение транспортных расходов на 10 % сокращает торговлю (в виде конечного спроса домохозяйств) на 20 % [5]. При росте же конечного спроса домохозяйств стимулируется создание и развитие новых предприятий и производств, повышение производительности труда и занятости населения, одновременно позволяя за счет увеличения масштаба производства снижать другие виды издержек в конечной цене продукции — затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, управленческие, что в свою очередь позволяет еще более стимулировать спрос снижая цену без потери рентабельности.

Взаимосвязь цен с валовым внутренним продуктом, представленная на рис. 2 [8], показывает модель общего экономического равновесия.

Снижение реальной покупательной способности домохозяйств сопровождается снижением спроса и вызывает кризис в отраслях промышленного производства — продукция не находит потребителя, производство останавливается, люди теряют работу, растет безработица, при этом конечный спрос домохозяйств еще больше сжимается.

Дорожные инвестиции и безопасность движения

По оценке, данной в Федеральной целевой программе "Повышение безопасности дорожного движения в 2013—2020 годах", в среднем в год по стране социально-экономический ущерб оценивается примерно в 1 трлн руб. в год.

Согласно проведенным исследованиям [10] существенную роль в формировании обстоятельств, приводящих к возникновению ДТП, играют дорожные условия, в том числе в части условий движения по управлению доступом на автомобильную дорогу и однозначность идентификации водителем условий движения, и человеческий фактор, опять же включающий в себя восприятие дороги водителем (рис. 3).

Мировая практика повышения безопасности дорожного движения как один из существенных факторов, влияющих на аварийность и тяжесть последствий ДТП, называет качество автомобильных дорог. Качество автомобильных дорог, помимо ровности дорожного покрытия, предполагает возможность безопасно и комфортно перемещаться из одного пункта в другой, что подразумевает в том числе снижение нагрузки на водителя. Эта составляющая качества автомобильной дороги базируется на функциональном разделении транспортных потоков на основе уровня предоставляемых услуг. То есть необходимо разделение транспорта на группы автомобилей, перемещающихся на большие расстояния (транзитных) и совершающие местные поездки. Исходя из функции дороги устанавливается ограничение скорости, снижающее риск смертельного исхода при столкновении, и режим движения и доступа на дорогу, снижающие риск столкновения в принципе, устанавливается разделение пользователей автомобильной дороги в зависимости от степени их защищенности от внешнего воздействия. Решение этой задачи потребует строительства новой сети

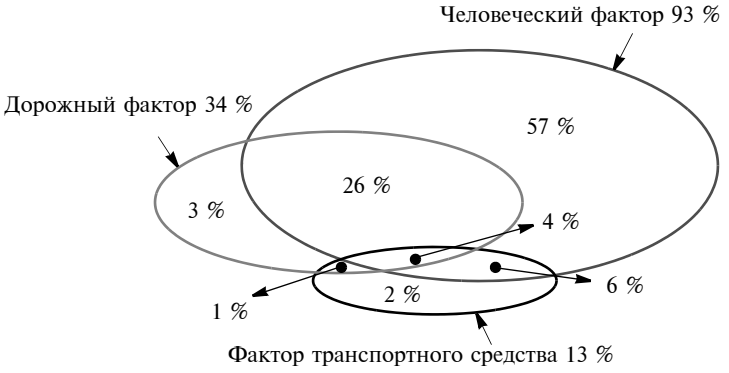


Рис. 3. Влияние различных факторов на возникновение ДТП [10]

скоростных транзитных автомобильных дорог (артериальных по классификации США) [9].

При прогнозе, основанном на мировом опыте, в течение 10 лет за счет внедрения функционального деления автомобильных дорог в составе сети удастся достичь снижения аварийности и смертности в ДТП на 20 %. Снижение аварийности и смертности в ДТП на 20 % даст социально-экономический эффект в 200 млрд руб. в год.

Экономический эффект наличия альтернативных маршрутов

Рассмотренные выше расчеты финансовых потерь актуальны и для экономической оценки структуры сети. Одним из важнейших показателей для этого является наличие альтернативных маршрутов, сопоставимых по потребительским характеристикам:

— пройденное расстояние (прямолинейность маршрута);

— время в пути;

— безопасность дорожного движения (критерий, актуальный в странах, не использующих функциональное деление дорог в составе сети).

Наличие в составе сети хотя бы одной пары сопоставимых по этим показателям маршрутов для каждого возможного направления даст возможность минимизировать издержки от заторов, дорожно-транспортных происшествий, ремонтов, частично от задержек необходимых ремонтных работ, недостатков законодательного регулирования.

Например, ремонт деформационных швов на путепроводе на четырехполосной автомобильной дороге с высокой интенсивностью движения может привести к образованию затора длиной в несколько километров, зачастую больше 10.

Принимая среднюю длину затора в 5 км, а среднюю скорость движения в заторе 10 км/ч, получаем, что каждый автомобиль проведет в нем 0,5 ч. А если предположить, что весь транспортный поток состоит из легковых автомобилей, то на один автомобиль нужно добавить интервал между машинами в 6 м (при остановке — меньше, в движении может быть несколько больше). Тогда в пятикилометровом заторе постоянно находятся 833 автомобиля.

Оценка средней стоимости 1 ч задержки в заторе в мировой практике признана достаточно сложной проблемой. Однако некоторые оценки наработаны. Ниже приведен один из вариантов такой оценки для США [12] в ценах 2008 г. (Американское Статбюро утверждает, что средний дефлятор в период с 1998 по 2005 г. составлял 1,97 %, что за 8 лет составило 16,8 % (эксперты оценивают в 1,5 раза больше). Применив аналогичный подход, можно усредненно оценить инфляцию за 13 лет в 26,6 %. Это минимальная оценка, не учитывающая всплеск инфляции в 2007 г. и позже (таблица).

Транспортные средства	Средние затраты одного транспортного средства в заторе, USD/ч, в ценах 2008 г.
Легковые автомобили	15[1]
Грузовики одинарные	23
Грузовые автопоезда	28

[1] Оценка затрат в российских условиях дает сопоставимые результаты. Так, считаем, что заработная плата людей, пользующихся личным автомобильным транспортом, — 1000 долл. США в месяц. С учетом налогов — около 1450 долл. в месяц. Значит, простой в пробке составляет минимум 8 долл. в ч незаработанных денег плюс дополнительные затраты на бензин в среднем 1 долл. в ч, плюс амортизация транспортного средства и упущенная выгода работодателя в размере 100 % расходов на зарплату. Итого потери составят минимум 17 долл. в ч.

Таким образом, общий ущерб за одни сутки при описанных выше допущениях:

$$833 \text{ авт.} \times 12 \text{ ч} \times 15 \text{ USD} = 150\,000 \text{ USD}.$$

При курсе рубля к доллару 33 руб./USD потери составят около 5 млн руб. за одни сутки. И это минимальная оценка, без участия грузового транспорта, который несет существенно большие убытки.

Проблему заторов можно разрешить только наличием альтернативных маршрутов, сопоставимых по своим потребительским характеристикам. Наличие таких реально альтернативных маршрутов дает возможность при проведении работ по ремонту и реконструкции дорог перераспределять транспортные потоки по сети без возникновения экономических издержек.

Вторым бонусом наличия альтернативных маршрутов является более широкий охват территории транспортной услугой без увеличения инвестиций в дороги доступа к земельным участкам или снижение их протяженности при соответствующем снижении бюджетных расходов на их строительство и содержание, ремонты и капитальные ремонты.

Развитие транспортной инфраструктуры и экономическое неравенство территорий

Совершенствование транспортной инфраструктуры, развитие транзитных транспортных коридоров с высокой скоростью доставки грузов и пассажиров с соответствующим сокращением транспортных расходов может иметь два основных экономических последствия:

— эксплуатация сравнительных преимуществ территории; производство может быть расположено

там, где издержки (например, на трудовые ресурсы) минимальны, что позволяет лучше использовать глобальные конкурентные преимущества; продукция затем может быть отправлена клиентам по всему миру;

— развитие экономии от масштаба; близкое местоположение производства и потребления помогает развивать экономию, возникающую вследствие масштаба, наличия доступа к более широкому кругу рынков из-за более низких транспортных расходов; даже если в других местах могут быть более низкие производственные издержки, эти преимущества не могут изначально быть достаточными, чтобы компенсировать преимущество экономии от масштаба.

На рис. 4 высокие транспортные издержки характеризуют сравнительной самодостаточностью региональных экономик и более низким уровнем неравенства (*A* при измерении в ВВП на душу населения). Когда транспортные расходы сокращаются, неравенство, вероятно, возрастет, так как эффект масштаба, как правило, первым дает эффект *B*. В этих условиях экономическое ядро имеет более высокую скорость развития, чем периферия и может возникнуть картина неравного обмена, как это было в случае между развитыми и развивающимися странами до 1970 г.

