Грузовик с приложением

10
2014

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук, гл. констр. ОАО "КАМАЗ"
В.М. Вовк, ген. дир. ОАО МЗКТ
В.А. Волчков, гл. ред. "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф., МСХА им. К.А. Тимирязева
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
А.М. Иванов, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
Н.И. Иващенко, д-р техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.В. Комаров, канд. техн. наук, зам. ген. директора ОАО НИИАТ
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
О.Н. Румянцева, ком. директор ООО "Издательство Машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
В.С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф. Уфимского ГАТУ
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана

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

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

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

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

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

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2014

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Лапынин Ю. Г., Макаренко А. Н., Мясников А. С.* Транспортное средство повышенной проходимости для выполнения задач на почвах с малой несущей способностью

5 Бабурченков М. Ф. Зубчатые передачи

9 *Фоменко С. С., Рябов И. М.* Обзор систем вторичного подрессоривания на пневмоэлементах

Исследования. Рассчет

12 *Бойков В. Г., Демик В. В., Стариков А. Ф., Корнилов В. Г.* Разработка и перспективы применения технологий автоматизированного анализа многокомпонентных динамических систем при создании военной автомобильной техники

14 *Бром А. Е., Белова О. В., Сиссиньо А.* Основы создания логистической структуры изделия для машиностроительной продукции

21 *Заятров А. В., Козловский В. Н.* Повышение качества продукции автомобилестроения на основе двухконтурных систем активного контроля и статистического регулирования

24 *Горобцов А. С., Лузгин С. В., Лычагов А. А.* Анализ влияния вариантов расположения гидропневматических рессор на статическую и динамическую устойчивость автомобиля

Эксплуатация. Ремонт

29 *Дубовик Е. А.* Расчет конкурентоспособности предприятия сервиса по объему оказываемых услуг населению

Экология

33 *Йанхунен Т. Т., Акимов В. С., Кулешов А. С., Марков В. А.* Двигатель типа Z-engin с HCCI-процессом

44 *Мазинг М. В., Тер-Мкртичьян Г.Г., Богачёв С. А.* Новые подходы к конструированию распылителей топливных систем с повышенным давлением впрыскивания

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 629.11.01.012.8

Ю. Г. Лапынин, А. Н. Макаренко, А. С. Мясников
E-mail: y.lapynin@mail.ru

ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАЧ НА ПОЧВАХ С МАЛОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

Предлагается дискретно-шаговый способ движения для оптимизации перемещения транспортно-тяговых устройств на почвах с малой несущей способностью. Важная особенность данного способа движения — независимость перемещения транспортного средства от силы сцепления движителей с опорной поверхностью.
Для технической реализации дискретно-шагового способа движения разработана действующая модель транспортного средства повышенной проходимости, позволяющая выполнять весь цикл необходимых транспортно-тяговых операций с сохранением почвенно-растительного покрова на грунтах с различной несущей способностью.
Рассмотрено устройство действующей модели транспортного средства повышенной проходимости, приведены схемы перемещения на почвах с различными параметрами, включая участки с малой несущей способностью, изложены алгоритмы управления подвижными звеньями.

Ключевые слова: *проходимость, транспортное средство, дискретно-шаговый способ движения, несущая способность грунта, движитель.*

(Рисунки на 3-й и 4-й полосах обложки)

Для освоения новых территорий Восточной Сибири, Дальнего Востока и крайнего Севера, с целью извлечения минеральных энергетических ресурсов, необходимо надежное круглогодичное обеспечение грузовых и пассажирских перевозок в отдаленных и труднодоступных районах, характеризующихся пересеченным рельефом и отсутствием дорожной сети. В результате воздействия движителей транспортных средств на почвенно-растительный покров происходит разрушение уникальной природной среды этих регионов, что представляет собой острую экологическую проблему. В связи с этим, для нормализации экологической обстановки на данных территориях необходимо оптимизировать способы перемещения транспортно-тяговых устройств на грунтах с малой несущей способностью [4].

В работе предлагается дискретно-шаговый способ движения для оптимизации перемещения транспортных средств [3, 5, 7—10]. Важная особенность данного способа движения — независимость перемещения транспортного средства от силы сцепления движителей с опорной поверхностью [1, 2].

В рамках научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы мастеров производственного обучения и преподавателей Волгоградского колледжа газа и нефти для технической реализации дискретно-шагового способа движения была разработана действующая модель транспортного средства повышенной проходимости, позволяющая выполнять весь цикл необходимых транспортно-тяговых операций с сохранением почвенно-растительного покрова на грунтах с различной несущей способностью. Данная разработка уже прошла первые лабораторные испытания. Анализ полученных экспериментальных данных дает основание для подготовки документов на подачу заявки на изобретение РФ.

Действующая модель транспортного средства повышенной проходимости (рис. 1) включает в себя движители *1*, способные при изменении несущей спо-

собности почвенно-растительного покрова, а также рельефа местности, менять свое пространственное расположение относительно рамы *2* благодаря механизмам вертикального *3*, продольного *4* и поперечного *9* перемещений. Транспортируемый груз *6* располагается на платформе *5*. Механизм продольного перемещения *7* переносит центр тяжести транспортного средства в любое положение вдоль рамы *2*. Поступательное движение и повороты транспортного средства осуществляются путем подачи крутящего момента от мотор-редукторов *10*, установленных на каждом движителе *1*. В качестве движителей *1* транспортного средства возможно использование колесного и (или) гусеничного вариантов, сферических колес, а также колес с возможностью переноса центра масс [5—8, 11].

Рассмотрим общий способ преодоления препятствий транспортным средством, когда опорная поверхность *11* обладает малой несущей способностью (рис. 2). Опорная поверхность препятствия имеет различные параметры, в том числе недостаточные для перемещения транспортного средства за счет крутящего момента движителей.

В случае, если глубина (высота) препятствия *H* меньше технически возможной величины перемещения движителя в вертикальной плоскости *h*, а длина препятствия *A* больше технически возможного перемещения движителей в продольной плоскости а, то благодаря механизму продольного перемещения платформы *7* центр тяжести транспортного средства переносится между движителями III—IV и V—VI, разгружая движители I—II. Работа механизмов вертикального *3* и продольного *4* перемещения движителей I—II обеспечивает их установку на поверхность с малой несущей способностью (см. рис. 2). При необходимости у транспортного средства можно изменить величину базы с (см. рис. 1, *а*, *б*), благодаря механизму поперечного перемещения движителей *9*. Платформа *5* принимает положение, обеспечивающее равномерную нагрузку движителей I—VI. С подачей крутящего момента к движителям III—VI транспортное средство перемещается вперед до подхода к препятствию движителей III—IV. Алгоритм перемещения движителей III—IV и V—VI на поверхность *11* аналогичен выше описанному алгоритму перемещения движителей I—II [1—3].

Дальнейшее перемещение по поверхности с малой несущей способностью (рис. 3) осуществляется с помощью механизмов вертикального *3* и продольного *4* перемещения движителей в совокупности с подачей к ним (движителям) крутящего момента и переносом центра тяжести во время этого движения, что увеличивает проходимость и снижает общую скорость движения транспортного средства.

Для возможности перемещения транспортного средства с большой скоростью по комбинированным участкам опорной поверхности, включая участки с малой несущей способностью (болото, песок, лед и т. д.), нами разработаны схемы изменения пространственного положения движителей с обеспечением на них заданного крутящего момента в зависимости от параметров почвы и рельефа местности, схемы перемещения груза вдоль транспортного средства на различную величину и схемы изменения степени фиксации движителей относительно опорной поверхности [1, 2, 7, 8].

Действующая модель транспортного средства повышенной проходимости обладает рядом важных особенностей:

а) — перемещение на почвах с малой несущей способностью благодаря дискретно-шаговому способу движения, при котором перемещение ТС не зависит от силы сцепления движителей с опорной поверхностью;

б) — осуществление шагающего движения в совокупности с подачей крутящего момента к движителям, что значительно увеличивает тягово-сцепные способности транспортного средства; перенос центра масс во время этого движения еще более увеличивает проходимость;

в) — использование в качестве движителей в транспортном средстве сферических колес, а также колес с переносом центра масс;

г) — высокая маневренность транспортного средства позволяет быстро изменять направление движения;

д) — динамическая стабильность транспортного средства в условиях большого количества толчкообразных помех.

Действующая модель транспортного средства повышенной проходимости (рис. 4, *а*, *б*) является результатом технической реализации совершенствования способов перемещения транспортно-тяговых устройств на почвах с малой несущей способностью. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что внедрение дискретно-шагового способа перемещения при производстве новых и модернизации уже существующих транспортно-тя-

говых устройств позволит проводить строительные, монтажные, диагностические, эксплуатационные и ряд других работ на почвах с различными параметрами, включая участки с малой несущей способностью, сохраняя почвенно-растительный покров на огромных территориях страны.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лапынин Ю. Г., Макаренко А. Н., Мясников А. С.** Оптимизация перемещения транспортно-тяговых устройств // Фундаментальные исследования. — 2013. — № 4, ч. 5. — С. 1074—1079.
2. **Лапынин Ю. Г., Макаренко А. Н., Мясников А. С.** Совершенствование способов движения транспортно-тяговых устройств // Альманах. — 2013. — С. 124—128.
3. **Лапынин Ю. Г., Макаренко А. Н., Резников Д. В.** Волновой способ движения транспортно-тяговых устройств // Успехи современного естествознания. — 2007. — № 8. — 87 с.
4. **Лапынин Ю. Г., Фомин С. Д., Карева Н. В.** Экологические проблемы воздействия ходовых систем колесных машин на почву // Инженер, технолог, рабочий. — 2004. — № 12. — С. 20—23.
5. **Лапынин Ю. Г., Хавронина В. Н., Макаренко А. Н.** Способ перемещения транспортного средства и устройство его реализующее // Патент России № 2375234.2009.
6. **Строков В. Л., Юдин С. Ю., Лапынин Ю. Г., Фомин С. Д., Строков П. В.** Колесный узел мобильной машины // Патент СССР № 1643209.1989.
7. **Добролюбов А. И.** Колесно-шагающие транспортно-тяговые устройства // Изв. АН БССР. Сер. Физико-технические науки. — 1983. — № 3. — С. 98—102.
8. **Добролюбов А. И.** Колесно-шагающие транспортно-тяговые устройства // Подъемно-транспортная техника и склады. — 1989. — № 1. — С. 53—54.
9. **Добролюбов А. И.** О механизме движения живых существ, основанного на взаимодействии деформируемого тела с опорной поверхностью // Изв. АН СССР. Сер. Техническая кибернетика. — 1984. — № 5. — С. 209—216.
10. **Добролюбов А. И.** О механике движения сухопутной змеи // Изв. АН БССР. Сер. Физико-технические науки. — 1983. — № 2. — Т. 2. — С. 330—335.
11. **Лапынин Ю. Г., Фомин С. Д., Петров Н. Ю., Бормотов А. Л.** Устройство перемещения транспортного средства // Патент России № 2189330.2000.

Конкурс в Коломне

В Автоколонне 1417 (г. Коломна) состоялся областной конкурс профессионального мастерства водителей автобусов и грузовых автомобилей.

Организаторы конкурса — Министерство транспорта Московской области, Московский областной комитет профсоюза работников автомобильного транспорта и дорожного хозяйства Московской области и Московский областной транспортный союз (НП "АСМОР"). На церемонии открытия присутствовали А. С. Попов, заместитель министра транспорта Московской области; Л. Н. Емельяненко, генеральный директор Московского областного транспортного союза, организатор конкурса профмастерства — 2014; А. М. Беляев, председатель Московского областного комитета профсоюза работников автомобильного транспорта и дорожного хозяйства; Г. А. Павленко, заместитель главы города Коломны и другие почетные гости.

Конкурс проходил в двух категориях — автобус большой вместимости (ЛиАЗ-5256) и самосвал грузоподъемностью до 13 т (КАМАЗ-5511). В нем приняли участие 50 водителей, представлявших более 40 подмосковных транспортных предприятий различных форм собственности. Каждый конкурсант должен был продемонстрировать знание правил дорожного движения и навыки скоростного маневрирования на площадке.

По сумме баллов лучшим среди водителей автобусов стал водитель автоколонны 1417 Сергей Халифаев. Второе место у Андрея Осетрова (Дубна, ОАО "Рата"), третье — у его коллеги Вадима Киселева. Среди водителей грузовиков первое и второе места заняли коломенцы — Алексей Крутелев и Геннадий Евсеев. Третьим стал Александр Невский (Ступинское ПАТП, филиал ГУП МО "Мострансавто"). Помимо трех традиционных призовых мест, жюри определило победителей в личном зачете по знанию ПДД и скоростному маневрированию. Первым по знанию ПДД стал Вадим Киселев (Дубна), вторым Геннадий Евсеев (Коломна). Алексей Крутелев (Коломна) признан лучшим в скоростном маневрировании. Его коллега Сергей Халифаев второй в этой номинации.

В номинации "Молодая смена" организаторы конкурса отметили самого молодого водителя среди членов профсоюза — Александра Лякишева (Кашира). В номинации "За верность профессиональным традициям" водителем с самым большим профессиональным стажем оказался Сергей Жолобов (Можайск). Отдельно отметили женщин, принявших участие в конкурсе — Наталью Акутину (Люберцы) и Светлану Семионенкову (Подольск).

Профессиональные соревнования стали не единственным событием дня. В рамках конкурса в Автоколонне 1417 компания "Скания-Русь" наградила сотрудников ГУП МО "Мострансавто" за обслуживание Олимпиады 2014 в Сочи. В церемонии приняли участие директор по продажам автобусов концерна Scania CV AB Франко Миниеро и представители ООО "Скания-Русь".

Представители компаний "Мерседес-Бенц Тракс Восток" приехали в Коломну, чтобы отметить десятилетие с момента передачи на предприятие первых пяти автобусов Setra и открытий регулярного автобусного маршрута "Рязань—Москва" (стартовал 17 июля 2004 г.).

Автобус Setra, представленный на площадке Автоколонны 1417, отработал 10 лет на регулярном маршруте "Рязань—Москва". За это время он прошел 2,4 млн км, израсходовал 828 л топлива, принес 140 млн руб. доходов, перевез 695 тыс. пассажиров, которые за время поездок выпили 540 тыс. чаше кофе.

Николай Сиделев, директор МАП № 2 "Автоколонна 1417": — "Я благодарен производителям этого автобуса. Мы начинали этот проект, стараясь в конкурентной борьбе привлечь пассажиров железной дороги, предложив им более высокий уровень комфорта и сервиса при сопоставимых ценах и времени в пути. И это у нас получилось. Сегодня автобусы Setra работают у нас не только на межгороде, но и на туристических, на европейских маршрутах".

Руководитель отдела продаж автобусов ООО "Мерседес-Бенц Тракс Восток" Наталия Жукова отметила, что за 10 лет Коломна стала автобусной столицей автобусов Setra. Ни в одном европейском городе не встретишь столько автобусов этой марки, сколько в Коломне.

В день проведения конкурса водителей на площадке Автоколонны 1417 можно было увидеть не только автобус-ветеран маршрута "Рязань—Москва", но и другие уникальные транспортные средства: олимпийский ГолАЗ, работавший в Сочи, коломенские бренды "Русский князь" и "Вперед, Россия!", автобус-кафе "Баварский маршрут" (пиво и колбаски — в ассортименте), автобус-музей — проект Московского музея дизайна. Здесь же состоялась презентация детской мотошколы Алексея Наумова, первого и пока единственного из российских мотогонщиков, которому удалось финишировать в ралли "Дакар".

Пресс-служба автоколонны 1417

УДК 629.331: 62-585.121: 62-233.3/9

М. Ф. Бабурченков, канд. техн. наук, ЗАО "Смоленский автоагрегатный завод имени В. П. Отрохова АМО ЗИЛ"
E-mail: babur_mf@mail.ru

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Излагается методика расчета цикла периодического зацепления зубьев с целью повышения их контактной выносливости. Методика базируется на выборе передаточного числа с дробной частью для конструкции зубчатых передач постоянного зацепления. При этом применены функции действительных чисел floor и ceiling. Даны примеры расчетов для зубчатых пар автомобильных коробок передач. Отмечена промышленная применимость построенного решения. Повышается технический ресурс.

Ключевые слова: *автомобили, коробки передач, зубчатые передачи.*

Введение

Решение относится к транспортному машиностроению, а именно к автомобильным синхронизированным коробкам передач.

Наибольшее распространение на грузовых автомобилях и автобусах получили ступенчатые механические трехвальные коробки передач с зубчатыми колесами постоянного зацепления и ручным управлением. Эти коробки передач отличаются относительной простотой конструкции и малой стоимостью изготовления.

Известна коробка передач автомобиля ЗИЛ-130 [1. С. 37—38]. Она представляет собой соосный редуктор и содержит картер, первичный вал с зубчатым венцом, сопряженным с зубчатым колесом постоянного зацепления промежуточного вала. На нем напрессованы шестерни постоянного зацепления, сопряженные с зубчатыми колесами вторичного вала [там же. С. 38, 41].

Широкий ряд моделей коробок передач семейства КП-130 длительно применяется для комплектации среднетонажных автомобилей.

Однако повышение мощности двигателей автомобилей и экологических требований к ним связано с увеличением входного крутящего момента и необходимостью повышения прочности и усталостной выносливости коробок передач для указанного класса автомобилей.

Постановка задачи

Повышение входного крутящего момента и ресурса при сохранении взаимозаменяемости по габаритным и присоединительным размерам с прототипом — коробкой передач автомобиля ЗИЛ-130. Технический результат можно достигнуть путем применения конструкции зубчатых передач с повышенной выносливостью при изгибе и контактной выносливостью.

Методика и построение решения

Рассмотрим последнее свойство.

Контактная выносливость. Расчет цикличности зацепления зубчатой передачи. При вращательном движении зубчатых колес происходит приработка зубьев по контактным поверхностям. Если число зубьев у шестерни и ведомого колеса одинаковое, то однономерные зубья вступают в зацепление повторно при каждом обороте шестерни. Отметим, что согласно стандарту [2] шестерней называется зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев. Если у ведомого колеса число зубьев в два раза больше чем у ведущего, то повторное зацепление наступает через два оборота шестерни. Эта конструктивная особенность может способствовать развитию несовершенств поверхностного слоя, качество которого влияет на контактную выносливость зубьев и, в конечном счете, на эксплуатационные свойства коробки передач.

Многообразие возникающих в контактном слое изменений приводит к различным видам износа. Механизм разрушения поверхностного слоя различен [3. С. 84—96]. По общепринятой классификации зубчатая передача по условиям изнашивания относится к четвертой группе сопряжения с высшими парами; для этой группы условия износа не постоянны для всех точек зубьев и имеют большие возможности для неравномерного износа рабочих по-

верхностей (там же. С. 100—102). Инженерная практика показывает, что эффективность приработки повышается при увеличении числа оборотов шестерни до возврата сопряженных зубьев передачи в исходное положение. Кроме того, при этом уменьшается число циклов нагружения зубьев при одинаковых условиях в зонах контактного взаимодействия.

Как известно, передаточным числом зубчатой передачи u называется отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1, т.е. $u = z_2/z_1$. При таком, стандартном, определении передаточное число u является целым или дробным числом с целой частью. При вращении шестерни на ближайшее к передаточному числу целое число оборотов n^o ее зубья вернутся в исходное положение, а парная впадина зубчатого колеса дополнительно повернется на некоторое количество зубьев Δz, которое представляет собой окружное смещение исходных зубьев передачи за число оборотов шестерни n^o (окружное смещение передачи)

$$\Delta z = z_2 - n^o z_1. \qquad (3.1)$$

Здесь в скобках дано новое, нестандартное определение. Отрицательное значение ($\Delta z < 0$) указывает на недостающее количество шагов колеса до кратного числа оборотов шестерни, положительное ($\Delta z > 0$) — на избыточное количество шагов.

Пример. Зубчатые колеса ускоряющей передачи имеют число зубьев шестерни $z_1 = 21$ и колеса $z_2 = 45$ (рис. 1, *а*). Тогда при двух оборотах шестерни $n^o = 2$ против часовой стрелки окружное смещение передачи $\Delta z = 43 - 2 \cdot 21 = 1$, т. е. исходная впадина колеса не дойдет на один шаг до исходного положения зуба шестерни (рис. 1, *б*). После повторного поворота шестерни на число $n^o = 2$ исходная впадина колеса не дойдет суммарно на два шага окружного смещения передачи Δz и так далее. Возврат зубьев колеса и шестерни в исходное положение (см. рис. 1, *а*) будет происходить циклически через n_1 оборотов шестерни.

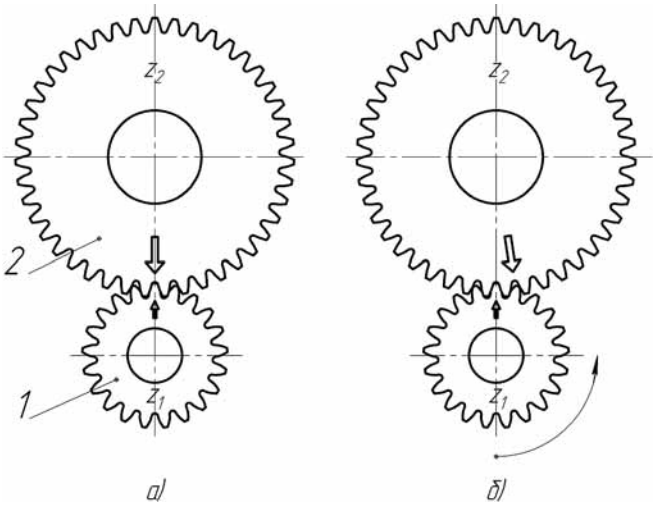


Рис. 1. Зубчатая передача:

а — исходное положение; *б* — после двух оборотов шестерни по стрелке; *1* — шестерня, $z_1 = 21$; *2* — колесо ведомое, $z_2 = 43$

В общем случае цикл периодического зацепления передачи есть число оборотов шестерни n_1 до возврата сопряженных зубьев передачи в исходное положение и определяется соотношением:

$$n_1 = n^o k z_2/|\Delta z| \text{ при } \Delta z \neq 0, \qquad (3.2)$$

где k — наименьший целочисленный множитель, при котором частное отношения $kz_2/|\Delta z|$ есть целое число; $|\Delta z|$ — модуль величины окружного смещения исходных зубьев передачи за число оборотов шестерни n^o.

Пример (продолжение). Исходные зуб шестерни и впадина колеса повторно совпадут (см. рис. 1, *а*) при числе оборотов шестерни $n_1 = 2 \cdot 1 \cdot 43/1$ и далее с циклом периодического зацепления передачи $n_1 = 86$ оборотов шестерни.

Кинематические параметры у шестерни и колеса одинаковые, поэтому длины окружностей можно определить через произведение модуля, числа зубьев и оборотов: шестерни $\pi m z_1 n_1$ и колеса $\pi m z_2 n_2$. Из условия зацепления без скольжения имеет место равенство:

$$\pi m z_1 n_1 = \pi m z_2 n_2.$$

Тогда число оборотов колеса:

$$n_2 = z_1 n_1 / z_2. \qquad (3.3)$$

При этом число оборотов должно быть целым (в рассмотренном примере $n_2 = 42$).

Анализ результатов и примеры

Соотношения (3.1 и 3.2) получены, исходя из кинематических связей зубчатых колес. Современная математика позволяет представить передаточные числа колесных пар как действительные числа x и на этой основе получить новые результаты.

Известно, что целая $[x]$ и дробная $\{x\}$ части действительного числа x определяются соотношением:

$$x = [x] + \{x\}.$$

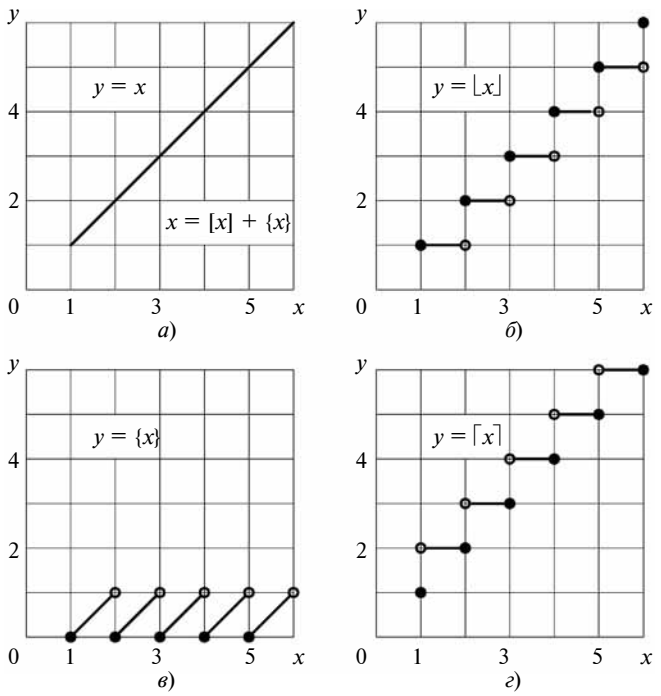


Рис. 2. Графики функций передаточных чисел:

а — бесступенчатая передача; *б* — ступенчатая с целыми числами — функция *floor* с разрывами и скачками, равными 1; *в* — дробная часть — функция с областью значений [0; 1) и периодом $T = 1$; *г* — ступенчатая с целыми числами — функция ceiling

Изображение целой части введено К. Ф. Гауссом (нем. *Carl Friedrich Gauβ, Götting* 1777—1855). График функции $y = x$ (рис. 2, *а*) соответствует бесступенчатой передаче. В настоящее время [4] различают округления дробного числа до ближайшего целого с нижним значением $\lfloor x \rfloor$ — функция Floor $y = \lfloor x \rfloor$ — (рис. 2, *б*) и с верхним значением $\lceil x \rceil$ — функция *Ceiling* $y = \lceil x \rceil$ — (рис. 2, *г*).

Дробная часть по определению равна:

$$\{x\} = x - \lfloor x \rfloor, \tag{4.1}$$

а график функции (рис. 2, *в*). На рис. 2 залитые кружки означают существование функций в указанных точках, а в незалитых — функция не существует.

Из (4.1) следует равенство:

$$x = \lfloor x \rfloor + \{x\}, \tag{4.2}$$

которое представлено непрерывной линейной зависимостью (см. рис. 1, *а*).

Функция floor. Используя указанные определения, преобразуем (3.2). Поделив числитель и знаменатель соотношения на $n^{o}z_1$, получим:

$$n_1 = \frac{ku}{\dfrac{u}{\lfloor u \rfloor} - 1}.$$

Здесь параметр n^{o} заменен округленной целой частью $\lfloor u \rfloor$ дробного передаточного числа u. С учетом (4.2) получим:

$$\frac{u}{\lfloor u \rfloor} - 1 = \frac{\{u\}}{\lfloor u \rfloor}.$$

Тогда имеем:

$$n_1 \lfloor u \rfloor ku/\{u\}, \tag{4.3}$$

где $\{u\}$ — дробная часть передаточного числа.

Частный случай. Если дробная часть $\{u\} = k/z_1$, то (4.3) упрощается:

$$n_1 = \lfloor u \rfloor z_1 \quad \text{или} \quad n_1 = n^{o}z_2.$$

Функция ceiling. Передаточное число имеет вид:

$$u = \lceil u \rceil - \{u\}. \tag{4.4}$$

Используя (3.1), (3.2), (4.4) и выполняя аналогичные преобразования, получим:

$$n_1 = \lceil u \rceil |ku/\{u\}|. \tag{4.5}$$

Здесь $|ku/\{u\}|$ — модуль указанного отношения.

Частный случай. Если дробная часть $\{u\} = k/z$, то (4.5) упрощается:

$$n_1 = \lceil u \rceil z_2 \quad \text{или} \quad n_1 = n^{o}z_2.$$

Пример 1. Коробка передач *S*5 — 42 (*Zahnradfabrik Friedrichshafen GmbH, Germany*) имеет ускоряющую передачу с зубчатыми колесами $z_1 = 26$ и $z_2 = 57$. Определить цикл периодического зацепления передачи n_1.

Решение. Передаточное число $u = z_2/z_1 = 57/26 = 2\frac{5}{26}$. Наиболее близкая к передаточному числу целая часть $\lfloor u \rfloor = 2$, дробная $\{5/26\}$. По формуле (4.3) имеем $n_1 = \lfloor 2 \rfloor k(57/26)/\{5/26\} = 2k57/5$.

Очевидно, наименьший целочисленный множитель $k = 5$, при котором частное отношения $57k/5$ будет целым числом. При этом первый возврат зубьев в исходное положение произойдет после $n_1 = 114$ оборотов шестерни и далее с циклом n_1. Число оборотов колеса по (3.3) $n_2 = 26 \cdot 114/57 = 52$.

Примечание. Данный пример соответствует частному случаю, так как $\{u\} = k/z_1 = 5/26$. Отсюда цикл $n_1 = \lfloor u \rfloor z_2 = 2 \cdot 57 = 114$, т. е. решение упрощается.

Пример 2. Передача состоит из шестерни с числом зубьев $z_1 = 21$ и ведомого колеса $z_2 = 40$. Определить цикл n_1.

Решение. Передаточное число $u = z_2/z_1 = 40/21 = 1\frac{19}{21}$. Однако наиболее близкое к верхнему значению относится $\lceil u \rceil = 2$. При этом дробная часть:

$$\{u\} = \lceil u \rceil - u = \frac{42}{21} - \frac{40}{21} = \frac{2}{21}.$$

Цикл $n_1 = \lceil u \rceil |ku/\{u\}| = \frac{42}{21} k \frac{40}{21} \frac{21}{2} = 40$, так как здесь $k = 1$.

Заключение

1. Построенное решение позволяет определить цикл периодического зацепления передачи, т. е. число оборотов шестерни n_1 до возврата сопряженных зубьев передачи в исходное положение.

2. Доказана эффективность повышения контактной выносливости зубьев при увеличении цикла n_1.

3. Достоверность результатов подтверждена эксплуатацией опытной партии коробок передач (более 100 экземпляров) в составе автомобилей.

4. По заявке [5] на автомобильную коробку передач, при разработке которой использована данная методика расчета, принято решение о выдаче патента на изобретение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шасси** автомобиля ЗИЛ-130. Практика проектирования, испытаний и доводки [Текст] / В. А. Агейкин, Л. М. Аксенов, А. Б. Беренфельд и др.; под общей ред. А. М. Кригера. — М.: Машиностроение, 1973. — 400 с.
2. **ГОСТ 16530—83.** Зубчатые передачи. Общие термины, определения и обозначения [Текст]. — М.: Изд-во стандартов, 2004. — 52 с.
3. **Трение,** изнашивание и смазка: справ.: в 2-х кн. [Текст] / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — Кн. 1. — 400 с.
4. **Грэхем Р.** Конкретная математика. Основы информатики. [Текст] / Р. Грэхем, Д. Кнут, О. Паташник. — М.: Мир, 1998. —703 с. — Пер. кн.: Graham Ronald, Knuth Donald, Patashnik Oren. Concrete Mathematics. A Foundation for Computer Science. — MA: Addison-Wesley, 1994.
5. **Заявка** RU 2012 130 638 RU, МПК B60K 17/08. Автомобильная коробка передач [Текст] / Бабурченков М. Ф., Божков М. И. Бондарев О. И. и др. — 2012 130 638/11; заявл. 17.07.2012; дата приоритета 17.07.2012; опубл. 27.01.2014. Бюл. № 3.

Что общего между слоном и шинами Goodyear?

Крупногабаритная 63-дюймовая OTR шина компании Goodyear имеет высоту 4 м и весит 5400 кг — точь-в-точь как африканский слон!

Шина RM-4A+ категории OTR (Off-the-Road) размером 59/80 R63 — самая большая шина во всем модельном ряду компании — и она размером со слона! Гигантская шина была разработана для перевозки сотен тонн руды и других грузов. Она предназначена для самых больших самосвалов, используемых в горнодобывающей промышленности для добычи угля, золота, меди и т. д.

С внешним диаметром 4,023 м эта шина превосходит по высоте размеры европейских грузовых полуприцепов (4 м). Она на метр выше баскетбольного кольца.

5400 кг ее массы вкупе с передовыми технологиями обеспечили уникальный результат: шина имеет грузоподъемность 100 т, а ее максимальная скорость — 50 км/ч.

Новейшие технологии использованы в материалах, конструкции и дизайне шины. Шина RM-4A+ имеет металлический каркас и брекерный пояс. Производство ультрасовременной шины — настоящее искусство. При разработке ее дизайна использовались новейшие технологии компьютерного моделирования. Кроме того, компания Goodyear тесно взаимодействует непосредственно с производителями горнодобывающей техники, что позволяет выпускать шины, максимально удовлетворяющие их запросы.

Протектор шины изготовлен из специального компаунда Cool-Running CycleMax, уменьшающего выделение тепла. Канавки в центре протектора способны смыкаться для увеличения устойчивости и дополнительной теплоотдачи. Ламели расположены под большим углом к осевой плоскости шины и имеют ненаправленный рисунок, что обеспечивает отличное сцепление. Зубцы боковины протектора способствуют уменьшению нагрева шины.

63-дюймовая покрышка доступна в двух типоразмерах, 53/80 R63 и 59/80 R63, с тремя видами состава резиновой смеси и двумя размерами глубины протектора (E3 и E4). Всего существует 12 типоразмеров шины.

Пресс-служба компании Goodyear

УДК 629.1.02

С. С. Фоменко, аспирант, **И. М. Рябов**, д-р техн. наук, проф., ВолгГТУ, г. Волгоград
E-mail: fomenko.serg@mail.ru

ОБЗОР СИСТЕМ ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ НА ПНЕВМОЭЛЕМЕНТАХ

В данной работе приведена классификация подвесок, рассматриваются основные требования, предъявляемые к подвеске современного автомобиля. Проведен обзор по системе вторичного подрессоривания на пневмоэлементах, дан анализ объектам разработок.
В графической части показана рассматривается конструкция установки систем подрессоривания.

Ключевые слова: *подвеска, виброзащита, подрессоривание, пневмоэлементы.*

Существует множество типов подвесок, каждый из которых имеет свои недостатки и преимущества. Зависимая подвеска проще, дешевле, имеет постоянную колею, но в то же время балка не является подрессоренной, поэтому назвать легкой эту подвеску нельзя. Независимые подвески имеют гораздо больше преимуществ, поэтому и распространены шире. Они различаются по количеству рычагов: однорычажные (McPherson), двухрычажные, многорычажные [1].

В общем виде подвеску можно классифицировать на пять типов, по способу соединения с рамой машины, по связи колес с упругим элементом, по способу соединения колес между собой, по типу упругого элемента, по управляемости.

Окончательно конструкция подвески еще не определилась в виде оптимального узла для всех типов и классов автомобилей, поэтому существуют основные требования, предъявляемые ко всем подвескам.

Основные требования, предъявляемые к подвеске современного автомобиля:

— легкость, особенно в неподрессоренной ее части (пружины, амортизаторы, рычаги);

— компактность для обеспечения максимального объема пространства салона и багажника;

— простота и технологичность, а также экономичность изготовления;

— агрегатируемость (на подрамнике) для обеспечения подсборки узлов и проведения требуемых регулировок до монтажа на автомобиль;

— надежность и долговечность в эксплуатации;

— высокая плавность хода, противодействие кренам при повороте, "клевкам" при торможении и разгоне автомобиля;

— изоляция кузова от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин (особенно с низким профилем);

— устойчивость и управляемость движения автомобиля;

— безопасность движения при допускаемых скоростях как по прямой, так и на поворотах [2].

Трудно соблюсти все перечисленные требования. Во многих случаях оказывается, что полное подрессоривание транспортных машин невозможно по технологическим соображениям. В некоторых же случаях подвеска транспортного средства, например у грузовых автомобилей, не не отвечает необходимым условиям виброзащиты. В этих случаях целесообразно использовать дополнительные средства виброзащиты.

Такими средствами являются системы вторичного подрессоривания, подразделяющиеся на: подрессоривание кабины транспортных средств; подрессоривание сидений, помогающих улучшить работу человека; подрессоривание грузов, сохраняющее целостность доставляемого груза.

Системы подрессоривания нашли широкое применение в конструкциях автобусов, троллейбусов, грузовых автомобилей, тягачей, специальных автомобилях, перевозящих электро-, радиоаппаратуру, стеклоизделия, жидкости, скоропортящиеся сельскохозяйственные продукты и др.

Одним из главных направлений развития подрессоривания являются пневмоподвески. Совер-

шенствование их направляющего устройства, от конструкции которого зависят компоновочные решения, высота пола, размещение двигателя, полезный объем багажника, а главное — достижение высоких показателей устойчивости и управляемости при возросших скоростях движения.

В настоящее время наиболее актуальной является проблема создания и использования подрессоривания транспортного контейнера (груза). Особенностью такого подрессоривания является то, что транспортный контейнер опирается непосредственно на систему вторичного подрессоривания, не имея жесткой связи с кузовом автомобиля.

Рассмотрим особенности конструкций некоторых систем.

Ниже представлены схемы конструкций систем вторичного подрессоривания на пневмоэлементах.

Опорная схема системы вторичного подрессоривания груза (контейнера) на пневмоэлементах с резинокордной оболочкой баллонного типа (рис. 1) имеет четыре типа пневмоэлементов, разнесенных по углам транспортного контейнера. В качестве упругих элементов используются двойные баллоны, выполненные на основе резинокордных оболочек. Заданную высоту поддерживает регулятор давления.

Принцип работы — при выведении транспортного контейнера из положения равновесия срабатывают пневмоэлементы, гасящие колебания. По окончании транспортировки контейнер приводится в статическое положение.

Эта схема проста по конструкции и может применяться для грузов гражданского назначения.

Маятниковая схема вторичного подрессоривания на пневмоэлементах с РКО тороидального типа (рис. 2) состоит их четырех пневмоэлементов, соединенных с кузовом транспортного средства (ТС)

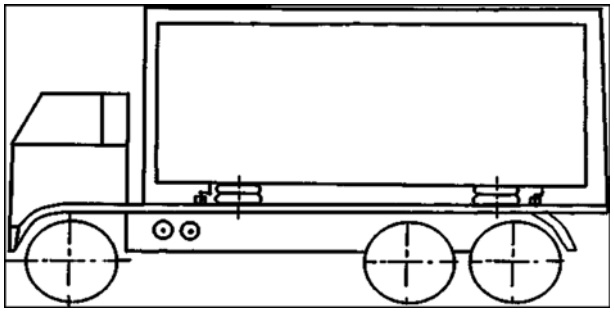


Рис. 1. Опорная схема системы вторичного подрессоривания груза (контейнера) на пневмоэлементах с резинокордной оболочкой (РКО) баллонного типа

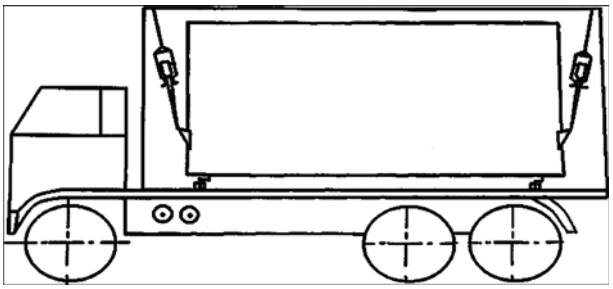


Рис. 2. Маятниковая схема вторичного подрессоривания на пневмоэлементах с РКО тороидального типа

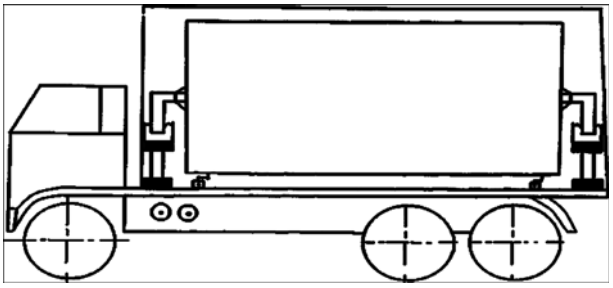


Рис. 3. Опорная схема вертикальной и горизонтальной системы подрессоривания на пневмоэлементах с РКО рукавного типа

посредством тяг. Пневмоэлементы расположены по боковым ребрам транспортного контейнера в зазоре между ним и кузовом ТС.

На днище транспортного контейнера по углам располагаются четыре регулятора его положения. В общем виде принцип работы сводится к поглощению колебаний, передающихся от кузова ТС.

Опорная схема вертикальной и горизонтальной системы подрессоривания на пневмоэлементах с РКО рукавного типа (рис. 3) включает четыре пневмоэлемента с РКО рукавного типа, расположенных вертикально в зазоре между транспортным контейнером и кузовом транспортного средства. Аналогично предыдущим данная схема имеет четыре регулятора положения ТК на его днище.

Эта схема является наиболее эффективной из всех выше указанных, поскольку в ней используется пневмоэлемент рукавного типа, который имеет малые габаритные размеры и наибольший эффективный диаметр $D_{эф}$. Именно от эффективного диаметра зависит жесткость пневмоэлемента.

В опорной схеме вертикальной и горизонтальной системы вторичного подрессоривания на оппозитных пневмоэлементах с РКО (рис. 4) используют

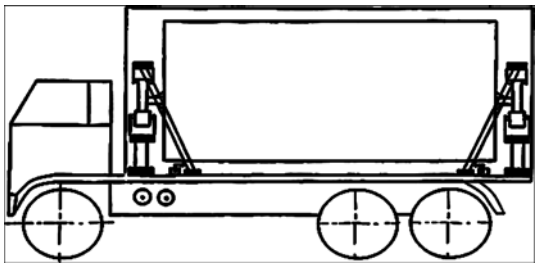


Рис. 4. Опорная схема вертикальной и горизонтальной системы вторичного подрессоривания на оппозитных пневмоэлементах с РКО

в качестве упругих элементов оппозитные пневмоэлементы с РКО. Их количество — четыре. Располагаются пневмоэлементы вертикально в зазоре между транспортным контейнером и кузовом ТС. Между днищем контейнера и полом кузова располагаются четыре регулятора уровня.

Эта схема является наиболее выгодной с точки зрения всех требований, предъявляемых к системам вторичного подрессоривания для транспортных средств, перевозящих грузы специального назначения. Поглощение колебаний происходит более эффективно.

Виброзащитные свойства подрессоренного груза в значительной степени зависят от места крепления шарнира или направляющего устройства рамы, на которую помещен груз. Это связано с тем, что автомобиль кроме вертикальных испытывает еще и угловые колебания относительно центров колебаний. Учитывая это, можно сказать, что места крепления шарниров подрессоренных грузов на представленных схемах выбраны неэффективно. Шарниры, как правило, расположены не в точках минимальных свободных колебаний кузова автомобиля, а в точках, испытывающих значительные колебания.

В связи с этим предлагается за наиболее эффективную систему принимать систему подрессоривания груза с шарниром, размещенным в центре колебаний. Такая система подрессоривания позволяет не только уменьшить вибронагруженность груза, но и также уменьшает угловые колебания автомобиля.

Работы над моделью, которая сводит на минимум угловые колебания автомобиля, тем самым повышая виброзащитные свойства, ведутся в настоящее время и будут представлены в дальнейших публикациях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Подгородниченко Р. Ю., Пузиков А. Я.** Подвеска современного автомобиля // Успехи современного естествознания. — 2011. — № 7 — С. 177—178.
2. **Подвеска** современного автомобиля [Электронный ресурс]. — [2013]. — Режим доступа: http://abs-magazine.ru/pdf/195/ABS-06-48.pdf

Дни КАМАЗа

В Улан-Удэ прошли "Дни КАМАЗа", в ходе которых потенциальные потребители смогли подробно узнать о камазовской автотехнике и ее возможностях.

Программа "Дни КАМАЗа" была организована с целью укрепления позиций ОАО "КАМАЗ" на рынке и увеличения продаж продукции компании. Подобные мероприятия проводятся регулярно в различных регионах страны. Возможность познакомиться поближе с камазовской техникой ранее были предоставлены жителям Ростова-на-Дону, Краснодара, Иркутска, Братска, Грозного и других городов. На выставке в Улан-Уде будут представлены модели тягачей, в том числе новый магистральный КАМАЗ-5490, а также бортовые автомобили и самосвалы на шасси КАМАЗ.

В рамках "Дней КАМАЗа" в Улан-Уде были подписаны новые договоры, соглашения, контракты на поставку автомобилей предприятиям региона и бюджетным организациям.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 623.437.4: 519.87

В. Г. Бойков, канд. техн. наук, генеральный директор ЗАО "АвтоМеханика",
В. В. Демик, канд. техн. наук, зам. нач. по научной работе, **А. Ф. Стариков**, канд. техн. наук,
В. Г. Корнилов, канд. техн. наук, НИИЦ АТ 3 ЦНИИ Минобороны России
E-mail: viktor-kornilov@yandex.ru

РАЗРАБОТКА И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО АНАЛИЗА МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ СОЗДАНИИ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В статье изложены вопросы создания и использования на практике универсального программно-методического комплекса (УПМК) на базе отечественного программного продукта EULER (ЭЙЛЕР), разработанного специалистами ЗАО "АвтоМеханика" и МГУ им. М. В. Ломоносова, в частности, при проведении исследований системы "водитель—автомобиль—дорога" по основным эксплуатационным свойствам военной автомобильной техники. В статье приведены примеры создания моделей образцов военной автомобильной техники и фрагменты исследований указанных свойств.