Тем не менее дальнейшее совершенствование транспортной инфраструктуры стимулирует более эффективное использование сравнительных преимуществ, компенсируя начальный уровень экономик различных стран и их конкурентные преимущества. Это приводит к перенесению хозяйственной деятельности на периферию и более широкому доступу на рынки стран со средним уровнем развития. Вероятным исходом является снижение неравенства *C*. Изначально периферийные страны становятся частью ядра экономического роста. Например, во многих развивающихся странах, особенно

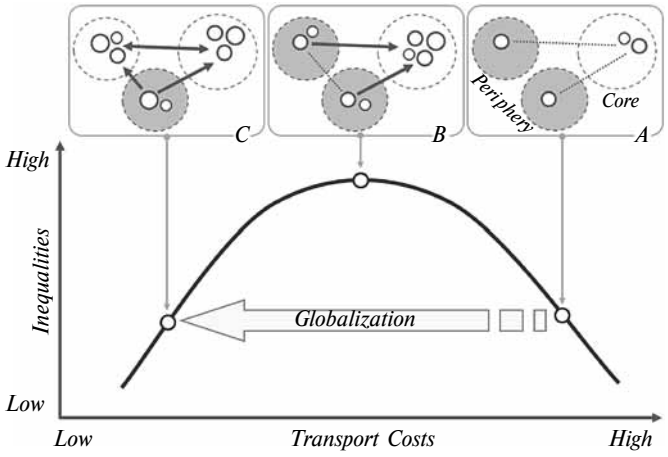


Рис. 4. Транспортные издержки и территориальное неравенство [8]

Азиатско-Тихоокеанского региона (Япония, Тайвань, Южная Корея, Гонконг, Сингапур и совсем недавно Китай), происходил значительный рост, целью которого было стать одним из центров мировой экономики. Поскольку этот рост сильно связан с их растущим доступом к глобальной экономике (экспортно-ориентированной разработки), развитие транспорта было существенным фактором в сокращении неравенства на глобальном уровне.

Выводы

Решение совокупности указанных вопросов при реализации предложенных в работе мероприятий по формированию сети автомобильных дорог позволит:

1. Сократить разрыв в суточном пробеге магистрального автомобильного транспорта, существующий между Россией и странами с развитой сетью автомобильных дорог, и благодаря этому сократить финансовую нагрузку на экономику.

2. Минимизировать негативный для экономического роста эффект перераспределения налоговой нагрузки на нефть и нефтепродукты с таможенных экспортных пошлин на налог на добычу полезных ископаемых, который будут платить российские домохозяйства и хозяйствующие субъекты в равной мере с зарубежными потребителями отечественных нефтепродуктов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **NCHRP Synthesis 379 Selection and Evaluation of Alternative Contracting Methods to Accelerate Project Completion**. A Synthesis of Highway Practice. TRANSPORTATION RESEARCH BOARD. WASHINGTON, D.C. 2008
2. **Transport Satellite Accounts.** US Department of Transportation, 1999. Transport Costs by Industry Type, 1999
3. **Доклад заместителя Министра транспорта РФ О. В. Белозерова** на заседании Общественного Совета Министерства транспорта РФ 19 октября 2012 г. "О проекте государственной программы Российской Федерации "Развитие транспортной системы".
4. **Limao N., Venables A. J.** 2001. Infrastructure, Geographical Disadvantage, Transport Costs and Trade. World Bank Economic Review 15, 451—479.
5. **Dr. Jean-Paul Rodrigue & Dr. Theo Notteboom.** THE GEOGRAPHY OF TRANSPORT SYSTEMS (3d ed. 2013)
6. **OECD/ITF.** Road Fatalities per 100,000 People, Selected Countries.
7. **Скворцов О. В.** Инвестиции в дорожное хозяйство — мера противодействия экономическому кризису // Транспорт Российской Федерации. № 3—4, 2009.
8. **Макконел К. Р., Брю С. Л.** Экономикс. 17-е издание. Пер. с англ. М., 2009.
9. **Стремление к нулю.** Высокие задачи и системный подход к безопасности дорожного движения. OECD/ITF 2008.
10. **PIARC Road Safety Manual, 2003.**
11. **Федеральная целевая программа** "Повышение безопасности дорожного движения в 2013—2020 годах".
12. **Life-Cycle Cost Analysis in Pavement Design Pavement** — Technical Bulletin Washington 1998.

УДК 621.436

П. Р. Вальехо Мальдонадо, И. М. Шендеровский, И. В. Епифанов, В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ВЫБОР СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ И ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ, РАБОТАЮЩИХ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Показана перспективность использования природного газа в качестве моторного топлива. Проанализирована возможность форсирования газового двигателя с искровым зажиганием путем применения турбонаддува. На основании экспериментальных данных предложена эмпирическая формула для выбора максимальной степени сжатия газового двигателя с наддувом, обеспечивающей его бездетонационную работу на природном газе.

Ключевые слова: *двигатель с искровым зажиганием, двигатель с газотурбинным наддувом, степень сжатия, природный газ, метан.*

Газовые моторные топлива находят все большее применение в различных отраслях отечественной промышленности. Современная тенденция к более широкому использованию газообразных топлив обусловлена, в первую очередь, необходимостью расширения энергетической базы автомобильного транспорта и снижения его вредного воздействия на окружающую среду.

Экономически оправдано использование газовых топлив на железнодорожном и водном транспорте, в авиации. Перспективно внедрение газовых и газодизельных двигателей в сельскохозяйственном производстве, позволяющее снизить расходы на покупку топлив для сельскохозяйственной техники и улучшить ее экологические характеристики. Целесообразен перевод на газовые топлива двигателей дизель-генераторных установок и других стационарных дизелей. В последнее время все более широкое распространение получают газовые двигатели (двигатели, работающие на газовом топливе) и газожидкостные двигатели (двухтопливные двигатели, работающие на газовом топливе и дизельном топливе или бензине). Это объясняется рядом преимуществ газообразных топлив по сравнению с жидкими. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив по сравнению с бензинами, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства этих топлив могут обеспечить высокие технико-экономические показатели двигателей. По удельной мощности и топливной экономичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по токсичности ОГ и износу эти двигатели имеют значительные преимущества [1, 2].

По прогнозам организации стран — экспортеров нефти (ОПЕК) мировые запасы нефти истощатся через 80 лет, а природного газа — через 360 лет (рис. 1) [1]. При всей условности приведенных цифр, можно все

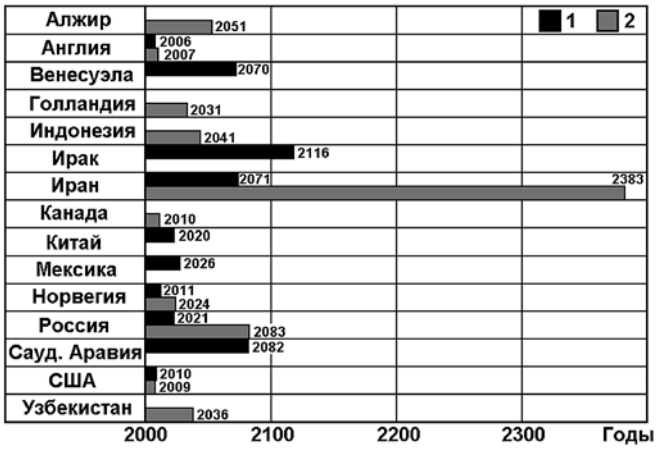


Рис. 1. Разведанные запасы полезных ископаемых в разных регионах мира с указанием прогнозируемых сроков истощения месторождений:

1 — нефть; *2* — природный газ

Таблица 1

Основные характеристики углеводородных топлив

Топливо	P, кг/м^3	L_0, кг/кг	H_U, кДж/кг	α_{min}	α_{max}	ОЧ	$t_{кип}$, °С	ε
Метан	0,715	17,22	49 750	0,67	1,89	110—115	–161,6	14—16
Пропан	1,86	15,7	45 900	0,40	1,69	95—100	–42,0	11—12
Бутан	2,46	15,5	45 300	0,35	1,68	90—95	–0,5	9—11
Бензин	740	14,9	44 000	0,40	1,10	85—90	Более 35	8,5—10,5

же сделать вывод о перспективности использования природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта.

Перспективы использования природного газа как моторного топлива во многом зависят от технологий его хранения на борту автомобилей. Природный газ (в основном состоящий из метана CH_4) может храниться как в сжиженном и в сжатом (компримированном) состоянии. В последнем случае используется 50 или 80-литровые баллоны, где природный газ находится под давлением около 20 МПа. Хранение метана в жидком состоянии (при температуре ниже его температуры кипения, равной –161,6 °С) требует использования криогенных сосудов, что пока технически сложно реализовать на транспортном средстве.

Также используемый на транспорте сжиженный нефтяной газ состоит в основном из пропана C_3H_8 и бутана C_4H_{10}, имеющих сравнительно высокие температуры кипения (соответственно –42,0 и –0,5 °С). Пропан-бутановые смеси ожижаются при нормальной температуре и сравнительно невысоком давлении (около 1,5 МПа), поэтому они могут храниться в жидком состоянии в баллонах низкого давления. Однако запасы этих нефтяных газов значительно уступают запасам природного газа, и они не могут в широких масштабах заменить бензин и дизельное топливо. Поэтому далее рассмотрены особенности работы двигателя с искровым зажиганием на сжатом природном газе (СПГ).

В табл. 1 [1—3] приведены некоторые характеристики метана CH_4, пропана C_3H_8, бутана C_4H_{10} и бензина C_8H_{18} (условная формула состава): плотность при стандартных условиях ρ, стехиометрическое соотношение L_0, теплотворная способность (низшая теплота сгорания) H_U, минимальный α_{min} и максимальный α_{max} коэффициенты избытка воздуха, обеспечивающие воспламенение этих углеводородных топлив, температура кипения $t_{кип}$, октановое число ОЧ по моторному методу и степень сжатия ε, при которой двигатель без наддува может работать без детонации.

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что метан имеет наибольшее ОЧ из всех рассматриваемых топлив и может воспламеняться даже при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1{,}89$, что намного больше, чем у бензина. Газовый двигатель (ГД) без наддува может иметь степень сжатия ε от 14 до 16 единиц при диаметре цилиндров от 100 до 120 мм. Массовая теплотворная способность метана выше, чем у бензина на 8—12 %.