Ключевые слова: *автомобиль, база данных, военные гусеничные машины, военные колесные машины, динамическая система, моделирование, программный комплекс, технология автоматизированного анализа.*

(Рисунки на 2-й и 3-й полосах обложки)

Армейский автомобиль является сложной динамической системой, который в процессе войсковой эксплуатации может подвергаться различным внешним воздействиям и взаимодействовать с другими системами — вооружением, средствами десантирования и т. д. Это приводит к необходимости решения сложных задач анализа и оценки системы "водитель—автомобиль—дорога". Причем, практика показывает, что в последнее время в этом направлении наметились тенденции, обусловленные:

— повышением требований к образцам военной автомобильной техники (ВАТ) и возникающим многообразием условий их использования;

— высокой ценой устранения ошибок при некорректном определении параметров эксплуатационных свойств при проектировании автомобиля;

— необходимостью оперативного решения задач по оптимизации динамических систем в условиях высокой конкуренции современного рынка вооружения.

В настоящее время задачи по совершенствованию образцов ВАТ решаются на предприятиях промышленности и в научно-исследовательских организациях с помощью специализированных программ. Однако в ходе проведения таких исследований все еще недостаточно полно применяются возможности математического и имитационного моделирования.

В последние годы интенсивное развитие получила технология автоматизированного анализа многокомпонентных динамических систем, применение которой позволяет оперативно решать широкий спектр различных задач, возникающих при создании образцов ВАТ и другой военной техники, и устранить недостатки, присущие использованию специализированных программ.

Суть этой технологии состоит в следующем. Математическая модель движения исследуемой системы формируется автоматически на основании инженерно-технического описания взаимодействия множества тел в системе "водитель—автомобиль—дорога". Это описание производится в обычных инженерных терминах (тело, шарнир — кинематическая связь, упругий и демпфирующий элемент силового взаимодействия и т. д.) и может быть быстро выполнено специалистом — инженером. Уравнения математической модели при этом строго соответствуют законам классической механики с учетом перемещений частей механической системы и нелинейных характеристик взаимодействий. По сравнению с традиционным под-

ходом к исследованию сложных динамических систем, при котором производится "ручное" формирование уравнений и их программирование, описанная технология обеспечивает многократное уменьшение времени создания моделей сложных объектов и высокую гибкость по их перенастройке.

В силу большой трудоемкости разработки и сравнительной "молодости" этого направления количество таких комплексов невелико. За рубежом в основном используются два подобных программных комплекса ADAMS — разработка фирмы Mechanical Dynamics Inc. (в настоящее время принадлежит фирме MSC. Software) и DADS — разработка фирмы Computer Aided Design Software Inc. (в настоящее время принадлежит фирме LMS). Эти программные комплексы успешно используются для исследований объектов автомобильной техники, в авиации, ракетостроении, космической технике, оборонной промышленности и во многих других областях. Они относятся к классу стратегических технологий. До 1993 г. поставка этих программных комплексов в страны бывшего СССР была запрещена в соответствии с требованиями правительства США.

В России имеется аналогичный программный комплекс EULER (ЭЙЛЕР), разработанный специалистами ЗАО "АвтоМеханика" и МГУ им. М. В. Ломоносова. Он обладает всеми основными возможностями, сравнимыми с возможностями ведущих программных комплексов в мире. Программный комплекс EULER представляет собой современный программный продукт, сочетающий в себе передовую содержательную часть, удобный современный интерфейс и подробную документацию. Программный комплекс динамично развивается, его возможности постоянно расширяются на основании проводимых теоретических исследований и выполняемых практических работ.

На основе указанных достижений в настоящее время, в целях сокращения сроков разработки, испытаний перспективных образцов ВАТ, оценки их технического уровня и повышения достоверности получаемых результатов в ходе проведения исследований также возникла острая необходимость разработки и внедрения в практику создания и совершенствования образцов ВАТ отечественной универсальной технологии автоматизированного анализа ВАТ и соответствующей базы данных, объединенных в универсальный программно-методический комплекс (УПМК), с разработкой детальных практических решений и рекомендаций по моделированию.

При наличии указанного УПМК возможно проведение различных прогнозных исследований, а также замена в отдельных случаях натурных исследований и испытаний, проведение которых не представляется возможным в связи с погодно-климатическими условиями, ограниченным финансированием, недостаточным временным интервалом для оценки образца и принятия решения, поломкой образца и др.

Первым шагом в этом направлении явились поисковые исследования, построенные на основе современных методов моделирования динамических систем, результатом которых стала разработка универсального программно-методического комплекса для проведения исследований и испытаний военной автомобильной техники.

В качестве базовой основы разработанного УПМК использовался указанный отечественный программный комплекс EULER.

В укрупненном виде УПМК включает базу данных, интерфейс связи с пользователем и расчетное ядро.

База данных как для колесных, так и для гусеничных машин включает: перечень моделей образцов ВАТ, модели составных частей образцов (кабины, груза, несущей системы, опорно-ходовых модулей, моторно-трансмиссионных установок, рулевого управления, тормозов и др.), перечень типовых видов испытаний (опрокидывание, вход в поворот, "переставка", разгон, торможение, проходимость, плавность хода и др.) и модели опорных поверхностей (грунты, булыжник, асфальто-бетон, специальные трассы).

Интерфейс связи с пользователем предназначен для сборки модели образца ВАТ с заданными компоновкой и характеристиками и проведение его исследовательских испытаний.

Сборка модели осуществляется поэтапно и включает выбор прототипа и сборку несущей системы (рама, кабина, платформа), формирование опорно-ходового модуля, выбор основных узлов и агрегатов моторно-трансмиссионной установки, рулевого управления и тормозной системы с использованием прототипов, имеющихся в базе данных, с соответствующей корректировкой их характеристик (рис. 1).

В расчетном ядре УПМК осуществляются вычислительные процессы, связанные с автоматизированным формированием вычислительной модели образца ВАТ как многокомпонентной механической системы и расчет динамического поведения образца в заданных дорожных условиях и при заданном алгоритме управления со стороны водителя.

По аналогии были созданы компьютерные модели представительных образцов колесной и гусеничной ВАТ, некоторые из них показаны на рис. 2.

Фрагменты исследований отдельных свойств ВАТ, выполненные с помощью УПМК, показаны на рис. 3.

Таким образом, практическое опробование УПМК показало принципиальную возможность создания и применения новых технологий автоматизированного анализа многокомпонентных динамических систем при создании военной автомобильной техники. Учитывая то, что УПМК в рамках проведенной НИР создавался как макетный образец и с его помощью получены положительные результаты моделирования, было бы целесообразным провести опытно-конструкторскую работу по созданию на его базе ВАТ с более широкими функциональными возможностями с учетом полученного опыта аппаратно-программного комплекса по исследованию свойств.

УДК 658.5

А. Е. Бром, О. В. Белова, МГТУ им. Н. Э. Баумана,
А. Сиссиньо, Миланский политехнический университет, Италия
E-mail: ovbelova@bmstu.ru; abrom@yandex.ru

ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ИЗДЕЛИЯ ДЛЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОДУКЦИИ

Статья посвящена проблеме повышения конкурентоспособности отечественной продукции, в частности в энергетическом секторе. В статье изложены основы функционального анализа и анализа видов, последствий и критичности отказов. Данные процедуры являются обязательными при создании систем поддержки жизненного цикла изделия (PLM). Приводится опыт реализации этих процедур для газовой турбины SGT-800 фирмы Siemens Ltd. Статья будет полезна специалистам в областях инжиниринга энергетического оборудования, PLM, логистики, менеджмента.

Ключевые слова: *жизненный цикл изделия, функциональный анализ, логистическая структура изделия, анализ видов и последствий отказов, критичность отказа.*

Введение

Разработка и внедрение прорывных технологий и конкурентоспособных изделий в машиностроении базируется на современных методах проектирования с использованием информационных технологий.

Несмотря на переход к использованию современной цифровой среды проектирования, российские машиностроители уступают зарубежным производителям по темпам обновления модельного ряда, по конструкционным материалам, производственному оборудованию, оперативности и спектру услуг послепродажного обслуживания. Для создания конкурентоспособной продукции необходимо организовать "цепочку развития" от проекта к проекту, а для этого необходима интеграция технологической среды и бизнес-среды предприятия в единое целое, что на данный момент является наиболее проблемным звеном для машиностроительных предприятий.

Недостаточная осведомленность и компетентность специалистов машиностроительной отрасли в области разработки "сквозных" технологий, объединяющих разработку, производство, контроль качества и обеспечение эксплуатации, в сложившийся ситуации приводит к недостаточной инновационной продуктивности в потенциально прибыльных отраслях промышленности. Отсутствие взаимосвязи между выполняемыми опытно-конструкторскими работами (ОКР) и реализацией последующих этапов жизненного цикла изделия (ЖЦИ), которые являются наиболее важными и затратными с точки зрения потребителя, отсутствие взаимодействия и взаимопонимания между конструкторами и эксплуатантами продукции в области поддержки ЖЦИ — все это не позволяет выстроить оперативную и гибкую систему послепродажного обслуживания, поэтому потребительские свойства российской продукции во многом мировые рынки уже не удовлетворяют.

По мнению авторов статьи, в основе разрыва лежит отсутствие методической литературы и практических рекомендаций в данной области. Именно этой проблеме посвящена данная статья.

Понятие "Логистическая структура функций"

Для преодоления разрыва между этапами проектирования и эксплуатации необходимо проводить на этапе разработки изделия процедуры с использованием понятий "Логистическая структура изделия" (ЛСИ) и "Логистическая структура функций" (ЛСФ), применяемые в последние годы ведущими мировыми производителями.

Самое главное для машиностроительной продукции — ее функциональное предназначение и надежность выполнения назначенных функций в процессе эксплуатации техники. Под функцией понимается "...физическое поведение изделия, обусловленное целью, которой надо достигнуть" [5].

Процесс описания всех функций изделия (или входящих в него подсистем) называется функциональным анализом (ФА). ФА оказался чрезвычайно полезным во многих областях инжиниринга: от проектирования новых изделий до информационных технологий PLM, позволяющих создавать и вести базы данных о всех процессах, связанных с изделием. Последние годы показали, что "функциональное представление может быть фундаментальным элементом в теории технического прогресса" [6].

В зависимости от сложности изделия и сложности основных назначенных функций определяется число уровней разукрупнения функций. Каждой функции ставится в соответствие техническое решение, что позволяет предприятию создавать свою базу технических решений и технологий изготовления. Проведение ФА является сейчас непременным атрибутом инжиниринга. Его необходимо проводить для описания функциональных требований к изделию, выявления полноты и непротиворечивости функций и создания в электронном виде перечня и описания выполняемых функций, так как эта информация ложится в основу электронной технической/эксплуатационной документации (ЭТД/ЭЭД) на изделие.

Современный инжиниринг предполагает учет стоимостных показателей при разработке конструкции, технологий производства и поддержке изделия в эксплуатации, т. е. разработку изделий "на заданную себестоимость". Это обусловлено необходимостью обеспечить оптимальное соотношение между качеством и надежностью техники, с одной стороны, и стоимостью ее приобретения и владения — с другой [1]. Особенно это соображение актуально для энергетического оборудования, которому предъявляют высокие требования к функциональной надежности на протяжении длительного срока эксплуатации.

Каждой функции изделия соответствуют элементы конструкторской схемы, отвечающие за ее выполнение. Поиск наиболее экономичных с точки зрения стоимости производства и поддержки эксплуатации конструкторских решений представляет собой реализацию одного из краеугольных принципов современной логистики — принципа минимизации затрат при соблюдении требований надежности и качества поставляемой продукции.

Получаемая в результате ФА ***логистическая структура функций*** (ЛСФ) представляет собой перечень функций и соответствующих им элементов (процесс выбора элементов учитывает их стоимостные показатели в себестоимости конечного изделия).

В обязательном порядке, вне зависимости от сложности изделия, для создания ЛСФ необходима следующая информация [3]:

— техническое задание на изделие;

— данные по аналогичным изделиям (моделям, модификациям);

— предварительные конструкторские проработки (схемы).

Безусловно, что для создания прорывных (инновационных) изделий необходимо проводить ФА и формировать ЛСФ. Для изделий, имеющих прототипы, этот процесс не представляет большой сложности, так как функции большинства элементов и подсистем конструкции известны заранее.

Не менее важен вопрос разработки ЛСФ для изделий машиностроения, уже находящихся в эксплуатации (для большинства изделий, особенно энергомашиностроения, эксплуатационный ресурс составляет десятки лет). Здесь можно отметить несколько ключевых моментов:

— во-первых, в процессе эксплуатации можно оценить фактическую безотказность выполнения функций (функциональные отказы);

— во-вторых, увидеть полноту использования функций (другими словами, нужность/ненужность функций и опций, заложенных в изделие);

— в третьих, при модификации базовой модели техники это позволит решить вопрос либо расширения функциональности (это может повлечь добавление элементов в конструкторскую схему), либо сужения функциональности (исключение элементов); это непосредственным образом влияет на стоимость конструкции и позволяет перейти к проектированию изделий по принципу "заданной себестоимости".

Процедура "Анализ видов, последствий и критичности отказов"

Следующим этапом после ЛСФ является создание логистической структуры изделия (ЛСИ) на основе процедуры АВПКО/FMECA (анализ видов, последствий и критичности отказов). АВПКО (анализ отказов) — главная стандартизованная методология для анализа отказов в промышленности. Этот подход был сначала развит американскими военными инженерами и затем принят NASA (в первую очередь для военной авиатехники). К настоящему моменту эта методология, которая является обяза-

тельным элементом PLM, распространилась во многих отраслях промышленности и постоянно совершенствуется. В России в настоящее время приняты ГОСТ 27.310—95 "Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов" и ГОСТ Р 51901.12—2007 "Менеджмент риска. Метод анализа видов и последствий отказов".

Суть АВПКО заключается в:

— анализе и оценке потенциальных отказов;

— анализе последствий каждого отказа;

— идентификации действий, которые могут устранить или уменьшить последствия потенциальных отказов;

— документации всего процесса АВПКО.

Кроме того, в АВПКО определяются функции, реализация которых требует особого внимания при конструировании и поддержке эксплуатации. Результаты такого анализа могут привести к обеспечению дополнительных функций и введению дополнительных элементов при проектировании конструкции для контроля безопасности работы изделия.

Если в процессе АВПКО видна потенциальная возможность серьезных отказов, можно сделать вывод, что технология/техническое решение, принятое в ФА, "не выполняет в должной мере обещанные функции" [10]. Применение АВПКО может приводить к реинжинирингу и модернизации не только отдельного изделия, но и всего ряда (класса) продукции [11, 12].

Процедура АВПКО представляет собой своеобразный фильтр, через который проходят элементы конструкции с целью выявления наиболее критичных с точки зрения последствий и критичности отказа элемента для конечного изделия (с точки зрения выполнения назначенной функции) и окружающей среды. Поэтому полученный перечень элементов в результате АВПКО составляет основу логистической структуры изделия, под которую затем проектируют систему обслуживания и поддержки эксплуатации.

Для энергетических компаний обеспечение надежности оборудования связано с потенциально и реально возникающими затратами трудовых и материальных ресурсов при эксплуатации, поэтому экономическая эффективность систем поддержки эксплуатации напрямую зависит от включаемых в них элементов.

Пример применения АВПКО для энергетической отрасли

Проиллюстрируем этот подход на примере промышленной газовой турбины SGT-800 компании *Siemens* (рис. 1), сочетающей в себе надежность про-

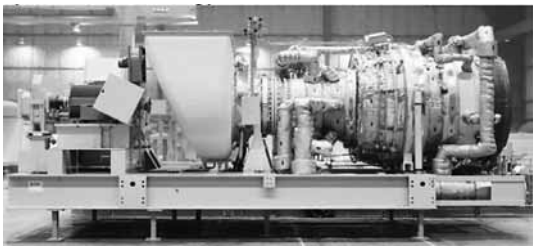


Рис. 1. Промышленная газовая турбина Siemens-SGT-800

Рис. 2. Основные элементы конструкции газотурбинной установки SGT-800

мышленной конструкции с высоким КПД и низким уровнем выбросов, достигаемым вследствие применения новейших разработок в газотурбиностроении. Газовые турбины SGT-800 составляют основу конфигурации оборудования газотурбинной электростанции (ГТЭС) "Коломенское" [13], по материалам которой проводился данный анализ. В основе станции — три установки SGT-800. Газотурбинная установка SGT-800 состоит из модулей, смонтированных на опорной раме. Компактная конструкция, малое количество деталей, высокий ресурс, простота и удобство в обслуживании, низкие эксплуатационные затраты были основными задачами при проектировании (рис. 2).

В табл. 1 приведена структура функций для SGT-800. Функциональный анализ включил два уровня разукрупнения, более глубокое рассмотрение функций нецелесообразно. Каждой функции третьего уровня соответствуют элементы конструкции изделия.

Таблица 1

Логистическая структура функций для газотурбинной установки SGT-800

Цель	Функции 2-го уровня	Функции 3-го уровня	Элементы конструкторской схемы
Выработка электрической энергииоь	1. Перевод тепловой энергии в механическую	1.1. Направление продуктов сгорания на лопатки турбины	Входной направляющий аппарат, направляющий аппарат 1-й ступени, направляющий аппарат 2-й ступени
		1.2. Обеспечение охлаждения рабочего колеса	Воздушные патрубки от компрессора к турбине, форма и внутренняя структура рабочего колеса (колесо, рабочие лопатки)
		1.3. Контроль давления после каждой ступени	Датчики давления после каждой ступени, форма рабочих лопаток
		1.4. Закрепление рабочих колес в вал турбины	Стяжки турбины, колеса турбины
	2. Сжигание воздушно-топливной смеси (экзотермическая реакция, выделение тепловой энергии)	2.1. Впрыскивание топлива	Форсунка, топливный насос
		2.2. Подача сжатого воздуха	Свеча зажигания
		2.3. Воспламенение	Выходной направляющий аппарат компрессора
		2.4. Охлаждение жаровой трубы	Воздушные патрубки
		2.5. Контроль температуры в камере сгорания	Датчики температуры
		2.6. Поддержание устойчивого горения	Жаровая труба
	3. Перевод механической энергии в электрическую с заданной частотой	3.1. Перевод механической энергии в электрическую	Генератор
		3.2. Снижение числа оборотов до необходимого значения	Редуктор
		3.3. Обеспечение соединения вала отбора мощности и вала турбины	Муфта
	4. Сжатие воздуха	4.1. Обеспечение соединения вала турбины с валом компрессора	Стяжки компрессора, колёса компрессора
		4.2. Подача воздуха в компрессор	Входной патрубок, воздухозаборное устройство
		4.3. Направление воздуха на рабочие лопатки компрессора	Входной направляющий аппарат, направляющие аппараты 1— 14 ступеней
		4.4. Обеспечение минимального зазора между ротором и стартером	Графитовое уплотнение компрессора
		4.5. Контроль давления внутри компрессора после каждой ступени	Датчики давления после каждой ступени компрессора, форма рабочей лопатки
	5. Обеспечение безопасной работы	5.1. Очистка топлива от вредных примесей	Топливный фильтр

Продолжение табл. 1

Цель	Функции 2-го уровня	Функции 3-го уровня	Элементы конструкторской схемы
		5.2. Закрепление конструкции	Опоры (опоры ротора: подшипник (внутреннее кольцо подшипника, внешнее кольцо подшипника, вкладыш, масляные патрубки), уплотнение), корпус (двойные стенки, теплоизоляция)
		5.3. Очистка поступающего воздуха	Фильтр грубой очистки, фильтр тонкой очистки
		5.4. Снижение уровня шума	Глушитель, выходной направляющий аппарат турбины
		5.5. Теплоизоляция	

Таблица 2

Элементы конструкторской схемы по группам активов

Вид актива	Элементы конструкторской схемы SGT-800
Основной	Стартер, генератор, рабочее колесо, рабочие лопатки, воздухозаборное устройство, воздушные патрубки, редуктор, форсунки, свечи зажигания, жаровая труба, датчики температуры, воздушные патрубки охлаждающие, топливный насос
Поддерживающий производство	Входной направляющий аппарат, выходной направляющий аппарат, датчики давления после каждой ступени, входной патрубок, фильтр грубой очистки, фильтр тонкой очистки, вал отбора мощности, топливный фильтр, опора ротора, лапы, теплоизоляция
Неосновной (вспомогательный)	Муфта, глушитель, двойные стенки, графитовое уплотнение

Таблица 3

Критичность отказа в зависимости от последствий отказа

Вид отказа	Уровень
Чрезвычайное происшествие (останов или разрушение изделия)	I
Невозможность использования изделия(снижение безопасности и надежности изделия до критического уровня/предотказного состояния)	II
Снижение эффективности эксплуатациии выработки	III
Кратковременная задержка использования	IV
Отказ, не влияющий на эффективность и безопасность эксплуатации	V

Процедура АВПКО для промышленного оборудования начинается с разбиения элементов конструкции на три группы: основные активы, поддерживающие основное производство, и неосновные активы (табл. 2) [2]:

A — *Актив, выполняющий основную функцию*: Останов этого актива снижет безопасность и надежность изделия до критического уровня, приводит к существенным потерям эффективности, мощности изделия, полному останову или разрушению изделия.

B — *Актив, поддерживающий основное производство (или важный критичный элемент изделия)*. Останов этого актива:

— снижает выработку;

— снижает безопасность, надежность изделия до потенциально опасного уровня;

— является причиной проведения дополнительных действий (переключение, изменение режимов работы, включение резервного оборудования, т. е. ее действия для предотвращения снижения эффективности эксплуатации).

C — *Неосновной (вспомогательный) актив*. Останов этого узла практически никак не отразится на основном производстве или снижении безопасности и надежности изделия.

Далее можно задать уровень критичности для всех видов отказов (табл. 3) и распределение элементов изделия по этим уровням (табл. 4) [3].

Процедура АВПКО может быть дополнена данными о влиянии отказа соответствующего элемента на окружающую среду, кроме того, может быть указана экологическая составляющая влияния производства этого элемента (или производства материалов для данного элемента конструкции). Тогда по результатам АВПКО можно будет принимать решения о замене материалов/узлов конечного изделия на более безопасные с точки зрения воздействий на окружающую среду и человека (табл. 5).

Получаем логистическую структуру изделия:

- Жаровая труба;
- Топливный фильтр, фильтр тонкой очистки, фильтр грубой очистки;
- Охлаждающие патрубки;

Таблица 4

Распределение элементов изделия по уровням критичности

	Уровни критичности отказов				
Вероятность возникновения отказа	V	IV	III	II	I
>0,2					Прогорание жаровой трубы
0,1—0,2			Топливный фильтр, фильтр тонкой очистки, фильтр грубой очистки	Охлаждающие патрубки	
0,01—0,1		Редуктор, генератор	Рабочие лопатки компрессора	Лопатки турбины	
0,001—0,01		Топливный насос, глушитель		Направляющий аппарат турбины	
<0,001	Графитовое уплотнение, вкладыши в подшипник				

Таблица 5

Упорядочение элементов по критичности отказа

Категория тяжести	Элемент	Вероятность возникновения последствия отказа	Интенсивность отказов	Наработка за время назначенного срока эксплуатации, ч
I	Жаровая труба	0,25	0,0000167	60 000
II	Охлаждающие патрубки	0,13	0,000033	30 000
	Лопатки турбины	0,005	0,00002	50 000
	НА турбины	0,007	0,00002	50 000
III	Топливный фильтр	0,15	0,0001	10 000
	Фильтр тонкой очистки	0,15	0,0001	10 000
	Фильтр грубой очистки	0,15	0,000125	8 000
	Рабочие лопатки компрессора	0,07	0,00011	9 000
IV	Генератор	0,01	0,000033	30 000
	Редуктор	0,01	0,000025	40 000
	Топливный насос	0,008	0,00005	20 000
	Глушитель	0,01	0,000067	15 000
V	Графитовое уплотнение	0,001	0,000018	55 000
	Вкладыши в подшипник	0,001	0,0000125	80 000

- Рабочие лопатки компрессора;
- Генератор, редуктор, глушитель;
- Топливный насос;
- Направляющий аппарат турбины;
- Лопатки турбины;
- Графитовое уплотнение, вкладыши в подшипник.

Эти элементы будут требовать особого внимания в процессе эксплуатации — для них далее проводится анализ обслуживания, обеспечивающего надежность (*Reliability Centered Maintenance/RCM*), в ходе которого разрабатываются регламенты (графики) технического обслуживания и ремонта, рассчитываются поставки комплектующих и запасы, необходимые для поддержания работоспособного состояния изделия в процессе эксплуатации.

Заключение

Наличие богатого конструкторского опыта и уникального кадрового потенциала в российском машиностроении еще не решают проблемы создания конкурентоспособной продукции. Изменения в технических/технологических решениях, усовершенствования в конструкции энергетического оборудования должны обязательно проходить процедуры ФА и АВПКО для обоснования целесообразности и необходимости этих изменений с точки зрения надежности и стоимости эксплуатации. Необходимо

активно развивать современные технологии управления жизненным циклом в рамках систем PLM, успешно и активно внедряемые западными производителями, обеспечивающие эффективность процессов инжиниринга и эксплуатации. Разработанные методики необходимо внедрять в учебный процесс в вузах, особенно в качестве курсов дополнительного профессионального образования для управленческого персонала машиностроительных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Functions** and failures: how to manage technological promises for societal challenges / R. Apreda, A. Bonaccorsi, G. Fantoni D., Gabelloni // Technology Analysis & Strategic Management [Электронный ресурс] DOI:10.1080/09537325.2013.850653.
2. **Бром А. Е., Александров А. А.** Интегрированная логистическая поддержка жизненного цикла наукоемкой машиностроительной продукции: Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 96 с.
3. **Управление** жизненным циклом продукции / А. Ф. Колчин, М. В. Овсянников, А. Ф. Стрекалов и др. — М.: Анахарсис, 2002. — 303 с.
4. **Бром А. Е., Белова О. В., Сиссиньо А.** Базовая модель стоимости жизненного цикла энергетического оборудования // Гуманитарный вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2013. Выпуск № 10 (12) [Электронный ресурс] Режим доступа http://hmbul.bmstu.ru/catalog/econom/
5. **Судов Е. В.** Интегрированная информационная поддержка жизненного цикла машиностроительной продукции: Принципы. Технологии. Методы. Модели. — М.: МВМ, 2003. — 263 с.
6. **ГОСТ 27.310—95** "Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов".
7. **ГОСТ Р 51901.12—2007** "Менеджмент риска. Метод анализа видов и последствий отказов".
8. **Bonaccorsi A. 2011.** A functional theory of technology and technological change. In Handbook on the economic complexity of technological change, ed. J. Antonelli, 286—340. Cheltenham: Edgar Elgar Publishing.
9. **ГТЭС** Коломенское. [Электронный ресурс] http://www.rosteplo.ru/w/%D0%93%D0%A2%D0%AD%D0%A1_%D0%9A%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B5 доступ 04.03.14 г.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2014 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

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

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

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

Факс: 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 621.9.08

А. В. Заятров, ТГУ, г. Тольятти, **В. Н. Козловский**, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти
E-mail: avz1988@yandex.ru

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ НА ОСНОВЕ ДВУХКОНТУРНЫХ СИСТЕМ АКТИВНОГО КОНТРОЛЯ И СТАТИСТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

В работе рассматриваются вопросы повышения качества выпускаемой продукции за счет двухконтурных систем активного контроля и статистического регулирования в крупносерийном и массовом автомобильном производстве.

Ключевые слова: *качество, активный контроль, статистическое регулирование, двухконтурная система, автомобиль.*

Эффективность принимаемых решений, направленных на прогнозирование показателей надежности, ремонтопригодности за определенный интервал пробега или период эксплуатации транспортного средства, может принести плоды только в том случае, если полученные характеристики остаются стабильными во времени [2, 5, 6]. Только в данном случае возможно предсказать ожидаемый отказ конкретного устройства с высокой степенью вероятности. На надежность изделия большое влияние оказывает качество изготовления составляющих его элементов. Качество, в свою очередь, формируется на этапе производства и может быть рассмотрено в частном случае как соответствие техническим характеристикам. Поскольку невозможно получение одинаковых значений параметров выпускаемой продукции, вследствие воздействия на технологический процесс широкого спектра возмущающих факторов, наблюдается вариация отдельных параметров устройств в определенных пределах, что приводит к отклонению их выходных характеристик. Это приводит к снижению уровня качества выпускаемой продукции. При этом существенной причиной отказов либо преждевременным износом многих устройств, в том числе и среди компонентов электрооборудования автомобиля, является отклонение размерных параметров от требований нормативной документации [1].

В настоящее время качество продукции крупносерийного и массового производства обеспечивается путем использования систем активного и послеоперационного контроля. Средства активного контроля осуществляют управление циклом обработки детали, например, при шлифовании в режиме реального времени, а приборы послеоперационного контроля дают объективную информацию о качестве изготовленных деталей, которая в случае необходимости может использоваться для поднастройки приборов активного контроля. Кроме того, широко используются измерительные средства контроля на послеоперационном этапе с возможностью статистического регулирования технологического процесса. При этом выполняется выборочный контроль качества изготовленных деталей. Подобный вид контроля характеризуется невысокой трудоемкостью, и на его основе делается вывод об уровне стабильности технологического процесса [4, 10]. Однако использование данного подхода сопряжено с определенными трудностями. Одна из проблем — выбор рационального промежутка времени между выборками для того, чтобы, с одной стороны, обеспечить приемлемый уровень качества выпускаемой продукции, а с другой — сохранить невысокую трудоемкость процесса контроля.

Не менее важным является момент выявления "особой" причины изменчивости, дестабилизирующей технологический процесс и приводящей к выпуску бракованной продукции. При традиционном контроле с помощью выборок фиксированного объема и с определенной периодичностью на послеоперационном этапе возникает задержка в выявлении подобного рода факторов, что значительно повышает риск выпуска бракованной продукции. Повысить эффективность статистических методов

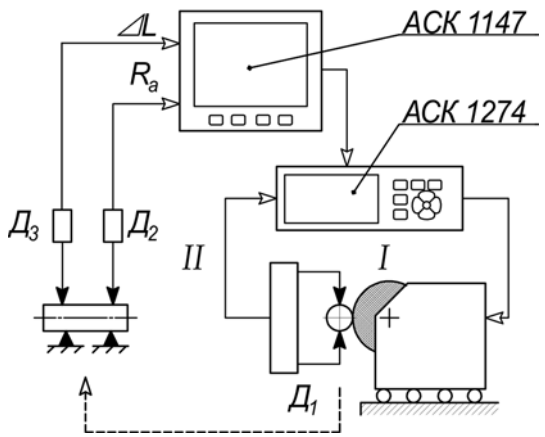


Рис. 1. Структурная схема двухконтурной системы активного контроля и статистического регулирования качества продукции

контроля качества выпускаемой продукции возможно с использованием двухконтурной системы активного контроля и статистического регулирования качества продукции [10], структурная схема которой представлена на рис. 1.

При организации контроля качества с использованием подобной системы удается повысить оперативность выявления момента разладки технологического процесса за счет того, что отсутствует потеря информации об его состоянии, характерная при выборочном контроле. Это достигается благодаря получению "динамической" информации о размерных параметрах каждой детали непосредственно в цикле ее обработки с использованием основного контура системы (I). Для этого измеряется скорость снятия припуска в момент окончания обработки $V_{\text{МК}}$, которая является одним из параметров, определяющих окончательный размер обработанной детали ΔL:

$$\Delta L = C_1 \Delta V_{\text{МК}} t_\varepsilon, \qquad (1)$$

где C_1 — коэффициент, зависящий от типа используемого шлифовального станка, условий обработки и т. д.; t_ε — величина задержки отвода шлифовального круга по окончании обработки [7, 9].

Кроме того, о качестве обработанной детали можно судить и на основе микрогеометрии поверхности или шероховатости $R_{\text{а}}$, которая также может быть оценена с использованием конечной скорости снятия припуска $V_{\text{МК}}$:

$$R_{\text{а}} = C_R V_{\text{МК}}^n, \qquad (2)$$

где C_R, n — эмпирические коэффициенты.

Графическая интерпретация способа управления циклом обработки при шлифовании представлена на рис. 2. Получаемая информация о качестве обработки позволяет оператору станка заблаговременно обнаружить момент нарушения стабильности технологического процесса, тем самым предотвращая выпуск бракованной продукции. Это становится возможным благодаря "динамической" карте размеров (см. рис. 2, *а*), содержащей информацию обо всех обрабатываемых деталях и получаемой автоматически в цикле обработки детали на основе конечной скорости снятия припуска. Для расслоения всего массива информации, получения более точной оценки погрешности размера производится статистическая обработка "динамической" карты — построением контрольных карт средних и размахов (см. рис. 2, *б*):

$$\Delta \bar{L} = C_1 \Delta \bar{V}_{\text{МК}} = C_1 (V_{\text{МК}i} - \bar{V}_{\text{МК ном}}); \qquad (3)$$

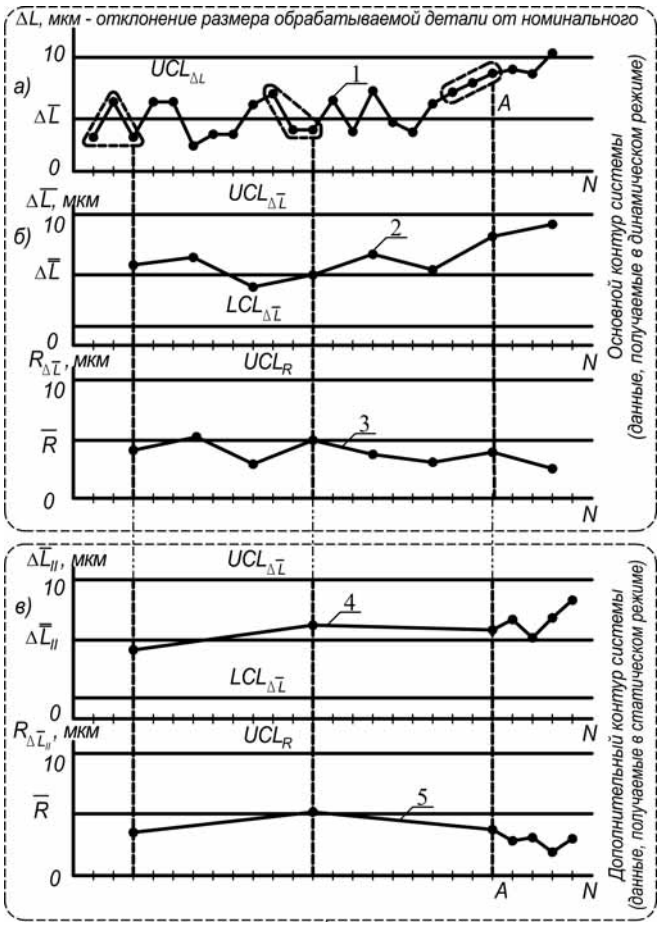


Рис. 2. Реализация способа статистического регулирования с использованием двухконтурной системы активного контроля:

1 — "динамическая" карта контроля для всех обработанных деталей; *2*, *3* — контрольные карты средних и размахов на основе "динамической" карты; *4*, *5* — карты контроля в статическом режиме; UCL и LCL — верхняя и нижняя границы регулирования

$$R_{\Delta L} = C_2(V_{\text{МКmax}} - V_{\text{МКmin}}), \quad (4)$$

где $V_{\text{МКном}}$ — номинальное значение скорости съема припуска, при котором достигается номинальный размер детали.

Все это осуществляется в первом контуре системы в темпе технологического процесса, что позволяет прогнозировать динамику изменения стабильности технологического процесса, обнаруживать признаки появления дестабилизирующих факторов на ранних этапах и своевременно вводить управляющее воздействие. В случае приближения контролируемого параметра к границам регулирования (момент А–А, см. рис. 2) начинается тщательный послеоперационный контроль. Данная процедура необходима для того, чтобы подтвердить действие "особой" причины изменчивости и оценить необходимость введения управляющего воздействия и его величину либо указать на необходимость корректировки коэффициентов используемых в модели управления основного контура.

Второй контур при подобной организации предоставляет объективную информацию о размере обработанных деталей, а в перспективе и данных о шероховатости. Кроме того, моменты взятия выборок на послеоперационном контроле могут производиться гораздо реже, чем при традиционном подходе в случае стабильного "течения" технологического процесса. Также второй контур служит для периодической корректировки коэффициентов C_1 и C_2, используемых в основном контуре [8].

В результате двухконтурная система активного контроля и статистического регулирования предоставляет широкие возможности для контроля качества выпускаемой продукции, стабильности работы оборудования не только для оператора станка, но и для всех заинтересованных служб административно-технического персонала предприятия.

Реализация способа раннего обнаружения момента разладки технологического процесса с использованием двухконтурной системы активного контроля и статистического регулирования достигается с помощью приборов АСК1274 (основной контур) и АСК1147 (дополнительный контур), разработанных в совместной научно-производственной лаборатории Тольяттинского государственного университета и Волжского автомобильного завода.

Таким образом, двухконтурная система активного контроля и статистического регулирования качества продукции предоставляет возможность раннего выявления момента разладки технологического процесса с использованием "динамической" карты контроля, статистической идентификации "особых" причин изменчивости. Все это позволяет не только существенно снизить вероятность выпуска продукции, несоответствующей требованиям, но и сократить диапазон вариации конечных размеров обрабатываемых деталей, повышая качество их изготовления. С учетом повышения точности изготовленных деталей процесс последующей сборки составных элементов устройств также будет улучшен. Внедрение подобных систем на производство позволит повысить ресурс, надежность в эксплуатации многих компонентов, устанавливаемых в автомобилях, в том числе и электротехнических устройств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". 2009. — 274 с.
2. **Козловский В. Н.** Выбор главных элементов надежности электрооборудования легкового автомобиля [Текст] / В. Н. Козловский, Р. А. Малеев // Грузовик. 2009. — № 12. — С. 33—35.
3. **Козловский В. Н.** Аналитические исследования качества автомобилей в эксплуатации: монография [Текст] / В. Н. Козловский, В. И. Строганов. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2013.
4. **Козловский В. Н.** Комплекс обеспечения качества системы электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский, Д. И. Панюков. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2014.
5. **Козловский В. Н.** Расчетные исследования зависимости характеристик автомобильного генератора от технологических разбросов его конструктивных размеров [Текст] / В. Н. Козловский, А. Д. Немцев // Автотракторное электрооборудование. 2002. — № 1.
6. **Козловский В. Н.** Исследование стабильности технических характеристик генератора повышенного напряжения на стадии проектирования [Текст] / В. Н. Козловский // Автотракторное электрооборудование. 2004. — № 3.
7. **Михелькевич В. Н.** Автоматическое управление шлифованием [Текст] / В. Н. Михелькевич. М.: Машиностроение, 1975. — 304 с.
8. **Пат. 2490111** Российская Федерация, МПК7 B24B 51/00. Способ управления рабочим циклом поперечной подачи при шлифовании [Текст] / А. Г. Решетов, А. А. Шанин, А. В. Ежелев, А. Б. Конаш, А. В. Заятров; заявитель и патентообладатель Тольяттинский гос. ун-т. — № 2012119119/02; заявл. 10.05.12; опубл. 20.08.13, Бюл. № 23. — 10 с.: ил.
9. **Решетов А. Г.** Автоматизация шлифования и размерного контроля деталей [Текст] / А. Г. Решетов. — СПб.: Политехника, 2003. — 193 с.
10. **Строганов В. И.** Инновационные методы исследования качества и надежности электромобилей и автомобилей с гибридной силовой установкой: монография [Текст] / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. М. "МАДИ", 2012.

УДК 629.3.023.1

А. С. Горобцов, д-р техн. наук, ВолгГТУ, **С. В. Лузгин**, аспирант, филиал ФГАОВПО КФУ, г. Набережные Челны,
А. А. Лычагов, ОАО "КАМАЗ"
E-mail: okbant-sv@rambler.ru

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВАРИАНТОВ РАСПОЛОЖЕНИЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕССОР НА СТАТИЧЕСКУЮ И ДИНАМИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Проведен анализ вариантов расположения гидропневматических рессор (ГПР) на динамическую и статическую устойчивость. Сделаны выводы о целесообразности и необходимости включения тех или иных компонентов в состав автомобиля.

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, математическая модель, FRUND.*

Для безопасного движения автомобилей высокой грузоподъемности с колесной формулой 8 × 8 по дорогам общего пользования с высокими скоростями необходимо ввести в конструкцию системы подрессоривания дополнительные корректирующие элементы. В данной статье рассматривается влияние вариантов расположения дополнительных гидропневматических рессор на динамическую и статическую устойчивость. С этой целью были проведены виртуальные эксперименты на математической модели грузового автомобиля.

1. Анализ влияния расстановки ГПР на углы крена автомобиля в динамике

Анализ влияния вариантов расположения и способов управления корректирующими гидропневматическими рессорами проводился на основании выполнения характерного маневра "переставка". Ранее было показано, что для автомобилей, оснащенных металлическими рессорами и имеющих гидропневматические рессоры в качестве элементов управления, целесообразно применение указанных элементов на втором управляемом и задних ведущих мостах. Также было установлено, что углы кренов автомобиля с гидропневматической подвеской уменьшаются только при управлении ГПР, в частности при их блокировании во время выполнения маневра. На рис. 1 и 2 представлены углы крена автомобиля при различных параметрах ГПР и рамы автомобиля.

Как следует из этих рисунков, увеличение крутильной жесткости рамы в 2,5 раза уменьшает максимальный угол крена груза с 14 до 11 град. (см. рис. 1), при этом крен кабины увеличивается на 1 град. (см. рис. 2).

Сравнение движения с блокировкой всех ГПР и только задних мостов показывает, что на крен груза блокировка переднего управляемого моста практически не влияет — угол крена увеличивается на несколько процентов. Блокировка только задних ведущих мостов значительно увеличивает крен кабины (см. рис. 2), максимальный угол крена кабины увеличивается с 2 град при блокировке всех ГПР до 5 град при блокировке только задних четырех ГПР. По сравнению с неуправляемой подвеской макси-

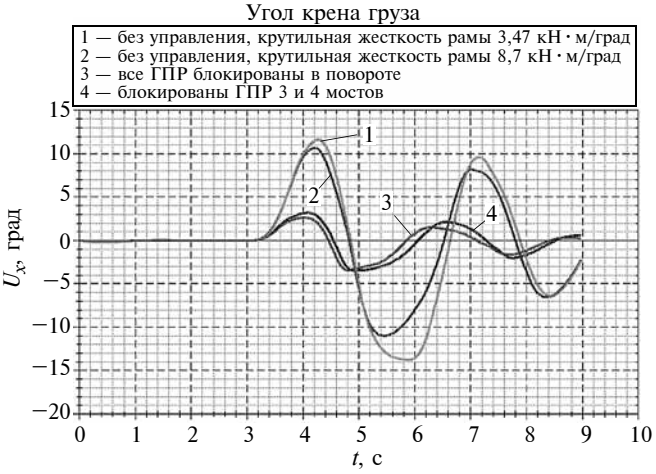


Рис. 1. Углы крена груза в "переставке", 45 км/ч

Рис. 2. Углы крена кабины в "переставке", 45 км/ч

Рис. 3. Углы закрутки рамы в "переставке", 45 км/ч

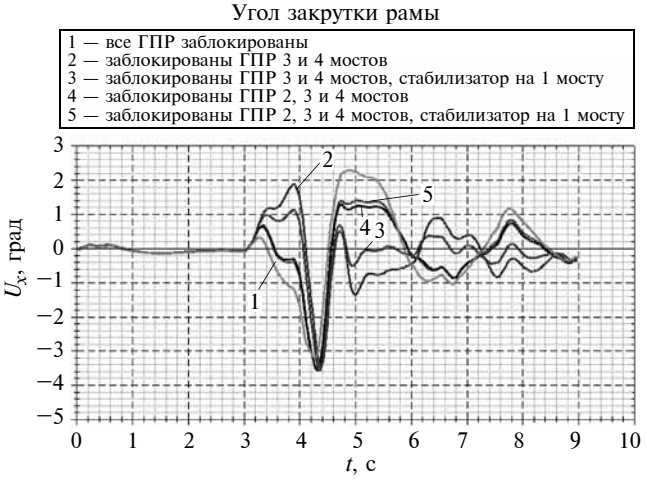


Рис. 4. Углы закрутки рамы в "переставке" при различных параметрах подвески, 45 км/ч

Рис. 5. Углы крена в передней части рамы в "переставке" при различных параметрах подвески, 45 км/ч

мальный угол крена кабины на 5 град. меньше угола крена, при отсутствии управления — 8 град.

При блокировании ГПР только подвесок задних задние шины не отрываются, но реакции падают почти до нулевых значений.

Влияние конструктивных параметров на закрутку рамы показано на рис. 3. Увеличение жесткости рамы в 2,5 раза уменьшает ее максимальный угол закрутки с 8 до 4 град. — для случая неуправляемой подвески. При блокировании всех ГПР максимальный угол закрутки уменьшается с 8 до 3 град. При блокировании ГПР только задних мостов максимальный угол закрутки увеличивается незначительно, а его среднее значение даже уменьшается (см. рис. 3).

На рис. 4 показано влияние различных схем подвески на углы закрутки рамы. При блокировке только двух или трех ГПР максимальный угол закрутки рамы, по сравнению с блокировкой всех ГПР, увеличивается незначительно — максимально на 0,4 град. (12 %). Средние значения угла закрутки рамы при блокировке двух задних ГПР меньше, чем при блокировке ГПР на трех или четырех мостах.