Октановое число топлива определяют исследовательским или моторным методами. Для определения ОЧ по обоим методам использована одноцилиндровая универсальная установка УИТ-85 типа Вокеша (фирма Вокеша или *Waukesha* — первая фирма по производству таких установок). Метод по определению ОЧ был стандартизован в 1930 г. Установка УИТ-85 включает одноцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель с искровым зажиганием и переменной степенью сжатия, с асинхронным двухскоростным электромотором переменного тока с переключателем скоростей, служащим для пуска и поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала двигателя. Для поддержания постоянной влажности воздуха использован специальный ресивер. Установка оснащена электронной аппаратурой для измерения интенсивности детонации, а также пультом управления и вспомогательным оборудованием (рис. 2). Основные технические характеристики установки представлены в табл. 2.

Октановое число определялось на установке УИТ-85. Перед испытаниями все параметры стабилизировались и в ходе испытаний поддерживались постоянными. Октановое число по моторному методу определялось следующим образом.

Двигатель УИТ-85 работал на испытуемом топливе на вышеуказанном постоянном режиме. Далее, без остановки двигателя изменялась степень сжатия до начала интенсивной детонации. Она фиксировалась датчиком *5* и регистрировалась электронным указателем детонации *1* (см. рис. 2). Начало интенсивной детонации соответствовало 50—60 делениям по шка-

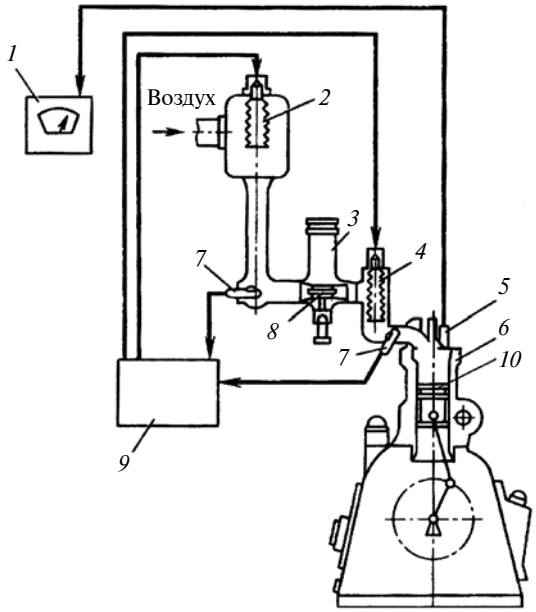


Рис. 2. Схема установки УИТ-85:

1 — измеритель (датчик) детонации; *2* — подогреватель воздуха; *3* — бачок для топлива; *4* — подогреватель топливной смеси; *5* — датчик детонации; *6* — одноцилиндровый двигатель; *7* — датчик температуры; *8* — устройство смесеобразования (карбюратор с тремя поплавковыми камерами); *9* — прибор для автоматической регулировки температуры; *10* — гильза

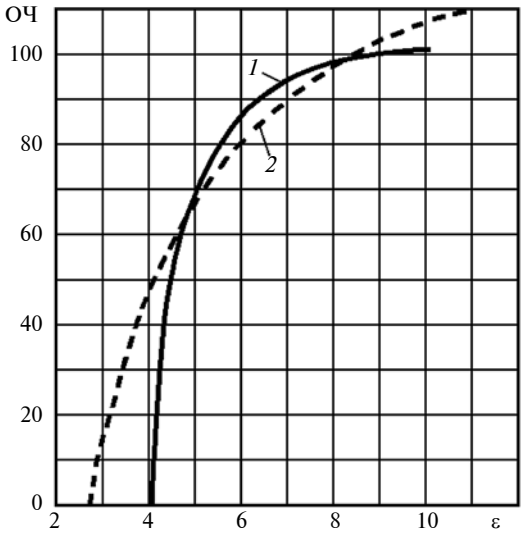


Рис. 3. Зависимость октанового числа от степени сжатия:

1 — экспериментальные данные, полученные на установке УИТ-85; *2* — расчет по формуле (1)

ле указателя *1*. После этого двигатель переводился на работу на эталонном топливе, состоящем из смеси нормального гептана (*n*-гептана) C_7H_{16} и изооктана C_8H_{18}. Изооктан имеет детонационную стойкость, которая принята за 100 единиц; *n*-гептана — легко детонирующее топливо с детонационной стойкостью, принятой равной нулю. Определение детонационной стойкости бензина заключается в подборе такой эталонной смеси *n*-гептана и изооктана, при работе на которой интенсивность детонации соответствует интенсивности детонации испытуемого бензина при одной и той же степени сжатия.

При этом необходимо учитывать, что значительное влияние на детонацию оказывает степень сжатия ε. Изменение ε осуществляется в пределах от 4 до 10 единиц путем вертикального перемещения гильзы *10* цилиндра двигателя специальным устройством. В зависимости от значения ε угол опережения зажигания $\theta_з$ меняется в пределах от 19 до 26° поворота коленчатого вала (п.к.в.) до верхней мертвой точки (ВМТ). Чем меньше степень сжатия ε, тем больше угол опережения зажигания $\theta_з$.

Таким образом, октановое число является условной характеристикой детонационной стойкости топлива (при заданном значении ε) и численно равно процентному (по объему) содержанию изооктана в эталонной смеси с *n*-гептаном.

На рис. 3 представлена зависимость между октановыми числами топлива и допустимыми степенями сжатия.

Октановое число по исследовательскому методу определяется на той же установке, но в менее напряженных условиях по сравнению с моторным методом (частота вращения вала двигателя $n = 600$ мин$^{-1}$, смесь за карбюратором не подогревается, угол опережения зажигания остается постоянным и составляет 13° п.к.в. до ВМТ). В связи с этим октановое число, полученное по исследовательскому методу, примерно на 4—8 единиц больше, чем определенное по моторному методу. Разница между этими двумя ОЧ, определенными разными методами, называется чувствительностью бензина.

Известно, что для увеличения удельных показателей двигателя используется наддув (рис. 4) [4]. Однако при наличии наддува (обычно — турбонаддува) растут давление $p_к$ и температура $t_к$ воздуха во впускном коллекторе (после компрессора), что увеличивает склонность рабочей смеси к детонации.

Таблица 2

Технические характеристики установки УИТ-85

Двигатель	Одноцилиндровый, четырехтактный карбюраторный
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Рабочий объем цилиндра, л	0,652
Степень сжатия	От 4 до 10
Частота вращения двигателя, мин$^{-1}$:	
моторный метод	900 ± 9
исследовательский метод	600 ± 6
Зажигание	Искровое
Охлаждение	Жидкостное, термосифонноиспарительного типа
Смазка	Принудительная под давлением
Питание топливом	От трехкамерного карбюратора
Температура охлаждающей жидкости, °С	100 ± 2
Температура воздуха (исследовательский метод), °С	52 ± 1 (поддерживается автоматически)
Температура топливно-воздушной смеси (моторный метод), °С	149 ± 1 (поддерживается автоматически)
Напряжение электропитания (при частоте переменного тока 50 Гц), В	380
Максимальная мощность, кВт	9
Габаритные размеры Д×Ш×В, мм	1500×1700×1500
Масса установки, кг	1000

Обработка экспериментальных данных, полученных в РУДН (см. рис. 3), ЦИАМ, НИИАТ, МАДИ, НАМИ [3, 5, 6], позволила получить эмпирическую формулу для определения допустимой степени сжатия ε из условия бездетонационной работы двигателя (в том числе и газового двигателя с наддувом) в виде [4]:

$$\varepsilon = \frac{400}{125 + 0{,}02D + 0{,}1(t_{\text{к}} - 25)^{1{,}1} - \text{ОЧ}} - 25p_0(p_{\text{к}} - 1), \qquad (1)$$

где D — диаметр цилиндра, мм; $p_{\text{о}}$ — давление окружающего воздуха, МПа; $p_{\text{к}}$ и $t_{\text{к}}$ — давление и температура воздуха во впускном коллекторе, МПа и °С; ОЧ — октановое число, определенное по моторному методу.

Для оценки точности определения допустимой степени сжатия по формуле (2), на рис. 3 приведены зависимости октанового числа от степени сжатия, полученные экспериментально на установке УИТ-85 и рассчитанные с применением формулы (1). Из приведенного графика видно, что расчетная кривая достаточно близка к аналогичной экспериментально полученной зависимости.

Уже на стадии проектирования формула (1) позволяет определить октановое число топлива, на котором должен работать двигатель, с учетом диаметра цилиндров, температуры и давления воздуха во впускном коллекторе. Для учета влияния других параметров необходимо проводить математическое моделирование процесса сгорания по двухзонной или многозонной моделям. Среди этих параметров форма камеры сгорания, теплообмен в ней, расположение свечи зажигания, движение горючей смеси и др. В качестве критерия возникновения детонации при этом используется предложенное Ливенгудом и Ву неравенство [7]:

$$\int_0^t [\tau_i(t)]^{-1} dt \geqslant 1, \qquad (2)$$

в котором $\tau_i = \tau_i(t)$ — текущее значение периода индукции (задержки самовоспламенения) бензовоз-