Установка стабилизатора на передней подвеске жесткостью 64 кН · м/рад (диаметр 54 мм) практически не изменяет максимальный угол закрутки рамы. Однако для варианта блокировки двух задних ГПР средние значения углов закрутки снижаются значительно — в несколько раз.

Установка стабилизатора на переднем мосту влияет на крен в передней части рамы только при блокировке задних подвесок (см. рис. 5).

При наличии значительного демпфирования в ГПР крен автомобиля в переставке уменьшается.

Разрабатываемая конструкция ГПР позволяет осуществлять регулировку жесткостных параметров за счет зарядного давления в широком диапазоне, поэтому оптимальные параметры подвески могут быть получены без изменения конструктивных параметров ГПР.

Анализ эффективности управляемой подвески с точки зрения устойчивости

Как показано в предыдущих подразделах, существенного повышения динамической устойчивости можно добиться только при управлении подвеской. Выше была рассмотрена эффективность блокирования подвески в маневре переставка. Установлено, что при этом значительно уменьшается угол крена и предотвращается отрыв колес, однако запас по реакции колес задней подвески составляет только 10 % статической нагрузки, что может приводить к потере устойчивости при незначительном возмущении. Поэтому целесообразно рассмотреть варианты управления подвеской, увеличивающие реакцию в шинах внутреннего борта поворота. Такие законы управления должны создавать противокрен автомобиля в сторону, противоположную крену от центробежных сил.

Рассмотрим на примере маневра "переставка", теоретические характеристики управляемой подвески.

Противокрен можно создавать подъемом ГПР внешнего борта и опусканием ГПР внутреннего борта. Такие операции можно выполнять раздельно или одновременно для обоих бортов.

На рис. 6 показаны крены автомобиля в переставке для различных случаев управления. В двух вариантах противокрен создается изменением клиренса на 50 мм по каждому борту, при этом в одном случае ГПР не заблокированы, во втором заблокированы. Как видно из рис. 6, изменение клиренса на незаблокированных ГПР незначительно влияет на углы крена, поскольку половина статической нагрузки на ось воспринимается рессорой. Противокрен в 5 град. создается при изменении клиренса на заблокированных рессорах.

Как видно из рис. 7, противокрен с заблокированной рессорой создает достаточный запас по вертикальной реакции в шине в маневре переставка.

Максимальные силы в ГПР при создании противокрена незначительно зависят от величины угла противокрена и составляют 11 т (рис. 8 и 9). При

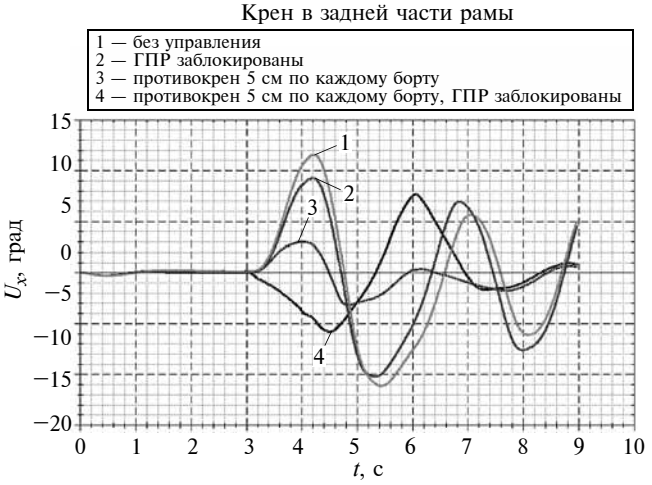


Рис. 6. Углы крена в "переставке" при различных законах управления

Рис. 7. Реакции в правой шине заднего моста при различных законах управления

проектировании ГПР максимальную силу, которую может развивать привод противокрена (при которой происходит смещение штока ГПР), можно принимать равной 11 т.

На рис. 10 показаны графики угловых скоростей поворота автомобиля при различных величинах противокрена для случая прямолинейного движения автомобиля с постоянной скоростью. Как следует из этого рисунка, противокрен приводит к значительному искажению траектории движения автомобиля. При этом вследствие несимметричности кинематической схемы рулевого привода угловые скорости поворота при противокренах на разные борта различаются в 1,5—2 раза. На рис. 10 положительной скорости поворота соответствует противо-

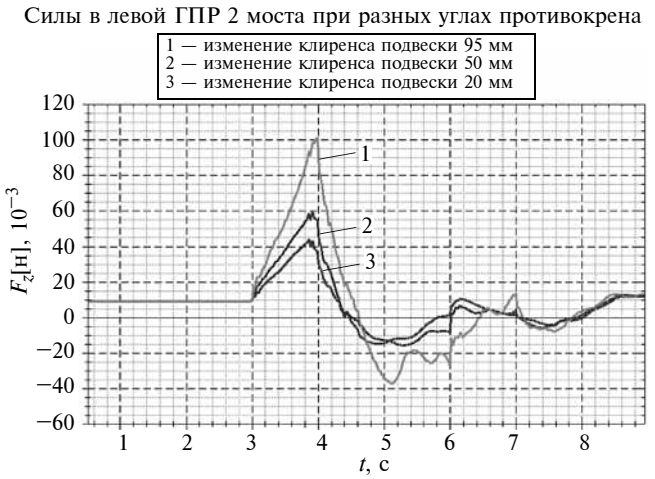


Рис. 8 Силы в левой ГПР второго моста при разных углах противокрена, "переставка"

Рис. 9. Силы в левой ГПР четвертого моста при разных углах противокрена, "переставка"

Рис. 10. Угловая скорость поворота при создании противокренов в разные стороны, 45 км/ч, руль прямо

крен на правый борт, отрицательной — на левый борт. Такая зависимость направлений поворота и углов крена свидетельствует об избыточной управляемости автомобиля.

В связи с установленной значительной зависимостью угловой скорости поворота от крена автомобиля целесообразно ограничивать противокрен в повороте величинами, соответствующими ходу подвески по каждому борту 20—30 мм.

Анализ влияния расстановки ГПР на углы крена автомобиля в статике

Влияние ГПР на статическую устойчивость анализировалось при моделировании статического опрокидывания. Рассматривались варианты блокирования различного количества ГПР, а также создания противокрена на заблокированных ГПР. На рис. 11 и 12 показаны углы крена груза для различных вариантов подвески.

При блокировании подвески без противокрена вариант блокирования всех мостов не отличается от варианта блокирования второго, третьего и четвертого мостов. Блокировка последних двух мостов без противокрена уменьшает на 40 % эффект увеличения статической устойчивости (см. рис. 6).

При создании противокрена изменением хода подвески по 10 см с каждой стороны эффект по критическому углу переворота составляет 40 %, в то время как при блокировании ГПР без противокрена он составляет 20 % (рис. 12). При создании противокрена только с помощью ГПР заднего моста эффект по опрокидыванию резко уменьшается и составляет 25—27 %. При создании противокрена ГПР второго,

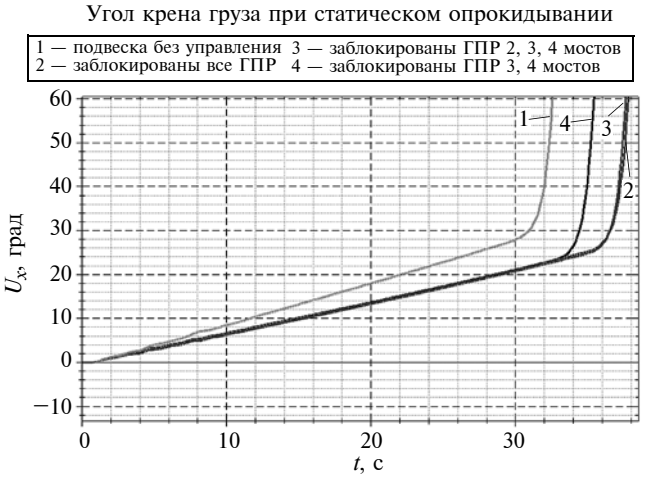


Рис. 11. Углы крена груза при различных подвесках, статическое опрокидывание

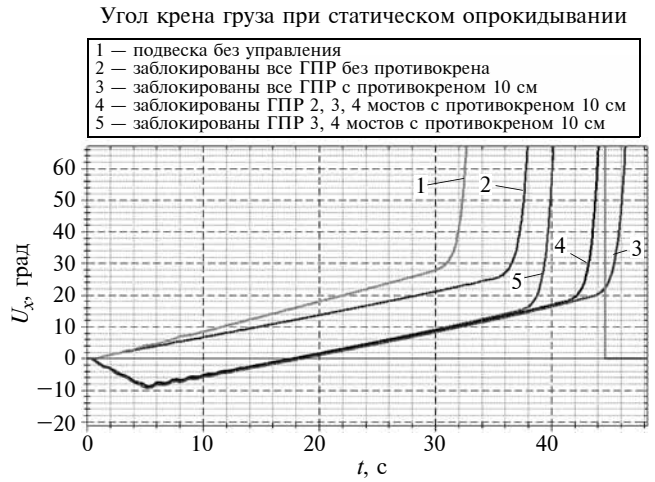


Рис. 12. Углы крена груза при различных подвесках, статическое опрокидывание

третьего и четвертого мостов эффект по опрокидыванию уменьшается незначительно — до 33—35 %. Таким образом, с точки зрения статической устойчивости оптимальным можно считать установку ГПР на второй, третий и четвертый мосты.

Заключение

1. При управлении только ГПР задней подвески максимальный крен груза возрастает незначительно — на несколько процентов, по сравнению с вариантом управления всеми ГПР.

2. Максимальные углы закрутки рамы почти не зависят от числа управляемых ГПР, средние углы закрутки минимальны при блокировании ГПР только задней подвески.

3. Стабилизатор поперечной устойчивости на первом мосту значительно уменьшает крен передней части автомобиля только при блокировании ГПР 3 и 4 мостов. При блокировке 2, 3, 4 мостов стабилизатор на крен не влияет.

4. Стабилизатор поперечной устойчивости на первом мосту не влияет на максимальные углы закручивания рамы, средние углы закручивания рамы уменьшаются в несколько раз в варианте управления ГПР только заднего моста. При блокировке большего числа ГПР влияние стабилизатора несущественно.

5. С точки зрения динамической устойчивости рациональной является установка управляемых ГПР на двух последних мостах.

6. Для статической устойчивости рациональной является установка управляемых ГПР на трех мостах — 2, 3 и 4.

"Вежливые КАМАЗы"

280 белых "КАМАЗов" с российской гуманитарной помощью для юго-востока Украины получили в народе название "вежливые КАМАЗы".

На протяжении всего пути ОАО "КАМАЗ" через свои автоцентры оказывало сервисную поддержку автотехнике, задействованной в доставке гуманитарной помощи. В городах по маршруту следования колонны, где есть автоцентры "КАМАЗа" — Тула, Воронеж, Каменск-Шахтинский — грузовикам было предоставлено необходимое сервисное сопровождение.

Когда колонна находилась на российско-украинской границе, там работали выездные бригады камазовских автоцентров, которые оказывали необходимую техническую поддержку. По заявлениям специалистов, за все время следования колонны не возникло никаких серьезных поломок. Тем не менее, сервисные бригады сопровождали "вежливые КАМАЗы" вплоть до окончания гуманитарной миссии и возвращения всей техники в исходный пункт отправления.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 05.22.10

Е. А. Дубовик, аспирант, Ростовский государственный строительный университет, г. Ростов-на-Дону
E-mail: Dubovik1982@list.ru

РАСЧЕТ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ СЕРВИСА ПО ОБЪЕМУ ОКАЗЫВАЕМЫХ УСЛУГ НАСЕЛЕНИЮ

В работе на основе опробованной методики принятия решений проведен расчет определения конкурентоспособного предприятия сервиса на примере пяти искомых предприятий сервиса по объему оказываемых услуг населению. В конце работы приведены статистические данные об успешном функционировании предприятия автосерсиса.

Ключевые слова: *предприятие сервиса, конкурентоспособность, показатель, объем продаж.*

В настоящее время спрос на услуги сервиса непрерывно растет. На российском рынке доля независимых СТОА сейчас составляет абсолютное большинство, так как наши заводы-изготовители автомобилей все еще не заботятся о создании современных собственных сервисных сетей. Такое положение сохранится долгое время и будет меняться только с появлением новейших отечественных моделей машин, ТО и ТР которым "владельцы-самоучки" не смогут самостоятельно выполнять в полном объеме.

Автовладельцы отдают машины на ТО и ТР после гарантийного периода не только дилерам, но и обращаются в СТОА. Эта мотивация аргументирована и почти всегда убедительна. Многие автовладельцы выбирают СТОА вследствие более удобного месторасположения. Идеально расположенная СТОА характеризуется: либо близким нахождением от их дома, либо от работы. Главное, чтобы общественным транспортом можно было легко добраться от СТОА домой и обратно. Еще немаловажный критерий — это большая цена на ТО и ТР в дилерском центре, когда за более умеренную плату можно осуществить ТО и ТР на СТОА. Автовладельцы — это разные люди, но все имеют общую черту — чувствительность к тому, как к ним относятся в сервисе. Каждый ожидает индивидуального подхода, надеется на высокие качество и культуру обслуживания объекта (автомобиля) и отношения к клиенту. По этому критерию выигрывают фирменные дилерские центры, которые предоставляют удобное место ожидания клиента, автотранспорт в аренду, ряд маркетинговых элементов, высококачественный сервис, но за высокую плату. Отличительной чертой СТОА является открытый контроль автовладельцем за выполнением технологических операций и его органолептическим контролем, а также то, что автовладельцы могут беседовать с исполнителем операций. В дилерском центре с большим объемом заказов автовладельцам не разрешают осуществлять органолептический контроль на постах ТО и ТР. Это связано с засекречиванием стратегической информации фирменных дилерских центров [3].

При определении показателя конкурентоспособности ПАС (предприятия сервиса) — объем и номенклатура оказываемых услуг по объему — воспользуемся "Методикой оценки конкурентоспособности предприятий сервиса". В основу методики проведения конкурсной оценки предприятия сервиса положен комплексный метод оценки уровня качества продукции (услуг), основанный на использовании средневзвешенного показателя.

В данном случае определяют итоговое фактическое значение обобщенного комплексного показателя по каждому предприятию сервиса. Далее, сравнивая это значение с нормативом, принимают

Таблица 1

Показатель конкурентоспособности	Комплексный показатель	Коэффициент весомости	Обозначение единичного показателя	Объем производственных услуг (единичный показатель)
Объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)	$П_{k1}$	$K_{П1} = 0,14$	$K_{1\text{-}1B}$	$K_{B1\text{-}1} = 29$

Таблица 2

Вид услуг (работ) ПАС	ПАС и *V*, руб.					Общий объем продаж (реализация) услуг, руб.
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	
Диагностика двигателя	—	—	2980	3500	3900	10 380
ТО-1, ТО-2 (полнообъемное)	—	—	3800	3750	4500	12 050
Смазочные (двигатель, трансмиссия, ходовая)	—	—	2500	2750	2300	7550
Ремонт и регулировка тормозов	—	—	1500	1400	1430	4330
Электротехнические	—	—	870	880	1000	2750
Ремонт приборов системы питания	—	—	3000	2670	4500	10 170
Шиномонтажные	200	230	250	220	190	1090
ТР узлов, систем и агрегатов	—	—	—	5000	6500	11 500
Кузовные и арматурные	—	—	—	37000	42 000	79 000
Окрасочные и антикоррозионные	—	—	—	24500	27 000	51 500
Слесарно-механические (за 1 ч)	—	—	—	620	590	1210
УМР	—	—	500	490	490	1480
ТР ходовой части	—	—	4800	6200	6000	17 000
Итого по работам:	200	230	20 200	88 980	100 400	131 010

решение и присваивают категорию предприятию сервиса или выдают специальный сертификат (с указанием суммы набранных баллов) для участия в конкурсе.

К основным задачам конкурсной оценки, помимо выдачи соответствующих сертификатов, относят:

1. определение направлений работы по устранению недостатков в работе предприятий автосервиса;

2. повышение качества услуг, предоставляемых предприятиями автосервиса.

Комплексный и единичный показатель $П_{ki}$ ПАС приведен в табл. 1.

В табл. 2 сведены данные по виду оказываемых услуг (работ) искомых пяти ПАС, обслуживающих население 30 500 человек (численность населения может быть гораздо больше или меньше в зависимости от вида населенного пункта). Цены оказываемых услуг (работ) приняты приближенно (они могут быть больше или меньше).

Объем продаж сервисных услуг характеризует уровень потребления услуг населением, который является одним из показателей качества жизни населения.

Объем продаж (реализация) сервисных услуг ПАС населению $V_{ОПУ}$ (руб.) определяется по формуле [1]:

$$V_{ОНУ i} = \frac{V_i}{Ч_н}, \qquad (1)$$

где V_i — объем продаж сервисных услуг ПАС населению, руб.; $Ч_н = 30\,500$ — численность населения, чел.

Так как не все жители имеют автотранспорт, то для корректировки используем коэффициент, учитывающий автовладельцев, пользующихся услугами ПАС, и примем $k = 0,75$ [4].

k — коэффициент, учитывающий число владельцев автомобилей, пользующихся услугами сервиса (обычно $k = 0,75 \div 0,9$) [2].

При выборе значений k необходимо учитывать:

— насыщенность населения автомобилями;

— месторасположение других предприятий сервиса;

— дорожные и климатические условия района;

— продолжительность сезона эксплуатации и др. факторы.

$$Ч_н = Чk, \quad (2)$$

где Ч — число жителей поселка, чел. (число жителей принято приближенно, бывает гораздо больше); k — коэффициент, учитывающий число владельцев автомобилей, пользующихся услугами сервиса.

$$Ч_н = 30\,500 \cdot 0{,}75 = 22\,875 \text{ чел.}$$

Объем продаж V_A, руб. сервисных услуг населению ПАС (столбец А, см. табл. 2) определяется по формуле:

$$V_A = \frac{200}{22\,875} = 0{,}0087 \text{ руб.}$$

Объем продаж V_B, руб. сервисных услуг населению ПАС (столбец B) определяется по формуле:

$$V_B = \frac{230}{22\,875} = 0{,}01005 \text{ руб.}$$

Объем продаж V_C, руб. сервисных услуг населению ПАС (столбец C) определяется по формуле:

$$V_C = \frac{20\,200}{22\,875} = 0{,}88386 \text{ руб.}$$

Объем продаж V_D, руб. сервисных услуг населению ПАС (столбец D) определяется по формуле:

$$V_D = \frac{88\,980}{22\,875} = 3{,}88 \text{ руб.}$$

Объем продаж V_E, руб сервисных услуг населению ПАС (столбец E) определяется по формуле:

$$V_E = \frac{100\,400}{22\,875} = 4{,}3890 \text{ руб.}$$

Определим по единичному показателю объем оказываемых услуг предприятиями сервиса.

Единичный показатель продаж сервисных услуг населению ПАС определяется по формуле:

$$K_{1\text{-}1i} = K_{1\text{-}1B} V_i, \quad (3)$$

где $K_{1\text{-}1B}$ — единичный показатель объема производственных услуг (объем реализации) населению; V_i — объем продаж сервисных услуг ПАС населению, руб.

$$K_{1\text{-}11} = 29 \cdot 0{,}0087 = 0{,}2523 \text{ руб.};$$

$$K_{1\text{-}12} = 29 \cdot 0{,}01005 = 0{,}29145 \text{ руб.};$$

$$K_{1\text{-}13} = 29 \cdot 0{,}88 = 25{,}52 \text{ руб.};$$

$$K_{1\text{-}14} = 29 \cdot 3{,}88 = 112{,}52 \text{ руб.};$$

$$K_{1\text{-}15} = 29 \cdot 4{,}389 = 127{,}281 \text{ руб.}$$

Комплексный показатель $П_{k1i}$ объем и номенклатура оказываемых услуг (работ) ПАС определяются по формуле:

$$П_{k1i} = K_{1\text{-}1i} K_{П1}, \quad (4)$$

где $K_{1\text{-}1i}$ — объем продаж оказываемых услуг (работ) ПАС населению, руб.; $K_{П1}$ — коэффициент весомости, характеризующий показатель конкурентоспособности ПАС (объем и номенклатура оказываемых услуг).

$$П_{К11} = 0{,}2523 \cdot 0{,}14 = 0{,}035;$$

$$П_{К12} = 0{,}29145 \cdot 0{,}14 = 0{,}0408;$$

$$П_{К13} = 25{,}52 \cdot 0{,}14 = 3{,}5728;$$

$$П_{К14} = 112{,}52 \cdot 0{,}14 = 15{,}75;$$

$$П_{К15} = 125{,}281 \cdot 0{,}14 = 17{,}8193.$$

Определим коэффициент соотношения цен на сервисные услуги по сравнению с конкурентами $K_ц$, %. Рассмотрим два предприятия C и D. Коэффициент соотношения цен на сервисные услуги определяется по формуле [1].

$$K_ц = \frac{K_{ц.у}}{K_{ц.у.к}}, \quad (5)$$

где $K_{ц.у}$ — цена на оказание сервисных услуг собственного ПАС (предприятие C); $K_{ц.у.к}$ — цена на оказание сервисных услуг конкурирующей ПАС (предприятие D).

$$K_ц = \frac{20\,200}{88\,980} = 0{,}2278.$$

Как видно из табл. 3, показатель прибыли от всех продаж труда составляет 10—20 %, т. е. 0,1—0,2. В нашем случае коэффициент соотношения цен на сервисные услуги предприятия C относительно предприятия D варьирует в диапазоне 0,2278. Это говорит о том, что предприятие C является конкурентоспособным.

Полученные по результатам вычислений значения показателя конкурентоспособности ранжируют (используем метод априорного ранжирования) сравниваемые конкурентоспособные ПАС следующим образом (табл. 4).

Таблица 3

Оплаченные трудозатраты от всех трудозатрат	60—65 %
Валовой доход от оплаченных трудозатрат	70—75 %
Трудозатраты на гарантийный ремонт от всех трудозатрат	25—30 %
Трудозатраты на заказы других служб (внутренние нужды) от всех трудозатрат	5—10 %
Валовой доход от трудозатрат на внутренние нужды	70—75 %
Прямые затраты на персонал от продажи труда	25—30 %
Прибыль от всех продаж труда	10—20 %
Рабочих часов на один оплаченный заказ (в среднем)	2,0—2,5 %
Норматив продуктивных часов механиков в день	8—9,6 %
Машин к ремонту одним механиком в день	4,0—4,8%
Всего заездов на ремонт в год для каждого эксплуатируемого автомобиля	2,0—2,3 %
Процент продаж труда, обеспеченный механиками	25—35 %
Количество оплаченных строк (видов работ) в заказе на ремонт (в среднем)	2,5—3,0 %
Доля оплаченных заказов только на один вид работ	0—35 %
Доля заказов по предварительной записи	15—35 %
Количество постов на одного механика	0,8—1,0 %
Общая продуктивность цеха (средняя)	100—120 %
Ежедневное переходящее количество машин от записанных	0—5 %
Среднегодовой процент текучести кадров	10—12 %
Степень удовлетворения клиентов	75—100 %
Себестоимость трудозатрат к продажам труда	25—30

Таблица 4

№ п/п	Наименование ПАС	Значение показателя	Место в рейтинге
1	*A*	0,0035	5
2	*B*	0,0408	4
3	*C*	3,5728	3
4	*D*	15,75	2
5	*E*	17,81	1

Вывод

Таким образом, предпочтительным является ПАС *E*, а непредпочтительным является ПАС *A*: его показатель наименьший в рейтинге по показателям объема и номенклатуры оказываемых услуг населению.

Поскольку существующие методики оценки деятельности ПАС дают какой-то разброс по оцениваемым параметрам, то интерес для практической деятельности и оценки эффективности работы ПАС зависят от статистических данных об успешности их деятельности. Анализ отечественной литературы [1] позволил определить успешность функционирования ПАС в пределах, представленных в табл. 3.

То есть, в случае попадания оцениваемых параметров ПАС в приведенный диапазон деятельность их можно считать успешной и рентабельной. В случае несовпадения параметров деятельности ПАС с приведенными диапазонами, оценка эффективности функционирования предприятий автосервиса подлежит строгому анализу и корректировке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Автосервис:** станции технического обслуживания автомобилей: Учебник / Грибут И. Э., Артюшенко В. М., Мазаева Н. П. и др. / Под ред. В. С. Шуплякова, Ю. П. Свириденко. — Альфа — М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. — 480 с.: с илл. — (Сервис и туризм).
2. **Напольский Г. М.** Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. М.: Транспорт, 1993. — 272 с.
3. **Волгин В. В.** Автосервис. Маркетинг и анализ. М.: 2004. — 435 с.

УДК 621.436.038

Т. Т. Йанхунен, генеральный директор фирмы Aumet Oy, Финляндия,
В. С. Акимов, аспирант, **А. С. Кулешов**, д-р техн. наук, профессор,
В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ДВИГАТЕЛЬ ТИПА Z-ENGINE С HCCI-ПРОЦЕССОМ

Показано, что на современном этапе развития двигателестроения важнейшими показателями двигателей внутреннего сгорания являются показатели токсичности их отработавших газов. Представлен новый принцип работы двигателя — Z-engine. Приведены характеристики газообмена двигателя Z-engine и его индикаторная диаграмма.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, HCCI двигатель, дизельное топливо; процесс топливоподачи, характеристики токсичности отработавших газов.*

Современный этап развития двигателестроения характеризуется непрерывным ужесточением требований к токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Это вызвано увеличением общего количества автомобилей, автобусов и других машин с ДВС и, как следствие, заметным ухудшением экологической обстановки в крупных городах. При этом двигатели внутреннего сгорания играют значительную роль в загрязнении атмосферы. В крупных городах они являются одним из главных источников токсичных веществ, выбрасываемых в окружающую среду. Доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет в США — 60,6 %, в Англии — 33,5 %, во Франции — 32 %, в России — 43 % (в частности в г. Москве — 85 %) [1]. Поэтому, наряду с улучшением экономических показателей ДВС, проблема снижения токсичности их ОГ становится первоочередной.

Для повышения экологических показателей ДВС необходимо внедрение в отечественное двигателестроение различных методов снижения токсичности ОГ. Причем, кардинальное улучшение указанных показателей может быть достигнуто либо путем применения целого комплекса мероприятий (совершенствование рабочих процессов, использование альтернативных топлив, установка в выпускной системе нейтрализаторов ОГ и сажевых фильтров), либо путем разработки принципиально новых типов двигателей [2—4].

В настоящее время бóльшая часть мирового автомобильного транспорта оснащена ДВС, работающими по четырехтактному циклу. Двухтактные же двигатели продолжают применяться, в основном, для мотоциклов, лодок и судов, а также в стационарной энергетике. Причиной ограниченного применения этих двигателей являются следующие основные недостатки: низкое качество газообмена, выброс свежего заряда в выпускной трубопровод, попадание масла в цилиндр и его угар. Это приводит к увеличению расхода топлива, высокой шумности работы двигателя, ухудшению показателей токсичности и дымности ОГ. Но двухтактные ДВС обладают и рядом преимуществ, среди которых можно выделить относительную компактность и меньшую удельную массу. Они имеют потенциально более высокие удельную мощность и КПД благодаря тому, что полезная работа совершается при каждом обороте коленчатого вала. Судовые малооборотные двухтактные дизельные двигатели обладают наиболее высокими значениями эффективного КПД. Ряд преимуществ, включая перечисленные, раскрыты не полностью и имеют перспективы к совершенствованию.

Наиболее распространенные схемы газообмена двухтактных двигателей представлены на рис. 1. Петлевая схема используется в малоразмерных двигателях (рис. 1, *а*). Прямоточная клапанно-щелевая схема применяется в двигателях с большими диа-

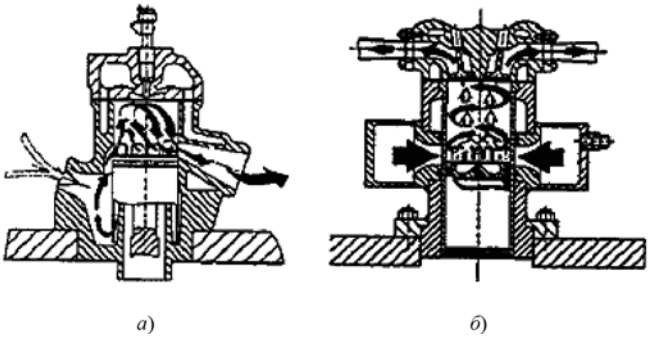


Рис. 1. Петлевая (*а*) и прямоточная клапанно-щелевая (*б*) схемы газообмена

метрами цилиндра и обеспечивает наилучшее качество газообмена и эффективный КПД. Но наличие впускных и выпускных окон не усложняет организацию управления фазами газораспределения (ФГ) в зависимости от режимов работы.

Новый принцип работы двигателя, названный *Z-engine*, предложен компанией *AumetOy* (Финляндия) [1, 2] и запатентован в пяти странах мира: Австралии, Российской Федерации, Индии, США и Корее. Этот принцип сочетает в себе основные преимущества двухтактной и четырехтактной схем ДВС. Как и в двухтактном двигателе, полезная работа совершается при каждом обороте коленчатого вала. При этом двигатель имеет впускные и выпускные клапаны, а выпуск происходит почти так же, как и в обычном четырехтактном двигателе — посредством вытеснения рабочего заряда поршнем, а не при помощи продувки свежим воздухом, поступающим в цилиндр. Таким образом, не происходит потерь свежего заряда, который в традиционных двухтактных двигателях выбрасывается в выпускной трубопровод. Отсутствие окон и кривошипно-камерной продувки позволяет минимизировать попадание масла в цилиндр, по этой же причине не требуется установка дополнительных колец на поршень. Впуск воздуха происходит достаточно интенсивно благодаря принципиально новому механизму газораспределения и значительному сжатию воздуха перед впуском в цилиндр с помощью поршневого компрессора. Основной принцип работы двигателя представлен на рис. 2

В двигателе *Z-engine* сгорание и рабочий ход имеют почти такую же продолжительность, как и в обычных четырехтактных двигателях. Газообмен начинается с открытия выпускного клапана до нижней мертвой точки (НМТ), затем происходит выпуск газов, находившихся в цилиндре, далее часть ОГ вытесняется из цилиндра при движении поршня вверх. Продолжительность выпуска достаточна для качественной очистки цилиндра, но при этом насосные потери сравнительно невелики. Впускной клапан открывается незадолго до закрытия выпускного клапана (рис. 3), но не дольше чем на 22 град поворота коленчатого вала (ПКВ) на режиме максимальной мощности. Этого достаточно для впуска,

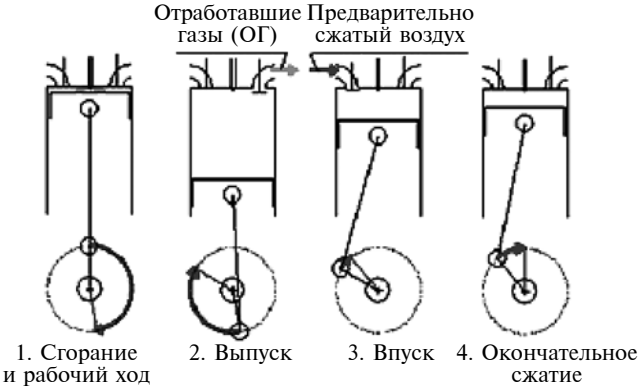


Рис. 2. Принцип работы двигателя *Z-engine*

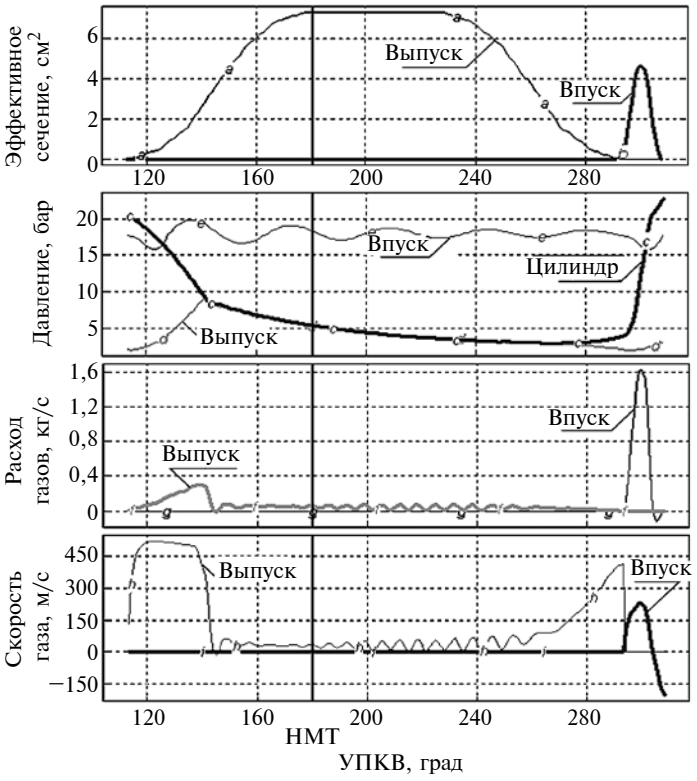


Рис. 3. Характеристики газообмена двигателя *Z-engine* по углу поворота коленчатого вала (УПКВ)

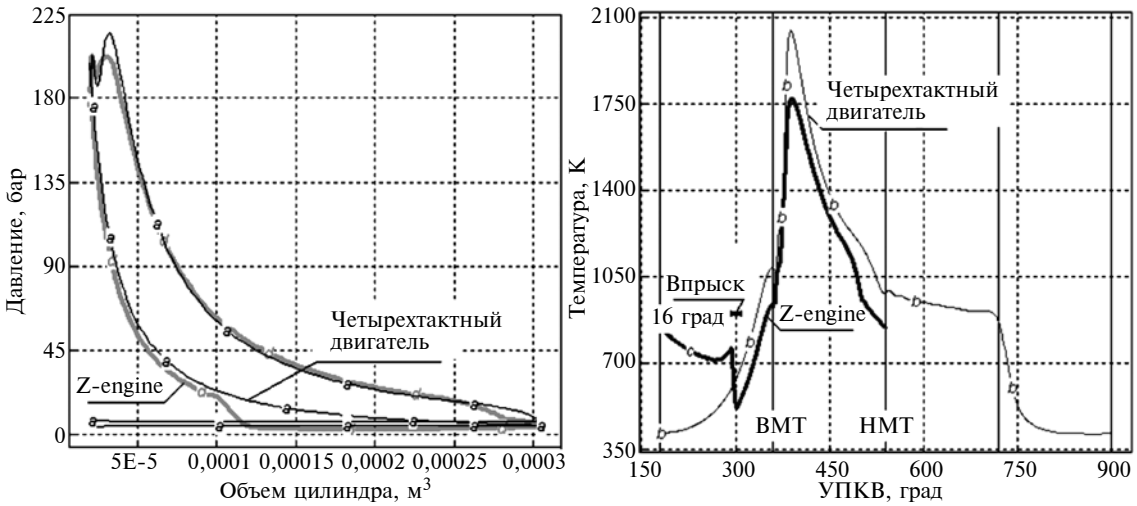


Рис. 4. Сравнение индикаторных диаграмм четырехтактного двигателя и двигателя *Z-engine*

так как впускной воздух предварительно сжимается в поршневом компрессоре.

Сжатие рабочего заряда в цилиндре двигателя занимает около 40 град ПКВ, в результате обеспечивается геометрическая степень сжатия $\varepsilon = 15{,}5$. Необходимо отметить, что такая схема газообмена ведет к тому, что значительная часть ОГ остается в цилиндре, т. е. реализуется "внутренняя" рециркуляция ОГ. Этот фактор может быть использован для организации гомогенного смесеобразования (рабочий цикл *Homogeneous Charge Compression Ignition* или HCCI) при отсутствии неконтролируемого преждевременного самовоспламенения топлива. Такая организация рабочего процесса обеспечивает значительное снижение максимальных температур сгорания и, следовательно, кардинальное уменьшение выбросов оксидов азота с ОГ. Высокое давление воздуха на впуске позволяет организовать интенсивное вихревое движения газов в цилиндре, что способствует улучшению качества смесеобразования, и, как следствие, снижению выброса сажи и других продуктов неполного сгорания топлива.

Указанная концепция газообмена двигателя *Z-engine* значительно видоизменяет привычную индикаторную диаграмму. На рис. 4 проведено сравнение индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя и двигателя *Z-engine* той же размерности. Это сравнение показывает, что индикаторная работа в цилиндре *Z-engine* превышает индикаторную работу в цилиндре четырехтактного двигателя. Это происходит потому, что часть работы сжатия производится вне цилиндра двигателя — в поршневом компрессоре.

Расчетные исследования [5—7] также показали, что двухцилиндровый двигатель *Z-engine* со схемой турбонаддува, изображенной на рис. 5, может производить такую же эффективную мощность, как и четырехцилиндровый четырехтактный двигатель с той же размерностью цилиндров. Таким образом, уменьшенные размеры и, в перспективе, меньшая себестоимость могут стать конкурентным преимуществом двигателя *Z-engine* на рынке транспортных двигателей.

Для организации описанной схемы газообмена необходим принципиально новый механизм газораспределения. Для обеспечения короткого интенсивного впуска воздуха этот механизм должен иметь быстродействующий привод впускных клапанов. При этом для управления количеством ОГ, остающихся в цилиндре, а также для управления геомет-

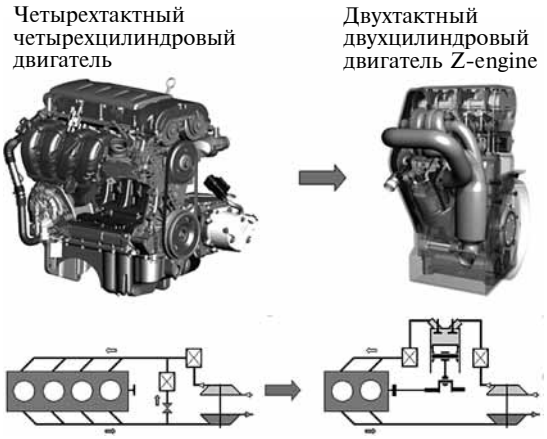


Рис. 5. Подход к снижению массогабаритных показателей при сохранении прежней эффективной мощности

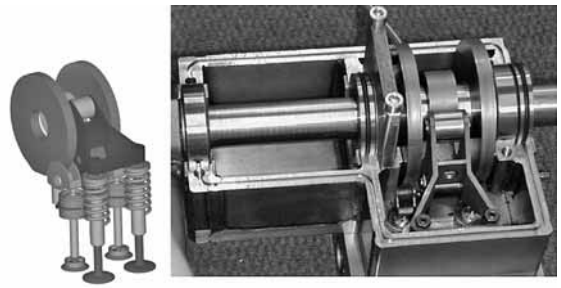


Рис. 6. 3D-модель и фотография прототипа клапанного механизма

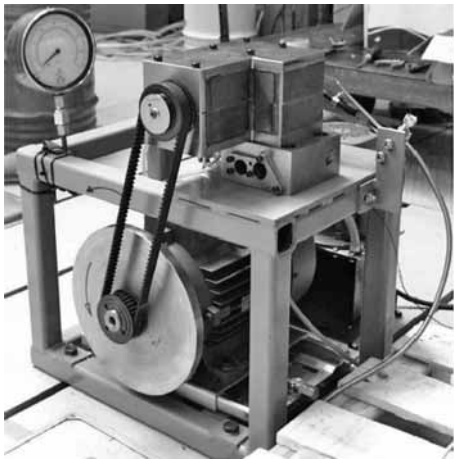


Рис. 7. Испытательный стенд клапанного механизма

Рис. 8. Акселерометр, установленный на впускной клапан

рической степенью сжатия, механизм должен изменять фазы газораспределения. Прототип такого механизма был разработан и изготовлен усилиями лаборатории ДВС Хельсинского технологического университета в 2003 г. [6]. На рис. 6 представлена 3D-модель и фотография этого прототипа. Прототип механизма газораспределения был испытан на экспериментальном стенде с приводом от электромотора (рис. 7.)

В ходе испытаний клапанного механизма измерялись ускорения клапанов с помощью акселерометра (рис. 8), а также снимались амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) этого механизма при различной частоте вращения кулачкового вала. Полученные на стенде результаты сравнивались с результатами, полученными при моделировании исследуемого механизма численными методами. На рис. 9 представлены зависимости ускорения впускного клапана от угла поворота кулачкового вала, полученные экспериментально и численно при частоте вращения $n = 2000$ мин$^{-1}$, а на рис. 10 показаны АЧХ, полученные при той же частоте вращения кулачкового вала.

Рис. 9. Ускорение впускного клапана в зависимости от угла поворота кулачкового вала при его частоте вращения n = 2000 мин$^{-1}$

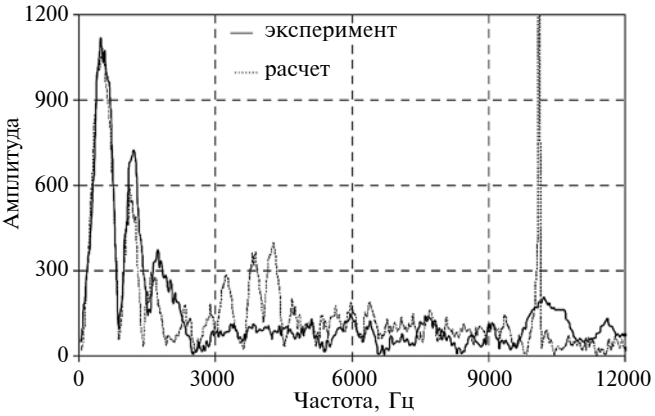


Рис. 10. АЧХ ускорения впускного клапана при частоте вращения кулачкового вала n = 2000 мин$^{-1}$

Первый прототип двигателя был сделан в 2003 г. на базе одноцилиндрового четырехтактного дизеля с воздушным охлаждением (рис. 11). Для преобразования стандартного цикла работы четырехтактного двигателя в цикл *Z-engine* на двигатель была ус-

тановлена новая головка цилиндра с описанным выше механизмом газораспределения.

В прототипе двигателя *Z-engine* был также заменен поршень, а система топливоподачи была модифицирована для подачи топлива в двухтактном цикле. Поршень был разработан специально для данного прототипа (рис. 12). Камера сгорания (КС) закреплена в днище поршня резьбовым соединением, а кромка КС выполнена из медного сплава. Для подачи необходимого количества воздуха был использован отдельно стоящий поршневой компрессор.

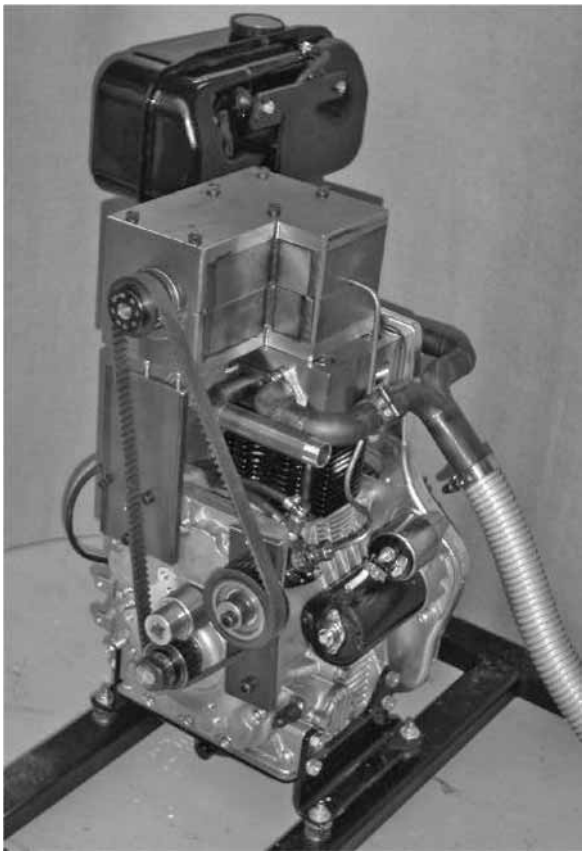


Рис. 11. Прототип двигателя *Z-engine*

Рис. 12. Поршень прототипа двигателя *Z-engine*

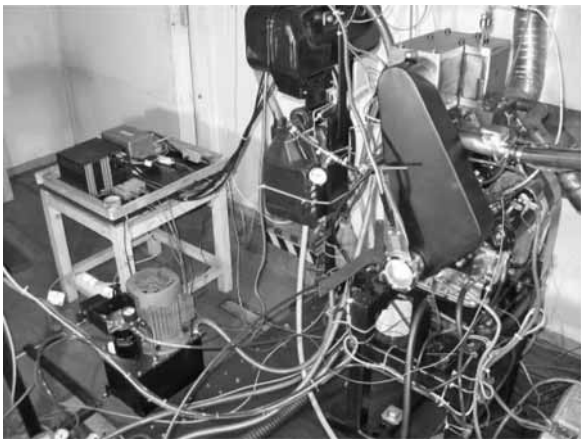


Рис. 13. Испытательный стенд двигателя *Z-engine*

В конце 2003 г. был осуществлен первый пуск двигателя, а в марте—апреле 2004 г. проведены полноценные испытания прототипа на базе Технического Исследовательского центра Финляндии (VTT). Эксперименты проводились на динамометрическом стенде (рис. 13).