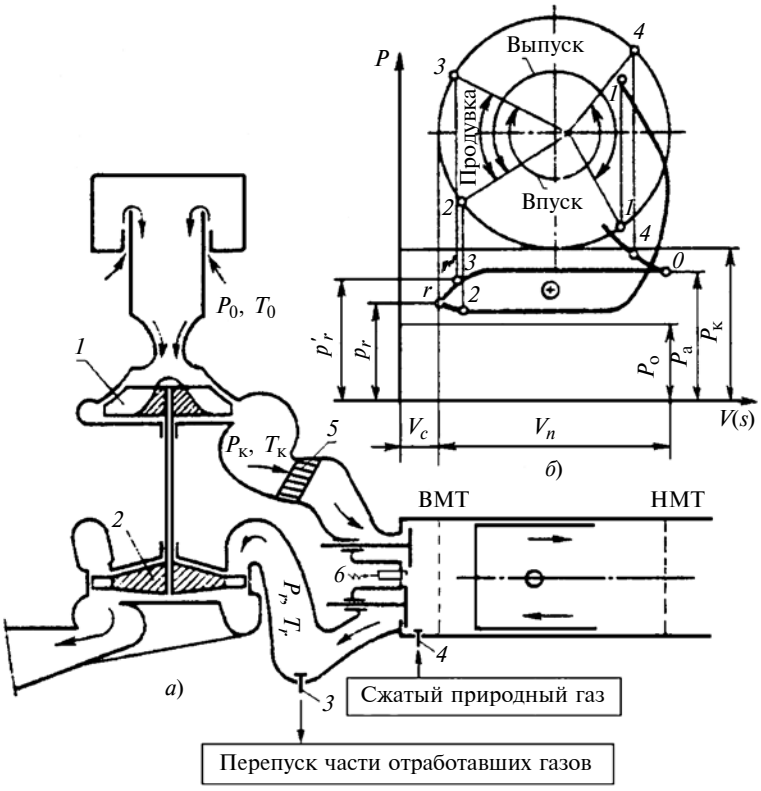


Рис. 4. Характеристика процесса газообмена в четырехтактном дизеле с газотурбинным наддувом:

а — схема турбокомпрессора; *б* — индикаторная диаграмма процессов газообменов и фаз газораспределения;
1 — компрессор; *2* — турбина; *3* — перепускная заслонка; *4* — клапан; *5* — холодильник; *6* — свеча зажигания

душной смеси, вычисляемый по формуле Дауда и Эйзата [8]:

$$\tau_i = 19{,}75\left(\frac{\text{ОЧ}}{100}\right)^{3{,}4107} p^{-1{,}7}\exp(-E_a/T), \qquad (3)$$

где E_a — условная энергия активации предпламенных реакций (для бензина $E_a = 3800$ К), $p = p(t)$ — текущее значение давления в цилиндре, МПа; $T = T(t)$ — текущее значение температуры свежей (несгоревшей) части заряда (вычисляется по уравнению состояния Менделеева—Клапейрона для идеальной газовой смеси. Следует отметить, что методика проведения математического моделирования процесса сгорания с использованием уравнений (2) и (3) обычно применяется только после выполнения эскизного проекта двигателя.

Проведем анализ влияния различных факторов на допустимую степень сжатия двигателей с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом, работающих на природном газе. На рис. 5 приведены зависимости допустимой величины ε для двигателей от степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к = p_к/p_o$ и давления наддува $p_к$ для газовых двигателей при работе на газе с ОЧ = 100, при температуре $t_к = 25$ °С. На этом же графике нанесены экспериментальные кривые, полученные в ЦИАМ Б. П. Лебедевым для газового двигателя типа ГД18/22 при ОЧ = = 100 и $t_к = 80$ ° [4—5], и бензинового двигателя типа М-100 при ОЧ = 95 и $t_к = 80$ °С.

Данные рис. 5 свидетельствуют о том, что при температуре $t_к = 25$ °С и увеличении давления $p_к$ с 0,1 до 0,18 МПа степень сжатия ε необходимо снизить с 14 до 12,5 единиц, а при температуре $t_к = 80$ °С и аналогичном увеличении давления наддува — до 9,5 единиц. Сильное влияние температуры $t_к$ на детонацию в газовом двигателе с наддувом свидетельствует о необходимости применения промежуточного охлаждения воздуха надува с холодильником *5* (см. рис. 4, *а*). При конвертации дизеля в газовый двигатель отверстие под форсунку обычно используют для установки свечи зажигания *6*. При этом свеча зажигания должна обладать более интенсивным теплоотводом от электродов (иметь высокое калильное число). Это справедливо и для бензиновых двигателей с высокой степенью сжатия при применении турбонаддува.

При наддуве коэффициент продувки цилиндров $\varphi_п$ (отношение количества воздуха, поданного в цилиндр компрессором, к количеству воздуха, оставшегося в цилиндре после газообмена) составляет 1,05—1,10. Для исключения потерь природного газа он подается на такте всасывания через специальный клапан *4* (см. рис. 4, *а*) непосредственно в цилиндр. При этом величину коэффициента избытка воздуха α сохраняют такой же, как и в двигателе без наддува (α = 1,0—1,1) или увеличивают ее сохраняя неизменными температуры отработавших газов (ОГ) и жесткости рабочего процесса — скорости нарастания давления при сгорании $dp/d\varphi$.

При одинаковой степени сжатия двигателей без наддува и с наддувом индикаторный коэффициент полезного действия η_i оказывается примерно одинаковым и сильно зависит от коэффициента избытка воздуха α. Организация наддува повышает механический коэффициент полезного действия $\eta_м$, так как растет среднее индикаторное давление, а среднее давление механических потерь меняется незначительно [6]. Кроме того, при газотурбинном надду-

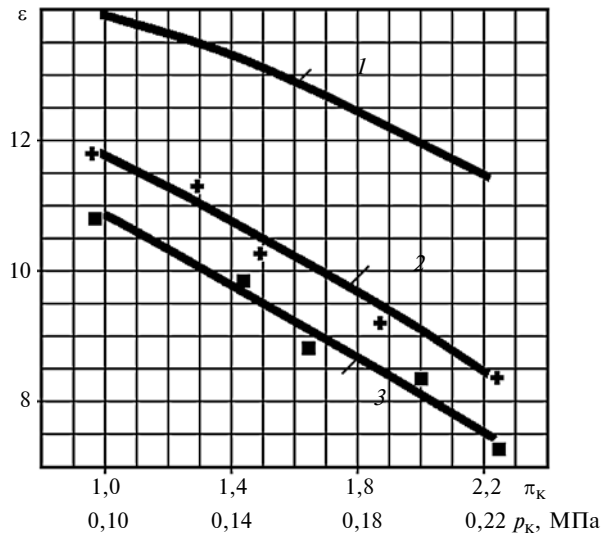


Рис. 5. Зависимость степени сжатия ε двигателя с искровым зажиганием от давления наддува $p_к$ (степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к$) и температуры воздуха $t_к$ после компрессора:

1 — газовый двигатель с диаметром цилиндров D = 110 мм при ОЧ = 100 и $t_к$ = 25 °С; *2* — газовый двигатель типа ГД18/22 при ОЧ = 100 и $t_к$ = 80 °С; *3* — бензиновый двигатель типа М-100 при ОЧ = 95 и $t_к$ = 80 °С

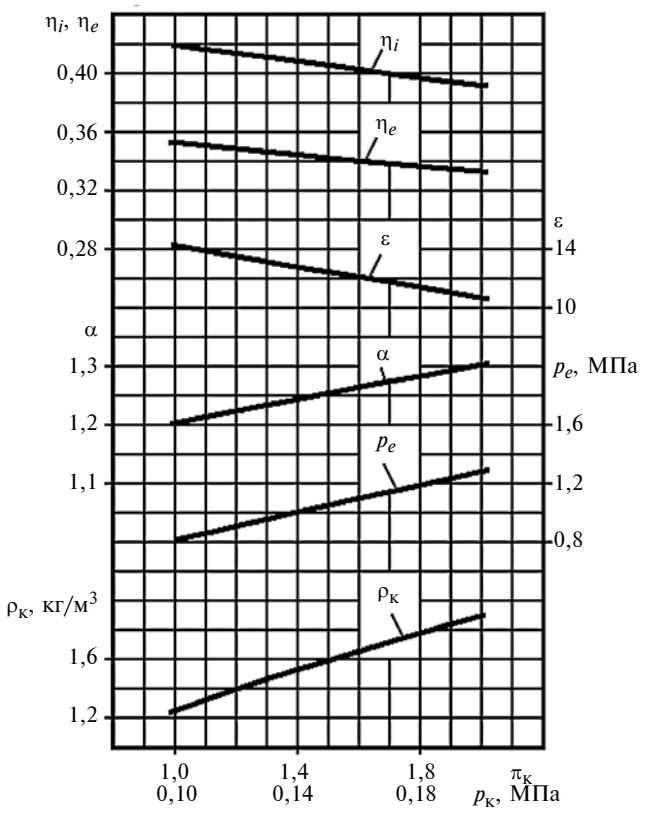


Рис. 6. Зависимость параметров газового двигателя от давления наддува $p_к$ (степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к$) при ОЧ = 105:

η_i и η_e — индикаторный и эффективный КПД двигателя; ε — допустимая степень сжатия; α — коэффициент избытка воздуха; p_e — среднее эффективное давление; $\rho_к$ — плотность воздуха

ве работа наполнения становится положительной, так как $p_к/p_r \geqslant 1$ (p_r — давление конца выпуска), что дополнительно способствует росту механического КПД $\eta_м$. Если в двигателе без наддува $\eta_м$ = 0,76—0,78, то в двигателе с наддувом $\eta_м$ = 0,78—0,82. Можно считать, что, несмотря на необходимость снижения ε, эффективный КПД (определяемый в виде произведения $\eta_e = \eta_i\eta_м$) при наддуве газового двигателя снижается незначительно.

Продувка цилиндров двигателя при наддуве приводит к увеличению коэффициента наполнения, возрастает и коэффициент избытка воздуха α. При этом среднее эффективное давление p_e растет из-за увеличения плотности воздуха $\rho_к$, соответственно увеличивается эффективная и литровая мощность двигателя.