При экспериментальных исследованиях двигателя *Z-engine* контролировались следующие параметры: температура и давление воздуха на впуске, расход воздуха на впуске, температура и состав ОГ, температура жидкости, охлаждающей головку цилиндра, расход топлива, момент сопротивления, частота вращения коленчатого вала двигателя, давление газов в цилиндре, давление впрыскивания топлива и угол поворота коленчатого вала. При помощи модуля быстрого сбора данных кривые давления газов в цилиндре и давления впрыскивания выводились на экран компьютера (рис. 14), остальные экспериментальные данные обрабатывались посредством систем, размещенных в динамометрической лаборатории.

При испытаниях двигателя *Z-engine* исследовались зависимости различных параметров от фаз газораспределения, времени начала и продолжительности впрыскивания, давления воздуха на впуске. В процессе испытаний проводились некоторые доработки, в частности, в системе подачи топлива, но

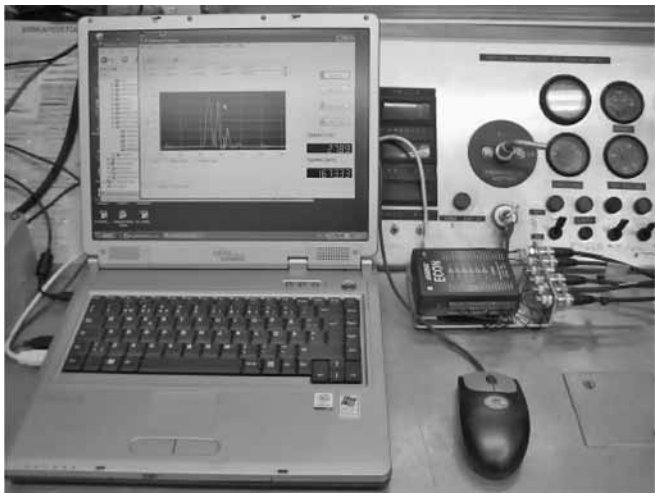


Рис. 14. Система обработки экспериментальных данных

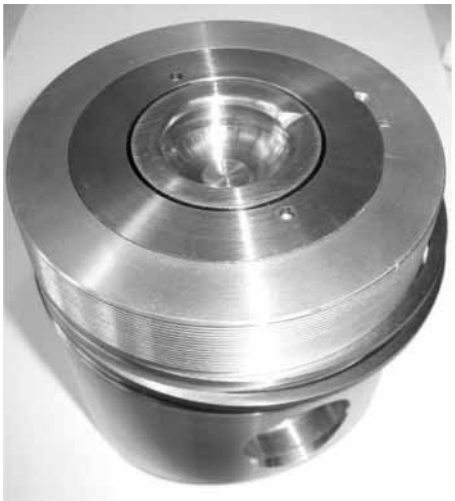


Рис. 15. Поршень с теплоизолированной КС

наибольшие изменения затронули конструкцию поршня. Если первый вариант конструкции поршня сделан из сплавов алюминия и меди, то во втором варианте камера сгорания является теплоизолированной и выполнена из жаропрочной стали (рис. 15). Наиболее удачной оказалась конструкция КС с рифленой поверхностью для увеличения площади испарения и увеличения интенсивности завихрения (рис. 16).

Повышенные давления воздушного заряда на впуске позволили использовать энергию свежего заряда для интенсификации смесеобразования. Созданию вихревого движения заряда с высокой интенсивностью способствовала также и форма КС.

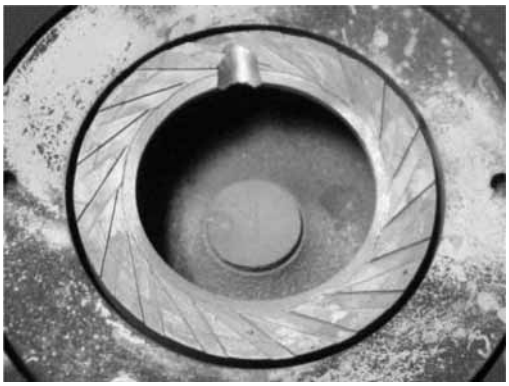


Рис. 16. Поршень с рифленой поверхностью КС

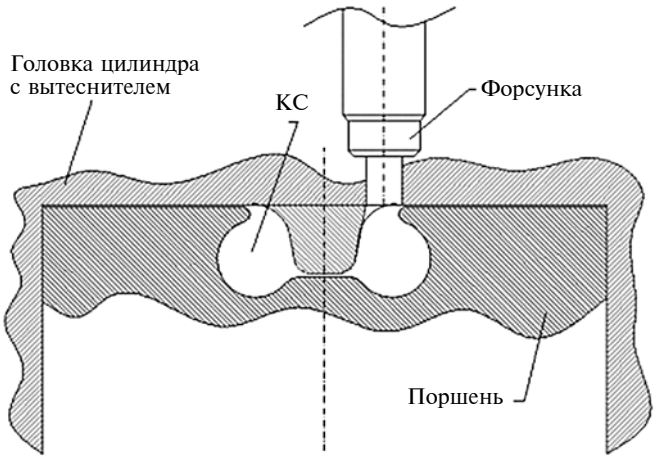


Рис. 17. Схема смесеобразования прототипа двигателя *Z-engine*

В прототипе была использована схема смесеобразования с вытеснителем в головке цилиндра, представленная на рис. 17. При этом были использованы различные способы направления потока воздуха в камеру сгорания рис. 18, 19.

Описанная схема смесеобразования в прототипе двигателя *Z-engine* является комбинацией вихрекамерной схемы процесса *"Perkinssquish-lip"* и М-процесса. В соответствии с результатами численных исследований [5—7] в исследуемом двигателе скорости движения потока воздуха достигают таких значений, что вихревое число становится больше 30, как и вихревых камерах сгорания дизельных двигателей (рис. 20). При помощи программного кода NSF были рассчитаны характеристики турбулентности в цилиндре исследуемого двигателя. На рис. 21. можно видеть, что после открытия впускных клапанов уровень турбулентной кинетической энергии

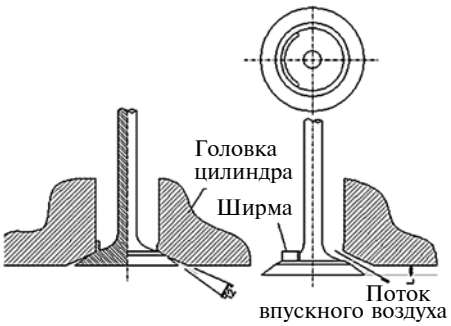


Рис. 18. Схема направления потока впускного воздуха при помощи клапана с ширмой

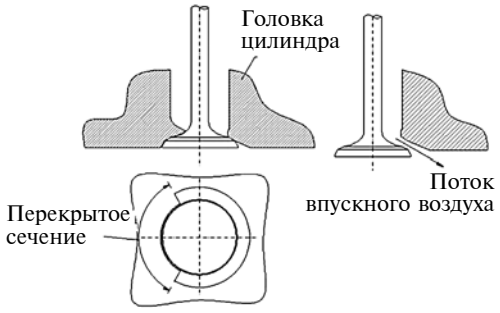


Рис. 19. Схема направления потока впускного воздуха при помощи перекрытия сечения буртом во впускном канале

заряда в цилиндре очень высок. Это способствует осуществлению хорошего качества смесеобразования: высокотурбулентный поток впускного воздуха разрушает струю заранее впрыснутого топлива и равномерно распределяет испаряющиеся капли по объему цилиндра. Высокий уровень турбулентности в цилиндре сохраняется в течение 15—20 град. ПКВ и в момент прихода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) не превышает уровня, характерного для четырехтактных дизельных аналогов. В результате не происходит дополнительных тепловых потерь при сгорании.

В 2006 г. на базе Технического Исследовательского центра Финляндии (VTT) были проведены очередные испытания двигателя типа *Z-engine* на частичном нагрузочном режиме. В табл. 1 представлены показатели двигателя, полученные при испытаниях.

На рис. 22 представлена индикаторная диаграмма исследуемого двигателя в координатах *p—v*, а на рис. 23 — характеристики давления в цилиндре и давления впрыскивания по углу поворота коленчатого вала. На рис. 24 показано изменение давления в цилиндре в процессе газообмена.

Основные преимущества двигателя типа *Z-engine* могут быть реализованы при организации сгорания гомогенной топливовоздушной смеси, т. е. организации HCCI-процесса. Уменьшение продолжительности сгорания при этом процессе приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива при одновременном уменьшении локальных температур в зоне сгорания. Эта особенность двигателя типа *Z-engine* обеспечивает радикальное снижение выбросов оксидов азота, а полное испарение капель и высокий коэффициент избытка воздуха — снижение выброса твердых частиц. Именно поэтому дальнейшие усилия по развитию двигателя были скон-

Рис. 20. Расходные диаграммы впускного канала

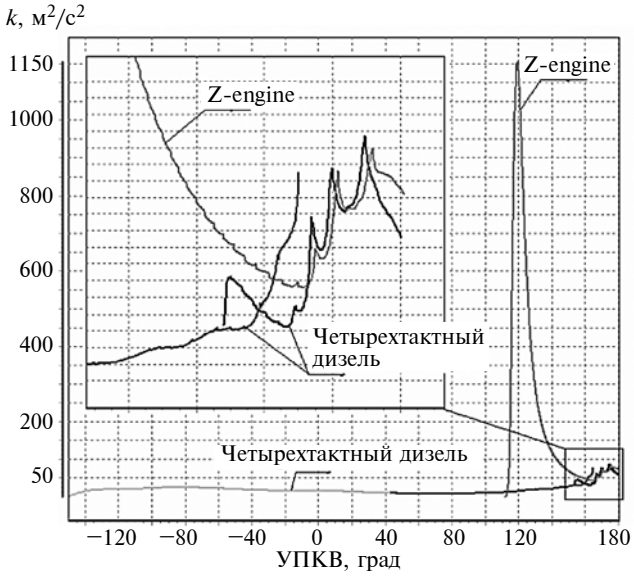


Рис. 21. Зависимость турбулентной кинетической энергии от угла поворота коленчатого вала

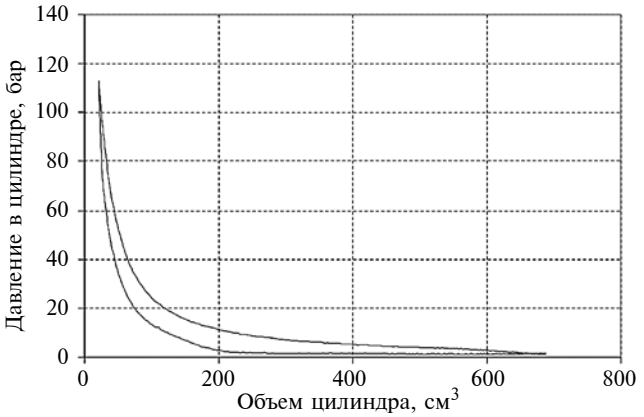


Рис. 22. Индикаторная диаграмма исследуемого двигателя

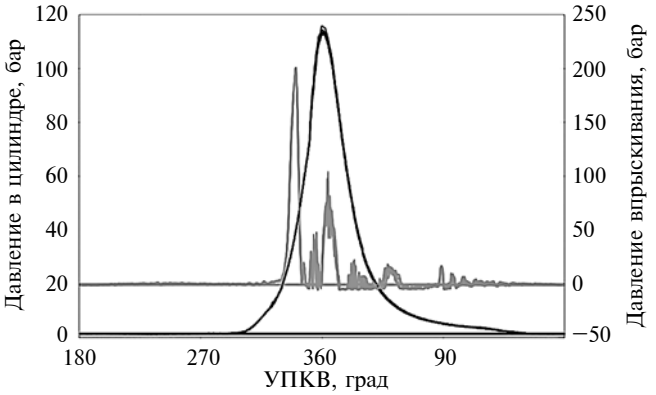


Рис. 23. Характеристики:

а — давление в цилиндре исследуемого двигателя; *б* — давление впрыскивания топлива

Таблица 1

Показатели двигателя типа *Z-engine*, полученные при испытаниях

Показатель	Значение
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1600
Эффективное давление, бар	4,1
Фазы газораспределения:	
Открытие выпускного клапана, град ПКВ до НМТ	60
Закрытие выпускного клапана, град ПКВ после НМТ;	120
Открытие впускного клапана, град ПКВ после НМТ;	120
Закрытие впускного клапана, град ПКВ после НМТ;	136
Цикловая подача топлива, мг	18,3
Давление после первой ступени наддува (турбокомпрессор), бар	1,5
Давление после второй ступени наддува (поршневой компрессор), бар	7,8
Коэффициент избытка воздуха	1,65
Эффективный КПД двигателя	0,35
Удельные выбросы оксидов азота с ОГ, г/(кВт · ч)	0,8

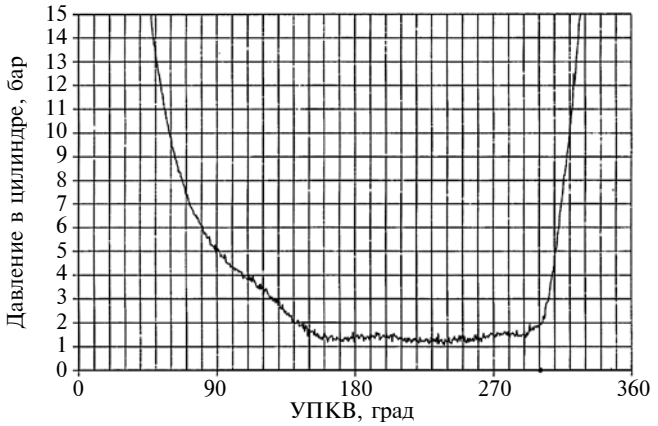


Рис. 24. Давление в цилиндре исследуемого двигателя в процессе газообмена

центрированы на реализации HCCI-процесса. В этом направлении было произведено моделирование, расчет и оптимизация рабочего процесса *Z-engine* в программных комплексах (ПК) Diesel-RK, GT-Power [7, 8].

Рассмотрим основные предпосылки к организации HCCI-процесса в двигателе *Z-engine* . На рис. 25 представлены кривые давления p_c и температуры T_c газов в цилиндре, полученные при моделировании в ПК Diesel-RK. Видно, что впрыскивание топлива происходит в среду с высокой температурой (около 800 К) и низким давлением (около 2,5 бар). Эти условия способствуют гораздо более интенсивному испарению капель топлива, чем в цилиндре обычного дизеля (кривая *а* на рис. 26).

Необходимо также отметить, что при такой организации рабочего процесса впрыскивание топлива происходит в среду с большой долей ОГ, поэтому предпламенные реакции значительно затормаживаются. Как было отмечено выше, впуск холодного свежего воздуха происходит очень интенсивно, что, с одной стороны, способствует интенсификации смесеобразования, приводит к повышенной турбулентности смеси в цилиндре, топливный факел разбивается потоком воздуха, а, с другой стороны, способствует понижению температуры в зоне сгорания (кривая *о* на рис. 26) и дополнительному замедлению предпламенных реакций. Были проведены расчеты периода задержки воспламенения при совме-

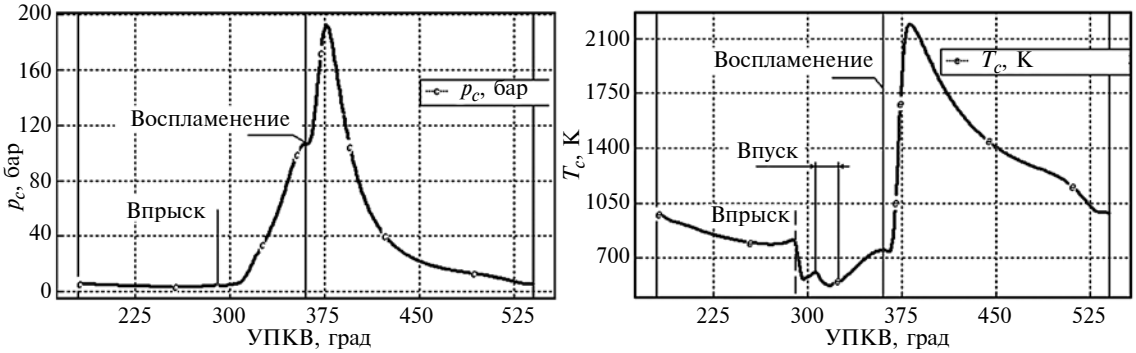


Рис. 25. Давление и температура в цилиндре двигателя

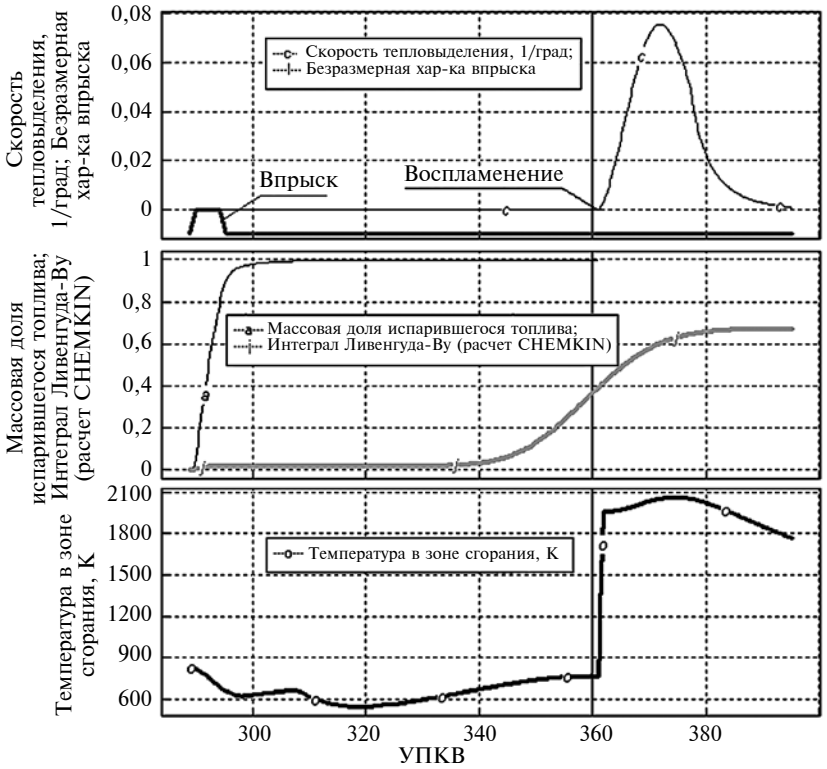


Рис. 26. Характеристики впрыскивания и тепловыделения

стном использовании ПК *CHEMKIN* и Diesel-RK [8]. Было показано, что благодаря замедлению предпламенных реакций интеграл Ливенгуда-Ву не достигает единицы (кривая *j* на рис. 26) и неконтролируемого воспламенения топлива не происходит.

Так как в исследуемом двигателе начало впуска осуществляется незадолго до ВМТ (около 60 град. ПКВ по сравнению с 220 град. ПКВ у традиционных двухтактных двигателей), поэтому количество активных радикалов остается достаточным для того, чтобы произвести воспламенение смеси в нужный момент при помощи свечи зажигания или подачи дополнительной порции топлива. Способ воспламенения гомогенной смеси при помощи свечи зажигания называется *"spark assisted homogeneous charge compress ionignition"* (*SAHCCI*) [9]. Кроме такого способа воспламенения смеси осуществлять ее регулируемое воспламенением в нужный момент времени можно путем управления следующими параметрами: температурой, давлением и составом смеси, коэффициентом избытка воздуха и процентом ОГ в цилиндре (при помощи механизма газораспределения с управляемыми фазами). Для этих же целей можно управлять также мощностью компрессора и степе-

Таблица 2

Показатели двигателя *Z-engine* с SAHCCI-процессом на частичном режиме

Показатель	Значение
Диаметр цилиндра, мм	72
Ход поршня, мм	70
Степень сжатия	15
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1400
Мощность, кВт	8,9
Среднее эффективное давление, бар	6,7
Мощность поршневого компрессора, кВт	1,37
Давление воздуха на впуске, бар	4,4
Коэффициент избытка воздуха	2,3
Расход воздуха, кг/с	0,014
Доля "внутренней" рециркуляции, %	31
Угол опережения впрыскивания топлива, град ПКВ до ВМТ	67
Продолжительность впрыскивания, град	2,8
Давление впрыскивания, бар	545
Цикловая подача, мг	11
Удельный эффективный расход, г/(кВт · ч)	210
Удельный выброс оксидов азота, г/(кВт · ч)	0,01

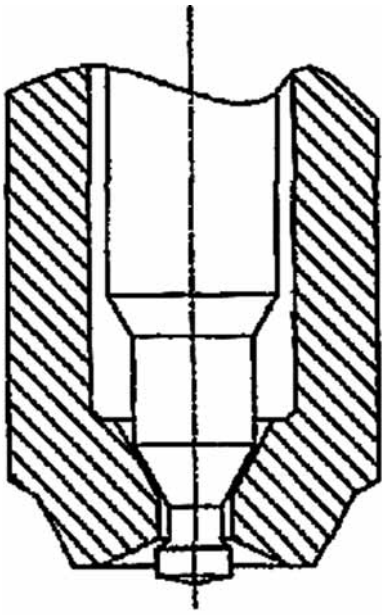


Рис. 27. Форсунка штифтового типа

нью охлаждения надувочного воздуха, моментом начала и продолжительностью топливоподачи, моментом подачи напряжения на свечу зажигания.

Показатели двигателя, полученные при расчете рабочего процесса двухцилиндрового двигателя *Z-engine* с SAHCCI-процессом на частичном нагрузочном режиме с использованием ПК Diesel-RK, представлены в табл. 2.

Для получения гомогенной смеси в цилиндре двигателя необходимо осуществлять распыливание топлива с равномерным распределением капель по объему КС, с требуемой мелкостью распыливания, и не допускать попадания топлива на стенки цилиндра. При этом следует иметь в виду, что в двигателе *Z-engine* противодавление впрыскиванию составляет 2,5—3,5 бар, а плотность газов в цилиндре — всего 1,4—1,6 кг/м^3, что намного меньше, чем в цилиндре традиционного дизеля. В таких условиях подача топлива традиционной многосопловой форсункой неизбежно приведет к попаданию значительной доли топлива на стенки цилиндра. Во многих работах [10—13] показано, что в таких условиях явными преимуществами обладают форсунки, формирующие струю конической формы — штифтовые или клапанные (рис. 27). При этом явление кавитации в канале распылителя способствует интенсивному распаду струи [14, 15]. При впрыскивании топлива в условиях значительно развитой кавитации уменьшается сечение на выходе из форсунки, увеличивается скорость впрыскивания, уменьшаются диаметры капель. Таким образом, процесс распыливания топлива становится более качественным, а смесь более однородной. Объем зоны, охваченной кавитацией, во многом зависит от давления впрыскивания и геометрии распылителя. Исследованию процессов распыливания топлива и смесеобразования в двигателе типа *Z-engine* посвящена работа [16]. Подробнее результаты этих исследований будут изложены в отдельной статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **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.
2. **Амбарцумян В. В.** Экологическая безопасность автомобильного транспорта [Текст] / В. В. Амбарцумян, В. Б. Носов, В. И. Тагасов. — М.: ООО Издательство "Научтехлитиздат", 1999. — 205 с.
3. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.
4. **Гук Г. А.** Воздействие автотранспортного комплекса на экологию [Текст] / Г. А. Гук, А. В. Богачев. Майкоп, 2007. — 111 с.
5. **Tiainen J., Saarinen A., Grönlund T., Larmi M.** Novel Two-Stroke Engine Concept, Feasibility Study // SAE Technical Paper Series. 2003. N 2003-01-3211. P. 1—15.
6. **Grönlund T., Larmi M.** Valve Train Design for a New Gas Exchange Process // SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-01-0607. P. 1—10.

7. **Janhunen T. T.** HCCI-Combustion in the Z Engine // SAE Technical Paper Series. 2012. № 2012-01-1573. P. 1—16.
8. **Kuleshov A., Kozlov A., Mahkamov K.** Self-Ignition Delay Prediction in PCCI Direct Injection Diesel Engines Using Multi-Zone Spray Combustion Model and Detailed Chemistry // SAE Technical Paper Series. 2010. N 2010-01-1960. P. 1—10.
9. **Murase H.** Control of the Start of HCCI Combustion by Pulsed Flame Jet // SAE Technical Paper Series. 2002. N 2002-01-2867. P. 1—8.
10. **Araki M., Umino T., Obokata T., Ishima T.** et al. Effects of Compression Ratio on Characteristics of PCCI Diesel Combustion with a Hollow Cone Spray // SAE Technical Paper Series. 2005. N 2005-01-2130. P. 1—12.
11. **Obokata T., Long W., Ishima T.** PDA and LDA Measurements of Large Angle Hollow Cone Spray Proposed for Hot-Premixed Combustion Type Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 1996. N 960772. P. 1—9.
12. **Yang X., Takamoto Y., Okajima A., Obokata T.** et al. Comparison of Computed and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0951. P. 1—9.
13. **Ishima T., Matsuda T., Shiga S., Araki M.** et al. Characteristics of HCCI Diesel Combustion Operated with a Hollow Cone Spray // SAE Technical Paper Series. 2003. N 2003-01-1823. P. 1—13.
14. **Ming J., Maozhao X., Hong L., Wei-Haur L., Tianyou W.** Numerical Simulation of Cavitation in the Conical-Spray Nozzle for Diesel Premixed Charge Compression Ignition Engines // Fuel. 2011. Vol. 90. P. 2652—2661.
15. **Jia M., Hou D., Li J., Xie M.** et al. A Micro-Variable Circular Orifice Fuel Injector for HCCI-Conventional Engine Combustion — Part I — Numerical Simulation of Cavitation // SAE Technical Paper Series. 2007. N 2007-01-0249. P. 1—10.
16. **Кулешов А. С., Акимов В. С., Janhunen T.** Численные исследования развития кавитации в штифтовой форсунке двигателя с HCCI-процессом. Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тезисы докладов XIX школы семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. М.: 2013. — С. 125—126.

Экспресс-внедрение информационной системы ТОиР в компании "РИАТ"

Компания ОАО "РИАТ" приобрела лицензию на использование программного комплекса TRIM-PMS, предназначенного для управления процессами обслуживания и ремонта (ТОиР). Специалисты "АйТиЭм" выполнили работы по экспресс-внедрению TRIM-PMS.

ОАО "РИАТ" (Разработка Изготовление Автомобильной Техники) расположено в Республике Татарстан, г. Набережные Челны. Предприятие было создано для производства и реализации специальной техники на базе шасси автомобилей КАМАЗ. Современную и надежную спецтехнику производства ОАО "РИАТ" приобретают строители и нефтяники, коммунальщики и дорожники, армия и предприятия лесной промышленности. Кроме того, предприятие занимается переоборудованием и продажей серийных автомобилей КАМАЗ, автосервисом и техническим обслуживанием автомобилей. Производит автокомпоненты — детали интерьера и экстерьера автомобилей КАМАЗ из современных композитных и полимерных материалов, сидения для грузовых автомобилей и автобусов.

Предприятие "РИАТ" располагает четырьмя производственными корпусами с инженерной инфраструктурой и встроенными помещениями, складами автомобилей и запасных частей. Для поддержания ритмичности производства необходимо планомерно и систематически осуществлять деятельность по управлению надежностью, планированию, обеспечению и выполнению работ по техническому обслуживанию и ремонтам (ТОиР) оборудования.

С этой целью в ОАО "РИАТ" началось внедрение информационной системы управления ТОиР (ИСУ ТОиР), для создания которой будет использоваться программный комплекс TRIM-PMS.

Комплекс TRIM-PMS разработан компанией НПП "СпецТек" на основе EAM/MRO-системы TRIM. Комплекс TRIM-PMS — это набор взаимосвязанных и готовых к использованию программно-методических средств, объединенных единой концепцией организации, проведения, оценки и анализа ТОиР. Это типовая платформа для организации управления ТОиР на предприятии с относительно небольшой ремонтной (сервисной) службой. Данный продукт ориентирован на экономичные внедрения, имеет фиксированный набор функций, настроек программного обеспечения, форм отчетности, измеряемых показателей и инструментов анализа системы ТОиР.

Чтобы дать быстрый старт работе пользователей в TRIM-PMS, в течение пять рабочих дней были проведены работы в объеме "экспресс-внедрения". Для их выполнения была привлечена компания "АйТиЭм" — дочерняя организация НПП "СпецТек". В частности, проведено вводное обучение пользователей основным операциям в системе — паспортизация оборудования, наполнение базы данных учетными данными справочников и каталогов запчастей, планирование работ по ТОиР, формирование документов, ввод отчетов о работах и т. д.

Пользователи занесли тестовый набор данных в систему, и прошли по цепочке бизнес-процессов согласно типовому регламенту использования ИСУ ТОиР. Программное обеспечение TRIM-PMS было развернуто на рабочих местах двух пользователей, выполнены пуско-наладочные работы. В дальнейшем, работы по внедрению ИСУ ТОиР заказчик будет выполнять самостоятельно.

Отдел маркетинга АйТиЭм НПП СпецТек , Санкт-Петербург

УДК 621.434.038

М. В. Мазинг, канд. техн. наук, **Г. Г. Тер-Мкртичьян**, д-р техн. наук, профессор,
ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ",
С. А. Богачев, канд. техн. наук, ОАО "ЯЗДА",
E-mail: mihmazing@mail.ru; georg@nami.ru; BogachevSA@yzda.yaroslavl.ru

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К КОНСТРУИРОВАНИЮ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ С ПОВЫШЕННЫМ ДАВЛЕНИЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ

В статье анализируется конструкция и работа распылителя форсунки с плавающей втулкой, предназначенного для сверхвысоких давлений впрыскивания топлива. Показаны преимущества нового распылителя по сравнению с распылителем традиционного типа.

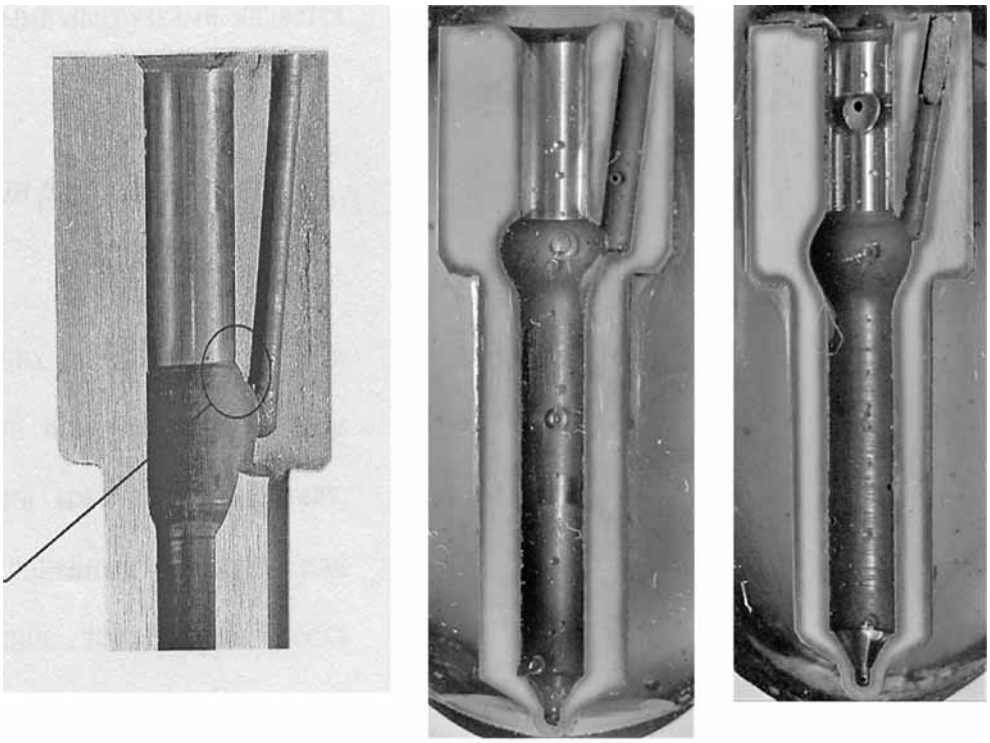
Ключевые слова: *дизель, топливная аппаратура, аккумуляторная топливная система, распылитель, форсунка с мультипликатором давления*

Максимальные давления впрыскивания топлива, обеспечиваемые серийно выпускаемыми и перспективными дизельными топливными системами, за последние 30 лет возросли примерно в 4 раза и, достигнув в настоящее время 200...250 МПа, имеют тенденцию дальнейшего увеличения [1]. Такой рост давлений впрыскивания, вызванный жесткими экологическими нормами на выбросы вредных веществ с отработавшими газами, создает повышенные механические и термические нагрузки в рабочих деталях дизельной топливной аппаратуры, что вызывает необходимость изменения конструкции отдельных компонентов для обеспечения лучшей их работоспособности в этих условиях.

Наиболее нагруженным элементом дизельной топливной аппаратуры является распылитель форсунки, подвергающийся одновременному воздействию высоких механических и термических нагрузок пульсирующего характера. Для традиционного конструктивного исполнения распылителя характерно размещение в верхней части его корпуса наклонного топливного канала, соединенного с топливоподводящей полостью (т. н. "карманом") в центральной части корпуса, из которой топливо под высоким давлением подводится вдоль иглы непосредственно к распыливающим отверстиям. При такой конструкции распылителя максимальные концентрации напряжений от воздействия высокого давления сосредоточены на поверхности топливного канала и в зоне его выхода в "карман". При воздействии сверхвысоких давлений корпус распылителя в указанной зоне растрескивается и распылитель разрушается.

Растрескивание корпуса распылителя вызывается также возникающей в процессе закалки неоднородности структуры материала, когда поверхность топливного канала и направляющая поверхность под иглу подвергаются сквозному прокаливанию. При этом возникают зоны, в которых отсутствует вязкая сердцевина в металле, препятствующая распространению трещин из этих зон. На рис. 1, *а* показана зона повышенных напряжений в корпусе распылителя, на рисунках 1, *б* и 1, *в* — шлифы современных распылителей типоразмера "Р", где темный цвет соответствует большему содержанию углерода и, следовательно, большей твердости, а светлый слой — менее твердый, но с большей ударной вязкостью.

Повышение качества обработки подводящего канала, длина которого более чем в 6 раз превышает величину диаметра самого отверстия, позволяет уменьшить количество концентраторов на поверхности топливного канала, но не избавляет от про-



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Шлифы распылителей с боковым топливным каналом:
а — выделены зоны повышенных напряжений; *б* — распылитель DLLA 146P600; *в* — распылитель АЗПИ

блемы со сквозным прокаливанием стенок. Для современных зарубежных и отечественных распылителей форсунок характерно уменьшение диаметра направляющей части иглы, величина которого в распылителях типоразмера "S" снижена с 6 до 5 мм, а в распылителях типоразмера "P" не превышает 4,5 мм. Уменьшение диаметра иглы позволяет расширить зону вязкой сердцевины и при той же конструкции соплового аппарата уменьшить силу сжатия возвратной пружины, увеличить давление подъема иглы, снизить силу удара при посадке иглы и уменьшить износ конуса, повысив тем самым надежность работы распылителя.

Зона выхода топливного канала в так называемый "карман" является наиболее критичной для распылителей форсунок аккумуляторных топливных систем, поскольку в этой зоне постоянно действует высокое давление топлива, в то время как в зоне распыливающих отверстий воздействие высокого давления проявляется только в процессе впрыскивания топлива.

Для обеспечения надежности работы дизельной топливной аппаратуры аккумуляторного типа при высоких давлениях впрыскивания фирмы Bosch, Denso, L'orange разработали несколько вариантов распылителя форсунки, в котором в отличие от распылителей традиционной конструкции наклонный топливоподводящий канал и "карман" отсутствуют. Новый тип распылителя получил название "распылитель с плавающей втулкой".

Корпус *4* нового распылителя (рис. 2) выполнен в стандартных габаритных размерах, соответствующих требованиям ИСО к распылителям типоразмера "P". Подвод топлива к распыливающим отверстиям производится вдоль иглы *5*, на боковой поверхности которой с этой целью выполнены три лыски. В верхней части корпуса *4* на хвостовике иглы *5* размещены плавающая втулка *1*, опорное кольцо *3* и

Рис. 2. Распылитель с плавающей втулкой

пружина *2*, прижимающая плавающую втулку *1* к проставке цилиндрической формы. Плавающая втулка служит для герметизации топливного стыка между проставкой и втулкой. Уплотнение происходит благодаря высокому давлению, которое и поджимает втулку к проставке.

Направляющей поверхностью иглы 5 является ее средняя часть диаметром 4 мм, вдоль которой выполнены лыски для прохода топлива. Максимальный подъем иглы определяется величиной зазора между хвостовиком иглы и расположенной над ним проставкой.

Диаметр проволоки пружины 1 мм, средний диаметр витка 4,65 мм, число витков 3,5. Длина пружины в свободном состоянии 7,7 мм, в собранном состоянии — 7,2 мм. Жесткость пружины 28,5 Н/мм, масса 0,4 г.

Расчетный анализ распылителей традиционного типа и с плавающей втулкой с помощью твердотельных моделей показал, что при нагружении распылителя с плавающей втулкой давлением 250 МПа максимальные значения напряжения в его корпусе не превышают напряжений при нагружении корпуса распылителя традиционного типа давлением 160 МПа [2].

Такая конструкция распылителя позволяет снизить концентрацию напряжений в его корпусе и

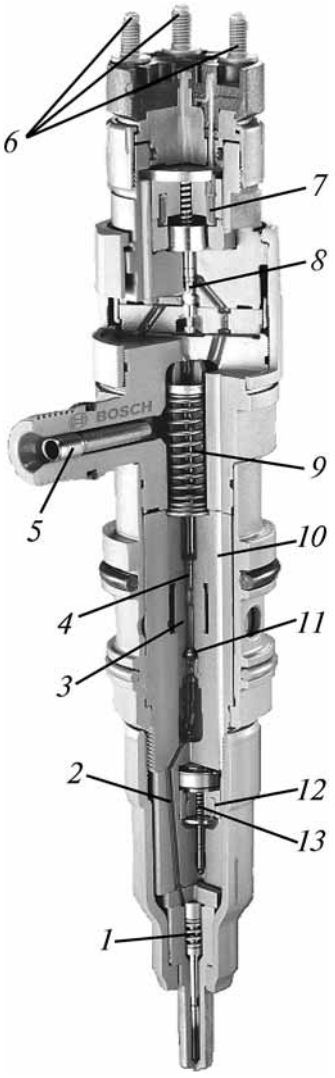


Рис. 3. Форсунка CRSN4 с мультипликацией давления топлива:

1 — распылитель форсунки;
2 — канал подвода высокого давления топлива;
3 — плунжер-мультипликатор;
4 — канал внутри мультипликатора;
5 — подвод топлива из аккумулятора;
6 — электрические клеммы;
7 — электромагнит;
8 — дополнительный управляющий клапан;
9 — пружина мультипликатора давления;
10 — канал отвода топлива в сливную магистраль;
11 — клапан;
12 — электромагнит;
13 — основной управляющий клапан

обеспечивает надежность при работе со сверхвысокими давлениями.

Многоструйный распылитель с плавающей втулкой используется в электрогидравлической форсунке CRSN4 (рис. 3), входящей в серийно выпускаемую фирмой Bosch аккумуляторную систему четвертого поколения с мультипликацией давления Amplified Common Rail System (ACRS), устанавливаемую на шестицилиндровых дизелях DD 13, DD 15 и DD16 фирмы Detroit Diesel, являющейся частью концерна Daimler AG. В конструкции форсунки использован принцип действия аккумуляторной системы непрямого действия типа HEUI с разделением процесса повышения давления на две стадии. В системе ACRS топливный насос создает пониженное давление 21...110 МПа, которое затем повышается до 210...250 МПа в форсунке [3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тер-Мкртичьян Г. Г.** Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей. / Г. Г. Тер-Мкртичьян, М. В. Мазинг // Двигателестроение. — 2014. — №1. — С. 30—35.
2. **Яманин А. И., Кутенев В. Ф., Тер-Мкртичьян Г. Г.** Расчет быстропеременных процессов в среде ANSYS/LS-DYNA: Учебное пособие. — Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2011. — 92 с.
3. **Тер-Мкртичьян Г. Г.** Комбинированные аккумуляторные системы с мультипликаторами давления — новый этап развития топливной аппаратуры дизелей грузовых автомобилей / Г. Г. Тер-Мкртичьян, А. А. Демидов, Е. Е. Старков // Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. №255. — С. 86—110.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Lapynin Yu. G., Makarenko A. N., Myasnikov A. S.* All-terrain vehicle to execute tasks on low bearing capacity soils
There is offered a discrete-step way of movement to optimize the removal of freight traction devices on soils with low bearing capacity. An important feature of this way of movement is the ability of a vehicle to remove regardless the traction of movers with the support surface.
For the technical implementation of discrete-step method of movement there has been developed the present model of a vehicle, which allows to perform the whole cycle of necessary transportation and traction operations with the preservation of soil biology on grounds with different carrying capacity.
The paper considers the arrangement of the current all-terrain vehicle, a scheme of movement on soils with different parameters, including sites with low bearing capacity, there are set out control algorithms of mobile links.
Keywords: flotation, transport vehicle, discrete-step method of movement, soil bearing capacity, mover.

5 *Baburchenkov M. F.* Gear transmission
The design procedure of a cycle of periodic gearing with the purpose of increase of their contact endurance is stated. The method is based on a choice of transfer number with a fractional part for a design of tooth gearings of constant gearing. Thus functions of real numbers floor and ceiling are applied. Examples of calculations for gear pair's automobile boxes of transfers are given. Industrial applicability of the constructed decision is noted. The technical resource rise.
Keywords: car, box of transmissions, gear.

9 *Fomenko S. S., Ryabov I. M.* An overview of the secondary suspension on pneumatic members
In this work the classification of suspensions, main requirements to the suspension of a modern car. Reviewed by systems of second suspension on pneumatic members, the analysis of the developments. In the graphical part is specified, the construction of installation suspension systems.
Keywords: pendant, vibration protection, progressirovanii, pneumatic members.

12 *Boykov V. G., Diomik V. V., Starikov A. F., Kornilov V. G.* Development and perspectives of computer-aided analysis technology of multiunit dynamic systems implementation within the scope of military automotive vehicles construction.
The article provides issues of common software system development and application on the base of the domestic programme product "EULER" developed by the specialists of CJSC "AvtoMekhanica" and of Lomonosov State University, particularly the system research "driver-vehicle-road" of main military automotive vehicles performance characteristics. In the article there are the development samples of military automotive vehicle models and the performance characteristics development fragments.
Keywords: vehicle, database, military tracked vehicles, military wheeled vehicles, dynamic system, simulation, software system, computer-aided analysis technology.

14 *Brom A. E., Belova O. V., Sissinio A.* Development of logistic structure for the power equipment
Article is devoted to a problem of increase of competitiveness of a domestic production, in particular in the energy sector. In article bases of the functional analysis and the FMECA are stated. These procedures are obligatory at creation of Product Lifecycle Management systems (PLM). It will allow to build interaction between designers and operators of production.Experience of realization of these procedures for the gas turbine SGT-800 Siemens Ltd is given. Article will be useful to experts in areas of engineering of the power equipment, PLM, logistics, management.
Keywords: Product Lifecycle Management (PLM), functional analysis, logistic structure, reliability, failuremodes, effects and criticalityanalysis (FMECA), criticality level of failures, power equipment, gas turbine

21 *Zayatrov A. V., Kozlovskiy V. N.* Improving the quality of products based on the dual-loop systems of active control and statistical quality adjustment for a mass production
The work considers questions of improving the quality of product by dual-loop systems of active control and statistical quality adjustment in large-scale and mass motor-car production.
Keywords: quality, active control, statistical process control, dual-loop system, car.

24 *Gorobtsov A. S., Luzgin S. V., Lychagov A. A.* Analysis of the impact of yhe locations of the hydropneumatic suspension on the static and dynamic stability of the vehicle.
The analysis of variants of location hydropneumatic suspension springs for dynamic and static stability. Conclusions on the feasibility and necessity of inclusion of those or other components into the car.
Keywords: lorries, mathematical model, FRUND.

29 *Dubovik E. A.* Calculation of the competitive enterprise of service for the volume of rendered services to the population
In work on the basis of the approved methodology of decision-making calculation of definition of the competitive enterprise of service (PASS) on the example of five required enterprises of service for the volume of rendered services to the population is carried out Is revealed competitive on an indicator of rendered services PASSES to the population.
Keywords: service enterprise, competitiveness, indicator, sales volume.

33 *Janhunen T. T., Akimov V. S., Kuleshov A. S., Markov V. A. Z-type* Diesel Engine with HCCI-Process
It is shown that exhaust gases toxicity characteristics are very important ones for internal combustion engines at the present stage of their development. A new principle of operation for a *Z-engine* is presented. Characteristics of the gas interchange process in a *Z-engine* and its indicator diagram are introduced.
Keywords: internal combustion engine, HCCI engine, diesel fuel, fuel injection process, exhaust gases toxicity characteristics

44 *Mazing M.V., Ter-Mkrtichyan G.G., Bogachev S.A.* New approaches to designing spray fuel systems nozzles with high injection pressure
There was estimated the construction and work of the diesel nozzle with sliding sleeve for super high pressure injection. It is shown the advantages for new nozzle before traditional nozzles.
Keywords: diesel, fuel injection, Common Rail system, nozzle, hydraulically amplified injector.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*
Сдано в набор 06.08.2014. Подписано в печать 23.09.2014. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.