На рис. 6 приведены характеристики газового двигателя в зависимости от давления наддува $p_к$ (или степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к$). Как следует из данных рис. 6, при повышении $p_к$ с 0,1 МПа (двигатель без наддува) до $p_к$ = = 0,15 МПа среднее значение P_e возрастает с 0,8 до 1,1 МПа, что является следствием повышения плотности воздуха. Индикаторный КПД η_i снижается вследствие уменьшения ε, а эффективный КПД η_e уменьшается с 0,35 до 0,34. При постоянной частоте вращения вала двигателя повышение p_e увеличивает эффективную и литровую мощность на 37,5 %. В целом, повышение давления наддува до $p_к$ = 0,18 МПа ($\pi_к$ = 1,8) сопровождается ростом среднего эффективного давления p_e и мощности двигателя N_e на 50—60 %.

Зависимость температуры газа перед турбиной турбокомпрессора $t_к$ от давления наддува $p_к$ приведена на рис. 7. Кривые получены по результатам испытаний газовых и бензиновых двигателей. Также как в бензиновых двигателях, в газовых двигателях температура конца выпуска t_r на 100—150 °С выше, чем в дизелях [6]. Поэтому появляется избыточная работа турбины, которая пропорциональна температуре t_r. Это позволяет (как и в бензиновых двигателях) на режимах, близких к режимам полной мощности, перепускать часть ОГ через перепускную заслонку *3* (см. рис. 4, *а*), минуя турбину *2*. При этом снижается давление конца выпуска p_r и улучшается очистка цилиндров. Кроме того, прикрытие перепускной заслонки на режимах максимального кру-

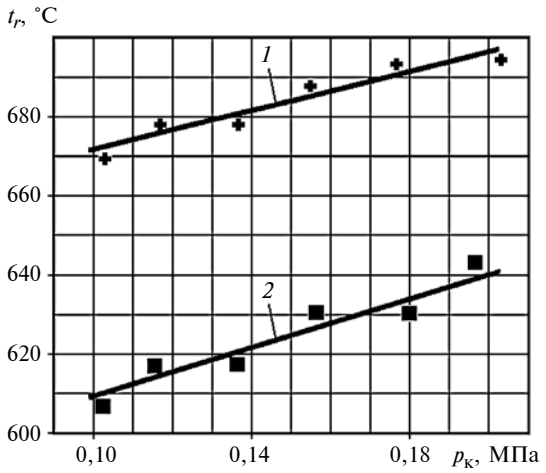


Рис. 7. Зависимость температуры t_r отработавших газов от давления наддува $p_к$ при различных значениях коэффициента избытка воздуха α:

1 — α = 1,1; *2* — α = 1,2

тящего момента повышает коэффициент приспособляемости по мощности, что важно для транспортного двигателя.

Таким образом, применение газотурбинного наддува газовых двигателей с промежуточным охлаждением воздуха позволяет на 40—60 % увеличить их мощность при незначительном уменьшении экономичности. Предварительный выбор степени сжатия можно осуществлять по предложенной в статье формуле с учетом размерности двигателя, степени повышения давления в компрессоре, уровня охлаждения наддувочного воздуха и детонационной стойкости применяемого топлива. При наличии наддува газового двигателя степень сжатия следует снижать во избежание детонации и уменьшения максимального давления сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. — М.: ООО "ИРЦ Газпром", 2007. — 480 с.
2. **Газобаллонные** автомобили / А. И. Морев, В. И. Ерохов, Б. А. Бекетов и др. — М.: Транспорт, 1992. — 175 с.
3. **Коллеров Л. К.** Газовые двигатели поршневого типа. — Л.: Машиностроение, 1968. — 248 с.
4. **Антипов Ю. А., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р.** Газовые двигатели с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом // Автомобильная промышленность. — 2009. — № 5. — С. 15—17.
5. **Дмитриевский А. В., Шатров Е. В.** Топливная экономичность бензиновых двигателей. — М.: Машиностроение, 1985. — 206 с.
6. **Морозов К. А., Черняк Б. Я., Синельников Н. И.** Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971. — 100 с.
7. **Livengood J. C., Wu P. C.** Correlation of Auto Ignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines // Fifth Symposium (International) on Combustion. — Reinhold Publishing Corp, 1955. — P. 347—356.
8. **Douaud A. M., Eyzat P.** Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines // SAE Technical Paper Series. — 1978. — № 780080. — P. 294—308.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2015 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) 269-52-98.

Факс: 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 534.6.08

А. А. Строкин, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
E-mail: strokin.aqnatolij@yandex.ru

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ МЕТОДА ИЗМЕРЕНИЯ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОВЕДЕНИИ НИОКР ПО РАЗРАБОТКЕ МАЛОШУМНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ

В настоящей статье проводится сравнительный анализ различных шумовых характеристик и методов их измерений, используемых в настоящее время в качестве паспортных параметров, характеризующих шум оборудования, большее внимание уделено методам и приемам комплексных измерений, позволяющих получать одновременно данные как акустических, так и других эксплуатационных параметров оборудования. При этом рассматривается вопрос, как сделать акустические измерения менее трудоемкими при сохранении их достаточно высокой информативности. Даются некоторые рекомендации, позволяющие усовершенствовать традиционные заводские стенды также и для проведения акустических измерений, что позволяет использовать эти стенды при проведении НИОКР по снижению шума оборудования.

Ключевые слова: *шумовые характеристики машин и оборудования, методы измерений, звуковая мощность, уровень звука, уровень звукового давления, уровень звуковой мощности, показатель направленности, испытательный заводской стенд, комплексные измерения.*

Перед разработчиками нового оборудования (или при проведении работ по совершенствованию оборудования уже имеющегося) обычно стоит задача получения у новых разработок не только высоких эксплуатационных характеристик таких, как малый вес, небольшие габариты, высокая мощность, низкий расход топлива и т. д., но и снижения его шума до комфортных или, по крайней мере, до допустимых нормативных показателей. Естественно, что динамические процессы сопровождаются излучением звуковой энергии, поэтому все перечисленные (и не перечисленные) выше эксплуатационные характеристики в той или иной мере связаны с акустическими характеристиками этих процессов и понимание закономерностей последних является весьма важным при разработке более совершенного оборудования.

Рассмотрим некоторые особенности практики использования различных акустических параметров в качестве шумовых характеристик оборудования.

Достаточно подробно эти параметры и методы их измерения перечислены, например, в стандартах [1, 2]. Основная цель этих методов — измерение шумовых параметров, объективно характеризующих шум машин, для занесения в соответствующие документы с выходными паспортными данными оборудования. В связи с этим следует отметить, что ряд методов измерений именно шумовых характеристик является весьма трудоемким, дорогим и требует порой наличия специальных измерительных камер и специального акустического оборудования. Поэтому буквально с самого начала появления и развития методов акустических измерений для производственного оборудования появилась и постоянно усиливается тенденция к упрощению, как самих акустических параметров, так и методов их измерения.

Учитывая эту тенденцию, в настоящее время различают "точные", "технические" и "ориентировочные" методы измерений. Естественно, что эти методы различаются по своей точности, а также стоимости, трудоемкости и требованиями к качеству акустических полей, в которых должны производиться измерения. Следует также отметить, что в наиболее полном случае измерению подлежат две группы шумовых характеристик: первая группа характеризует, прежде всего, количественную сторону шумового процесса (т. е. "сколько шума" и на каких частотах излучается в окружающее пространство), вторая группа — это в какую сторону пространства и также на каких частотах происходит ос-

новное излучение (это так называемые "характеристики направленности) и далеко не все методы измерений в упомянутых выше стандартах позволяют проведение акустических параметров обеих групп.

Вопрос этот достаточно важен, так как измерение характеристик направленности является весьма трудоемким и предъявляет свои жесткие требования к качеству акустического поля, в котором проводятся измерения. Поэтому при обосновании выбора метода по измерению шумовых характеристик для проведения НИОКР в производственных условиях необходимо учитывать и необходимость проведения таких измерений, ибо в ряде случаев характеристики направленности могут нести избыточную информацию и их измерение не является строго необходимым. Но и для первой "количественной" группы акустических параметров выбор той или иной физической величины в качестве шумовой характеристики для данного оборудования зависит от конкретной задачи, которую ставят перед собой разработчики, а также от условий, в которых будет эксплуатироваться данное оборудование.

Например, на рис. 1 представлены два случая стационарно эксплуатируемой машины: в закрытом небольшом помещении и в открытом пространстве. Если измерять, например, уровень звукового давления L, дБ в какой-либо октавной полосе частот (или уровень звука L_A, дБА) на одном и том же расстоянии от машины для этих двух случаев при работе машины на одном и том же режиме — получим два значения уровней звукового давления L_1 и L_2, дБ (или два значения уровней звука L_{A1} и L_{A2}, дБА). При этом можно утверждать, что в общем случае для измеренных параметров: $L_1 \neq L_2$ (и $L_{A1} \neq L_{A2}$).

Таким образом, машина одна и та же, режим работы одинаковый, расстояния до контрольных точек тоже равные, а показания приборов и субъективное восприятие шума разные. Следовательно, эти два параметра (весьма распространенные в силу простоты измерения на практике) в данном случае объективно характеризовать шум машины не могут.

К аналогичному выводу придем, проводя сравнительные измерения тех же параметров и для одной и той же машины, но в существенно разных контрольных точках (рис. 2, где контрольные радиусы $R_3 > R_2 > R_1$). Здесь также

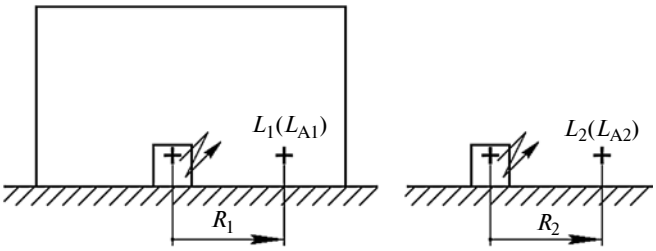


Рис. 1. Схемы сравнительных измерений шума машины в контрольной точке (R_1 = R_2) в закрытом производственном помещении (*а*) и в открытом пространстве (*б*)

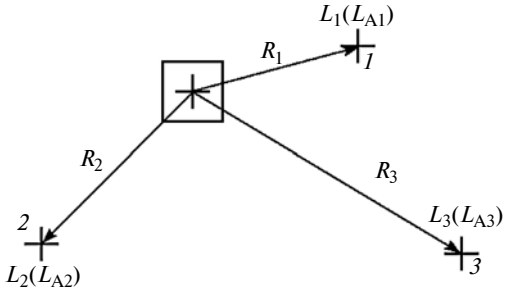


Рис. 2. Схема сравнительных измерений шума машины в нескольких контрольных точках

можно утверждать в общем случае, что $L_1 \neq L_2 \neq L_3$, дБ (и $L_{A1} \neq L_{A2} \neq L_{A3}$, дБА) и, соответственно, шум, например, в контрольной точке *3* может удовлетворять потребителя, а в точке *1* превышать санитарные нормы и оказаться неприемлемым.

Поэтому существенно объективным параметром, характеризующим "количественную" сторону излучения шума машиной и пригодным для оценки шума при любых условиях эксплуатации, считают ее звуковую мощность — W, Вт в функции от частоты f, Гц или в логарифмических единицах — уровень звуковой мощности $L_W = 10\lg(W/W_0)$, дБ также в функции от частоты (здесь W_0 — опорное значение звуковой мощности, постоянная величина).

Учитывая, что при измерении шума преследуется цель не только "измерения", но и, как последующий шаг — ограничение этого шума, в настоящее время получил большое распространение в качестве количественной шумовой характеристики такой параметр, как корректированный уровень звуковой мощности L_{WA}, дБА, учитывающий субъективное восприятие звука человеком и, хотя это уже по сути дела физиологический параметр, зная его (или зная L_W, дБ) и полагая показатель направленности $DI = f(f)$, дБ известным, возможно вычисление прочих акустических (в том числе нормируемых и выше перечисленных) параметров в контрольных точках при различных условиях эксплуатации, а также разработка соответствующих средств защиты от шума.

Поэтому в дальнейшем при выборе метода для НИОКР мы будем ориентироваться на уровень звуковой мощности машины, как на наиболее универсальный и объективный параметр, хотя в ряде случаев это может несколько усложнить проведение исследований.

Общая тенденция сделать измерения менее трудоемкими по-прежнему остается весьма актуальной, поэтому в тех случаях, когда расположение контрольной точки по отношению к источнику шума можно считать условно постоянным, в качестве шумовой характеристики можно принимать менее "информативные", но более простые в измерении параметры. Чаще всего это нормируемый параметр — уровень звука L_A, дБ. Например, для ручного инструмента: электрорубанка,

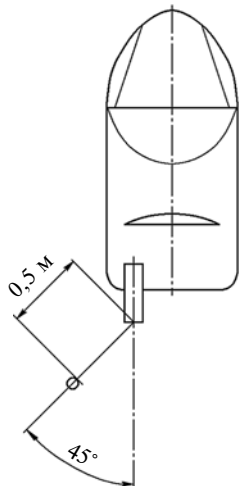


Рис. 3. Пример контрольных измерений шума выхлопа автотранспорта при эксплуатации (на открытой площадке)

электропилы, мотокультиватора, бензопилы и т. д. в качестве такой точки может быть принята точка на определенном контрольном расстоянии от инструмента.

В частности, для бензопилы принимается расстояние равное 0,7 м (усредненное расстояние от пилы до слуховых органов оператора) [3]. Другой пример — контроль шума выхлопа автомобиля при эксплуатации (рис. 3). Он осуществляется на расстоянии 0,5 м от среза глушителя под углом в 45° от его оси в горизонтальной плоскости [4]. Контрольным параметром здесь является уровень звука L_A, дБА. При этом контрольная точка может учитывать и усредненное значение показателя направленности *DI* излучателя.

Можно привести и другие примеры использования "простых" параметров (L, дБ; L_A, дБА) для характеристики шума оборудования, когда точка "приема" шума является условно фиксированной (типовой) для данного вида техники, при этом измеряемые "простые" величины часто являются одновременно не только шумовой паспортной характеристикой, но и нормируемым санитарным параметром, что, безусловно, снижает трудоемкость процесса контроля шума оборудования. Однако измерения шумовых характеристик в типовых рабочих точках, преследующие цель оценить шум в условиях эксплуатации, являются все же "итоговыми" контрольными измерениями после завершения НИОКР.

Для проведения же самих НИОКР по снижению шума и одновременному совершенствованию разрабатываемого оборудования в условиях производства могут потребоваться иные методы измерений, позволяющие выявлять связь динамических процессов при работе оборудования с сопровождающим их шумом. Естественно, что при этом процесс измерения акустических параметров становится более "исследовательским" и несколько усложняется. В ряде случаев он может быть существенно упрощен при достаточно высокой информативности и одновременной универсальности измеряемых параметров. В качестве примера, рассмотрим два достаточно распространенных "классических" метода измерений шумовых характеристик машин (ШХМ): "Метод свободного звукового поля" и "Метод диффузного отраженного поля".

В первом случае измерения проводятся в свободном звуковом пространстве, в котором в идеальном случае нет отраженной волны, т. е. звуковые волны излучает только сам исследуемый источник шума. Такое поле может иметь место в открытом пространстве или в специальных заглушенных камерах, поверхности которых облицованы звукопоглощающими элементами высокой эффективности.

Для таких камер средний коэффициент звукопоглощения $\alpha_m = E_{погл}/E_{пад}$ близок к единице. Здесь $E_{погл}$ и $E_{пад}$, Дж — соответственно падающая на поверхности камеры и поглощенная звукопоглощающим материалом энергия.

Основное свойство свободного звукового поля заключается в том, что звуковое давление p, Па в прямом луче, исходящим от источника звука, начиная с расстояния примерно в два раза превосходящего размеры самого источника, убывает обратно пропорционально расстоянию r, м:

$$p \sim 1/r, \text{ Па}. \quad (1)$$

В логарифмических единицах это свойство можно записать как:

$$\Delta L = L_R - L_{2R} = 6, \text{ дБ}, \quad (2)$$

где L_R и L_{2R} соответственно уровни звукового давления на расстояниях R, и $2R$ от источника. В практике производственных измерений ШХМ можно получить приемлемые результаты измерений при менее качественном поле, когда $\Delta L = 4...5$, дБ.

Полагая, что такое поле у нас есть, окружим источник условной замкнутой измерительной поверхностью. Для иллюстрации данного метода будем считать, что эта поверхность является сферой радиуса R и площадью S, в центре которой находится наш излучатель звука. Тогда звуковая мощность W, излучателя может быть найдена из интегрального выражения, взятого по этой поверхности:

$$W = \oint I dS, \text{ Вт}, \quad (3)$$

где I, Вт/м^2 — интенсивность звука, проникающая через единицу данной поверхности и соответственно dS, м^2 — элемент поверхности. Поскольку распределение значений интенсивностей по поверхности заранее неизвестно и, напротив, подлежит определению, обычно разбивают выбранную измерительную поверхность на сектора и при измерениях полагают значение интенсивности в пределах сектора постоянным.

Для наглядности разобьем условно поверхность нашей измерительной сферы на n равных секторов и представим выражение (3) приближенной суммой из n слагаемых:

$$W \cong \Sigma I_i \times \Delta S, \text{ Вт}, \quad (3а)$$

где I_i — интенсивность i-го сектора; ΔS — площадь данного сектора. Переходя к логарифмическим единицам, принятым в акустике, предварительно умножив и разделив правую часть на n из (3а) получим:

$$L_w \cong L_m + 10\lg S, \text{ дБ}. \quad (4)$$

Здесь L_W — искомый уровень звуковой мощности источника, L_m — средний уровень звукового давления: $L_m = 10\lg 10^{0,1L_i} - 10\lg n$, где L_i — уровень звукового давления, измеренный в i-ом секторе измерительной поверхности, дБ; S — общая площадь измерительной поверхности, м^2. Таким образом, имея набор значений L_i, находят среднее значение уровней звукового давления L_m и по формуле (4) определяют искомый уровень звуковой мощности L_W. Из изложенного хорошо видна большая трудоемкость метода, так как необходимо провести измерения в значительном количестве точек измерительной поверхности. При этом измерения проводятся в октавных полосах частот для каждой точки, что еще более увеличивает трудоемкость измерительного процесса. Однако этот метод позволяет измерять и характеристики направленности шума, излучаемого оборудованием.

В частности, показатель направленности DI найдется из формулы:

$$DI = L_i - L_m, \text{ дБ}. \quad (5)$$

Здесь L_i — по-прежнему уровни звукового давления, измеренные в i-ой точке. Однако эти точки могут не совпадать с точками предыдущей группы измерений, когда определялись значения звуковой мощности оборудования, поскольку данные измерения должны проводиться на измерительной поверхности в трех взаимно перпендикулярных плоскостях, на пересечении которых устанавливается исследуемый источник (или, хотя бы в одной, наиболее значимой для эксплуатации, плоскости). При этом в зависимости от требуемой точности, точки располагаются на измерительной поверхности через 15°...30°.

Таким образом, если дополнительно еще учесть необходимость измерения параметра DI по частотам, то трудоемкость всего измерительного процесса в целом существенно возрастает. В связи с этим хотелось бы несколько остановиться на физической стороне происхождения направленности при излучении шума оборудованием. Существенным при формировании направленности излучения является интерференция звуковых волн когерентных источников, которые могут иметь место при работе данного оборудования.

Рассмотрим процесс выхлопа ДВС (рис. 4).

Поступающий в атмосферу из выхлопной трубы объем газа на ее срезе можно условно разбить послойно, а каждый слой, в свою очередь, представить набором элементарных точечных излучателей шума, когерентных по отношению друг к другу (в данном примере

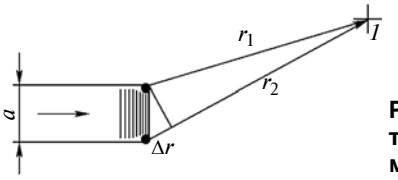


Рис. 4. Схема когерентных излучателей шума на выхлопе ДВС

в каждом слое эти источники будут излучать шум в одинаковой фазе).

Пусть точка I будет точкой приема, r_1 и r_2 — расстояния от точки приема до двух крайних когерентных источников, Δr — соответствующая разность хода лучей. Когда $\Delta r/(\lambda/2) = n$, где $n = 0, 1, 2, 3$ и т. д., λ — длина волны, звуковые волны от этих двух излучателей придут в точку приема в одинаковой фазе, и в этой точке будет иметь место максимальное усиление звука. Если же $\Delta r/(\lambda/2) = n + 1$ — волны придут в противофазе и суммарный сигнал теоретически будет равен нулю. По другим направлениям получаемые значения суммарного сигнала могут иметь промежуточные значения между максимумом и минимумом. Таким образом формируется направленность излучения.

Интересные результаты получаются, если рассмотреть частоты, на которых работает источник шума. Например, условно, для частоты $f_{ср} = 63$ Гц (диапазон низких частот), считая скорость звука $c \approx 340$ м/с, для оценки длины волны получим: $\lambda = c/f_{ср} \approx 5{,}4$ м, т. е. для соотношения $\Delta r/(\lambda/2) \approx 0$, так как Δr соизмерима с характерным размером источника α (например, диаметр патрубка выхлопной трубы примем здесь равным $\alpha \approx 4$ см) и, следовательно, $\lambda/2 \gg \Delta r$.

Таким образом, на низких частотах мы получаем усиление суммарного сигнала по всем направлениям и диаграмма направленности для них будет более близка к круговой по сравнению с высокими частотами. Действительно, на высоких частотах, условно, для частоты $f_{ср} = 8000$ Гц имеем: $\lambda = c/f_{ср} \approx 4{,}0$ см и таким образом Δr — соизмерима с $\lambda/2$. В этом случае соотношение $\Delta r/(\lambda/2)$ по одним направлениям может дать значения равные $2n$, а по другим равные $2n + 1$. Таким образом, в одних точках получим усиление звука, а в других — ослабление. Этот вывод является важным при оценке характеристик ожидаемого шума от источника.

Если шум имеет случайное, нерегулярное происхождение (т. е. когерентные источники отсутствуют) или шум является низкочастотным — направленность такого источника будет небольшой и не внесет больших ошибок в методы измерений, которые не позволяют измерять показатели направленности, но являются достаточно удобными для измерения других акустических параметров.

Рассмотрим второй по значимости "классический" метод измерения акустических параметров — "метод отраженного диффузного поля", который, являясь менее трудоемким, позволяет измерять с достаточной точностью уровни звуковой мощности источников.

Здесь измерения проводятся в специальных реверберационных или "гулких" камерах-помещениях.

Средний коэффициент звукопоглощения в таких камерах в отличие от выше рассмотренных "заглушенных" камер стремится к нулю, то есть: $\alpha_m = E_{погл}/E_{пад} \to 0$. В заводской практике, если камера-бокс имеет $\alpha_m = 0{,}2...0{,}3$, то такое помещение уже позволяет проводить работы по снижению шума и получать приемлемые результаты.

Рассмотрим "картину поведения" звуковых лучей в помещении, если источник шума установлен в такой камере-боксе. По мере увеличения расстояния r от источника шума, интенсивность прямого звука $I_{пр}$ и давление p будет ослабевать ($p \sim 1/r$), а доля отраженного звука $I_{отр}$ возрастать. В результате, в помещении можно обнаружить зону, где прямой луч не имеет никакого преимущества, все лучи "равноправны", а перенос звуковой энергии по любому направлению равновероятен. В "гулком" помещении эта зона с хаотическим равновероятностным переносом энергии может занимать значительный объем. Звуковое поле в этом объеме называют обычно "диффузным" или "отраженным" полем. Теоретически основным свойством такого поля является постоянная плотность звуковой энергии ε, Дж/м^3 и, как следствие, измеряемые уровни звукового давления L_i, дБ также не должны меняться или разница между уровнями при переходе от точки к точке должна быть равна нулю:

$$\varepsilon = \text{const},\ L_i = L = \text{const},\ \Delta L = 0. \qquad (6)$$

На практике неравномерность $\Delta L = 2...3$, дБ позволяет определить границы приемлемой зоны измерений и выбрать точки с усредненными показателями. Для такой зоны в "гулком" помещении: $\varepsilon = 4\,W/cA$, Дж/м^3, где $A = \Sigma\alpha_i S_{огр\,i} = \alpha_m S_{огр\,\Sigma}$, м^2 — общее звукопоглощение помещения; α_i — коэффициент звукопоглощения i-ой ограждающей поверхности $S_{огр i}$, м^2, расположенной внутри помещения, а $S_{огр\Sigma} = \Sigma S_{огр i}$, м^2 — сумма всех внутренних ограждающих поверхностей; α_m — соответственно средний для данного помещения коэффициент звукопоглощения. Поскольку плотность звуковой энергии связана с интенсивностью звука соотношением: $\varepsilon = Ic$, Дж/м^2, для интенсивности звука в рассматриваемой зоне идеального диффузного поля получим:

$$I = 4W/A,\ \text{Вт/м}^2. \qquad (7)$$

Или, учитывая, что уровень интенсивности L_i, дБ с точностью до атмосферных условий численно равен уровню звукового давления L, дБ и переходя к логарифмическим величинам при соответствующих опорных значениях интенсивности I_0 и звуковой мощности $W_0 = I_0 \times A_0$, где $A_0 = 1$, м^2 — опорное значение для общего звукопоглощения помещения, для уровня искомой звуковой мощности источника L_W из (7) получим:

$$L_W = L + 10\lg A - 6,\ \text{дБ}. \qquad (8)$$

В формуле (8) величина $A_0 = 1$, м^2 опущена, так как не влияет на результаты вычислений. Из данного выражения видно, что искомый уровень звуковой мощности может быть оценен по результатам измерений в одной точке, ибо член $10\lg A$ является характеристикой данного помещения и есть величина постоянная. Величина A для каждой частоты может быть определена предварительно по стандартному времени реверберации T, с из известной формулы Сэбина:

$$A = 0{,}160V/T,\ \text{м}^2, \qquad (9)$$

где V — объем помещения, м^3. Таким образом, уровень звукового давления, измеренный в диффузном отраженном поле гулкого помещения, с точностью до постоянных приобретает свойства наиболее "объективного" акустического параметра — уровня звуковой мощности источника, при этом существенно сокращается объем необходимых измерений при проведении исследовательских работ, ибо фиксация снижения шума в характерной точке в результате установки средств защиты от шума на источнике дает объективную уверенность, что данное средство защиты от шума даст эффект и при других условиях эксплуатации данного оборудования уже вне гулкого помещения-бокса.

Существенным преимуществом данного метода при проведении НИОКР в производственных условиях является и возможность использования уже имеющихся на предприятиях стендовых помещений, предназначенных для испытаний и доводки оборудования, также и для одновременных акустических измерений. Для этого не требуется больших затрат.

На практике обычно достаточно облицевать поверхности помещения-бокса звукоотражающим материалом (это может быть облицовочная плитка, стекло, зеркала и т. д.). Важно также, что при этом помещение не является пожароопасным и в нем возможно проведение работ с использованием горючих материалов, например, проведение испытаний по доводке д.в.с. Это весьма существенное достоинство метода, ибо оказывается возможным проведение измерений всего комплекса характеристик оборудования, т. е. одновременно с измерением шума, измерение и других параметров, таких как мощность, крутящий момент, расход топлива и т. д. Пример таких измерений приведен на рис. 5.

В условиях переоборудованного таким образом стенда проще проводить и разделение шума источников. Действительно, сложное оборудование может иметь несколько источников шума, который генерируется различными по своей природе физическими процессами: это может быть аэродинамический шум регулярного или случайного происхождения, структурный или механический шум и т. д. В таких случаях бывает необходимым исключить при измерениях шум "мешающих" источников, как самого исследуемого объекта, так и вспомогательного оборудования.

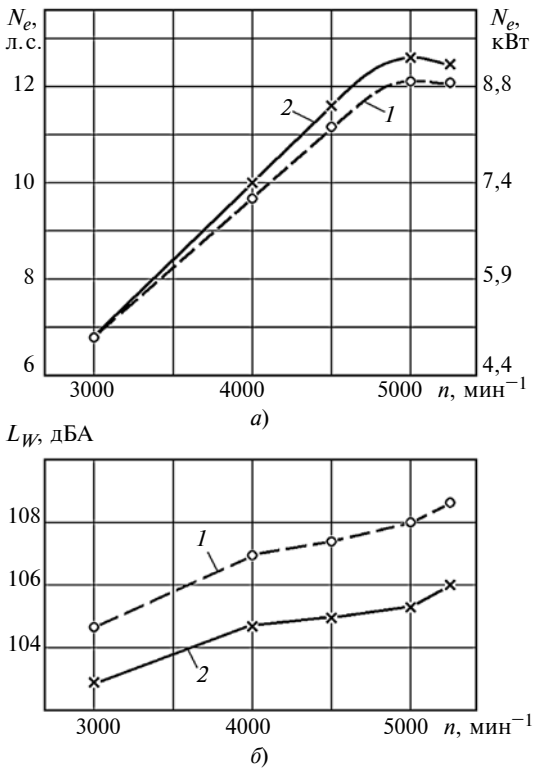


Рис. 5. Мощностные и акустические характеристики двухтактного двигателя с двумя различными глушителями впуска:

1 и *2*, измеренные в условиях заводского испытательного стенда

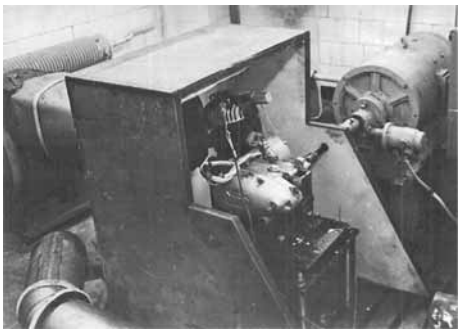


Рис. 6. Установка двигателя внутри звукоизолирующего продуваемого кожуха (передняя крышка кожуха снята)

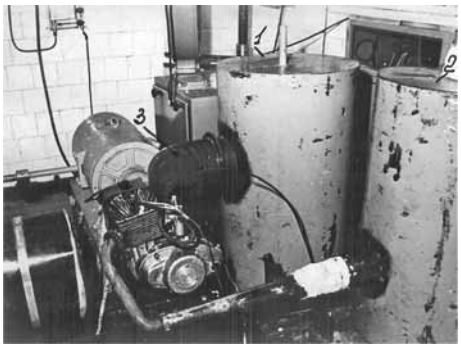


Рис. 7. Исследование шума "собственно двигателя" (впуск и выпуск заглушены стендовыми глушителями впуска *1* и выпуска *2*; *3* — переходной патрубок впуска)

В условиях заводских стендов, преобразованных под акустические измерения, это сделать значительно легче и безопаснее, нежели в специализированных чисто акустических лабораториях, где, как правило, нет вспомогательного оборудования, позволяющего проводить измерения прочих, не акустических, но весьма важных эксплуатационных параметров.

На рис. 6 и рис. 7 показаны вспомогательные конструкции, позволяющие разделить источники шума на примере двухтактного ДВС. Это продуваемый стендовый звукоизолирующий кожух (рис. 6), позволяющий исключить шум собственно двигателя, и высокоэффективные стендовые диссипативные глушители (рис. 7), при необходимости убирающие шум впуска или выпуска двигателя.

Таким образом, заводские стенды, переоборудованные с небольшими затратами под проведение испытаний-исследований с одновременным измерением как обычных эксплуатационных, так и шумовых характеристик, позволяют разрабатывать малошумное оборудование, находя при этом более совершенные конструктивные и технологические решения.

Кроме того, с учетом выше изложенного, трудоемкость именно акустических измерений оказывается значительно сниженной при сохранении информативной емкости измеряемых параметров, ибо с точностью до постоянных достаточно просто измеряются звуковые мощности генерирующих шум процессов.

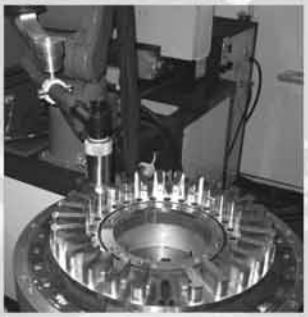
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

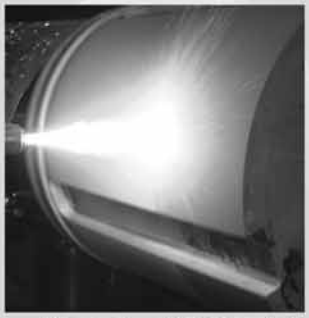
1. **ГОСТ 23941—2002**. "Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования". — Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. — 7 с.
2. **ГОСТ 31252—2004 (ИСО 3740:2000).** "Шум машин. Руководство по выбору метода определения уровней звуковой мощности". — М.: Изд-во стандартов, 2004. — 32 с.
3. **ГОСТ Р 50060—1998**. "Пилы бензиномоторные, цепные. Требования безопасности. Методы испытаний (с изменением № 1)". — М.: Изд-во стандартов, 1998. — 27 с.
4. **ГОСТ Р 52231—2004**. "Внешний шум автомобиля при эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения". — М.: Изд-во стандартов, 2004. — 10 с.

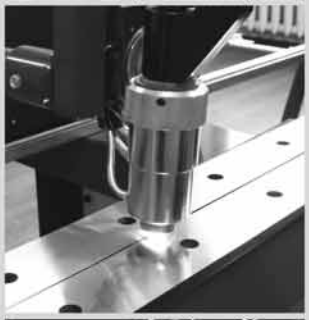
• УПРОЧНЕНИЕ
• ПОКРЫТИЯ
• РЕМОНТ

14 – 17 апреля 2015 г.

г. Санкт-Петербург







17-я Международная научно-практическая конференция

«ТЕХНОЛОГИИ УПРОЧНЕНИЯ, НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ И РЕМОНТА: ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА»

Темы конференции:

- **конструкционные, технологические и эксплуатационные методы повышения долговечности и надежности изделий;**
- **технологии наплавки, напыления, осаждения, сварки;**
- **технологии ремонта – диагностика, дефектация, мойка, очистка, восстановление размеров, обработка покрытий, окраска, консервация.**

К началу конференции будет издан сборник докладов.
Познакомиться с докладами предыдущих конференций
Вы можете на сайте **www.technoconf.ru**

Организаторы:

- Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
- НПФ «Плазмацентр»

Заявки на участие принимаются:

тел.: +7 (812) 444 93 37
+7 (921) 973 46 74
факс: +7 (812) 444 93 36
e-mail: info@plasmacentre.ru

ПЛАЗМАЦЕНТР

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Ter-Mkrtichian G. G.* Operating cycle of the internal combustion engines modification. Split strokes
The article considers the possibility of modifying the operating cycle of internal combustion engines. Classification of the guidelines and methods of modification cycles is given. The cycles are separated in space strokes are considered in detail.
Keywords: modified operating cycle, stroke, separated strokes, additional strokes, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

7 *Maksimenko A. N., Zarovchatskaya E. V.* Assessment of efficiency of use of gidrofitsirovanny cars
The article deal with efficiency rating hydroficated machines to reflect the dynamics of productivity and cost machine during their operation.
Keywords: construction and road machine, maintenance, efficiency, cost price, profit, useful life, engineering-and-economical performance.

12 *Karelina M. Yu., Gaidar S. M.* Technology of increase of wear resistance of surfaces of tribosopryazheniye by a physical and chemical method
The analysis of the factors limiting reliability of operation of machines when using regular lubricants is carried out. Possibility of formation of a monomolecular layer of surface-active substances at the expense of forces of a hemosorbtion and influence it on physical and chemical processes on limit of the section of phases is shown. Technologies of receiving a monomolecular protective film and quality control of a covering are described. Technology priseneniye prospects at production and operation of cars are given.
Keywords: reliability, tribosopryazheniye, friction, wear, surface-active substances, nanomodification of a surface.

17 *Igin V. N., Markov V. A., Furman V. V., Antyukhin G. G.* Tests for a Gasoline Locomotive with an Electronic Control System of Fuel Injection for a Diesel Engine
The results of exploitation tests for a gasoline locomotive CHMEZ with a common system of fuel injection and with an experimental system of fuel injection ESUVT are given. It is shown that using the system ESUVT in a gasoline locomotive CHMEZ provides the decreasing of fuel exploitation consumption from 8 % up to 11 %.
Keywords: gasoline locomotive, diesel engine, fuel injection electronic control system, crank shaft rotation speed, fuel efficiency, safety.

29 *Nemchinov D. M., Stolyarov V. V., Kochetkov A. V.* Economic effect of development of a network of highways
In relation to highways the economic effects which haven't been connected directly with size of transport expenses, are considered seldom. In the analysis social, technical and other factors are discussed. It is fair to the certain road. Complex development of a network is capable to have serious impacts on fundamental macroeconomic indicators. In the present article on the basis of the analysis of system interrelations attempt to designate a complex of economic effects of development of highways as the uniform interconnected network with division of roads on a strategic and functional purpose is made.
Keywords: highways, network, development, economy, transport, macroeconomic.

34 *Val'yeho Mal'donado P. R., Shenderovskij I. M., Epifanov I. V., Markov V. A.* Choice of compression degree in turbo-charge engines with sparkle ignition functioning on natural gas
The efficiency of using natural gas as a motor fuel is shown. An opportunity of high powering of a gas engine with sparkle ignition by using turbo-charge is analyzed. An empirical formula for choosing the maximum degree of compression for a gas engine with turbo-charge providing its without knock functioning on natural gas is suggested on the basis of the experimental data.
Keywords: engine with sparkle ignition, turbo-charge engine, compression degree, natural gas, methane

41 *Strokin A. A.* On the selection of the method of measuring the noise characteristics in conducting research and development of low-noise equipment in the production environment
In this paper, a comparative analysis of the different noise characteristics and methods of measurement currently used as a passport parameters characterizing the noise of the equipment, more attention paid to the methods and techniques of complex measurement sallow to obtain data at the same time both acoustic and other operating parameters of the equipment. Thus discusses how to make acoustic measurements is less time consuming, while maintaining their high informative enough. Provides some guidelines to help improve the traditional test bench and also for acoustic measurements, which allows the use of these stands during the R & D noise reduction equipment.
Keywords: Noise characteristics of machinery and equipment; methods of measurement; sound power; sound level; sound pressure level; sound power level; directional indicator; factory test stand; complex measurement.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 13.01.2015. Подписано в печать 16.02.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**