

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1982

9



СОДЕРЖАНИЕ

Социалистические обязательства автомобилестроителей	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
А. А. Невелев — Научно-технический прогресс, его роль в интенсификации автомобильного производства	4
ДВИГАТЕЛИ	
Н. С. Ханин — Проблемы и перспективы применения наддува двигателей	6
А. В. Костров, А. Р. Макаров, А. Д. Шишаев — Оценка теплонапряженности днища поршня карбюраторного двигателя	10
Ю. Н. Писарев, Л. А. Захаров — Измеритель угла опережения зажигания	11
АВТОМОБИЛИ	
С. Ф. Безверхий, В. П. Шалдыкин, Л. А. Егоров, Е. А. Индикт — Показатели долговечности автомобилей. Особенности их нормирования и оценки	13
Г. В. Коршунов, С. А. Шуклин — Влияние конструктивных параметров межосевых дифференциалов на показатели их внутреннего трения	15
Ю. М. Викоуров — Эксплуатационные характеристики легковых автомобилей с прицепом	18
Ю. А. Беленков — Объемный гидравлический привод с дроссельным регулированием для ведущего моста активного прицепа	20
Э. И. Григолюк, А. Н. Фролов, И. В. Балабин, В. С. Бондарь, В. В. Зорин, Л. Г. Сухомлинов — О напряженном состоянии дисковых колес грузовых автомобилей при неосесимметричном нагружении	21
А. М. Горелик, А. Д. Конев, В. В. Костылев, А. Е. Плетнев — Применение гидропульсационных стенов и ЭВМ при создании систем виброзащиты	23
ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ	
В. С. Малкин, Ю. С. Бугаков — Особенности сборки карданных шарниров автомобилей ВАЗ	26
А. С. Угянскис, Т. Г. Клубина, Е. П. Клубин — Ошибки регулирования света фар легковых автомобилей приборами типа «Новатор»	26
Ф. В. Резник — Оптимальная величина относительного обжатия стенки гидротормозного рукава	28
В. В. Горюшин, Л. П. Карпухина, В. Ю. Малышко, В. И. Повар, Л. Б. Цейлин — Обрабатываемость кальцийсодержащей стали типа 40ХМ	28
В. А. Поляков, В. Г. Горбань, П. Ф. Чеплыгин, С. Г. Яременко — Самонарезающие винты в стеклопластике	29
М. С. Коренев, И. Г. Рузаев — Фильтровальный материал из синтетических волокон для воздухоочистителей	30
ИНФОРМАЦИЯ	
На ВДНХ СССР	
М. Б. Андреев — Краснознаменные коллективы отрасли на Доске почета ВДНХ	31
А. Н. Саверина — Смежно-сквозное социалистическое соревнование. Опыт АТЭ-1	32
Новые нормативные материалы	
В. А. Быков — Определение коэффициента потерь противозумных прокладок	34
Станки и оборудование для нужд отрасли	
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Роботы и манипуляторы	35
В. Н. Альбицкий, А. А. Попов — Автоматы и приборы	37
Ю. А. Кочегаров — Полуавтомат для гибки труб	37
Автомобилестроение за рубежом	
Н. Ю. Неклюдов — Городской автомобиль Хонда Сити	38
П. П. Заскалько, А. В. Забелин, Е. Г. Кузнецов, Е. В. Мельникова, Е. В. Ромашова, Д. В. Рябова — Уровень эксплуатационных свойств универсальных трансмиссионных масел	39
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
Рефераты депонированных статей	40

Главный редактор **А. П. БОРЗУНОВ**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. Е. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор *Е. П. Смирнова*

Корректор *Л. Я. Шабашова*

Сдано в набор 01.07.82.
Формат 60×90¹/₈.

Печать высокая.

Подписано в печать 25.08.82.
Уч.-изд. л. 8,23.

Тираж 10079.

Т-14561.
Заказ № 313.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427 Тел.: 228-48-62 и 298-89-18
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9
СЕНТЯБРЬ
1982

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

РЕШЕНИЯ МАЙСКОГО (1982 г.) ПЛЕНУМА
ЦК КПСС — В ЖИЗНЬ!

Социалистические обязательства автомобилестроителей

Событием огромной важности вошел в жизнь работников автомобильной промышленности, как и всех советских людей, майский (1982 г.) Пленум ЦК КПСС, который одобрил Продовольственную программу СССР на период до 1990 года, определил средства ее реализации, наметил пути всестороннего и динамичного развития агропромышленного комплекса. Решения Пленума никого из автомобилестроителей не оставили равнодушным, они целиком и полностью одобряют и поддерживают принятые партией новые меры, направленные на развитие экономики страны, повышение благосостояния народа. Коллективы предприятий и организаций глубоко и обстоятельно анализируют накопленный опыт, стараются выявить все резервы, все возможности для улучшения дела, выполнения и перевыполнения основной задачи, которая поставлена Пленумом перед отраслью — задачи транспортного обеспечения агропромышленного комплекса.

В этих целях автомобильная промышленность, как известно, за десятилетие должна поставить сельскому хозяйству 3000—3060 тыс. грузовых автомобилей и 3200—3300 тыс. тракторных прицепов, 50—53 тыс. полуприцепов-скотовозов; увеличить поставку отраслям пищевой промышленности специализированного автотранспорта для перевозки сахара, живой рыбы, других пищевых продуктов; дать отраслям агропромышленного комплекса и для транспорта общего пользования 76—78 тыс. автомобилей-рефрижераторов. Уже в годы XI пятилетки предстоит освоить серийное производство специализированных автотранспортных средств для перевозки сыпучих и жидких комплексных удобрений, обеспечить дальнейшее совершенствование конструкций автомобилей сельскохозяйственного назначения, разработку и создание сменных специализированных кузовов. Многого нужно также сделать, чтобы полностью удовлетворить потребности агропромышленного

комплекса в запасных частях для автомобильной техники. Значительным должен быть и вклад в увеличение продовольственных ресурсов за счет увеличения производства продуктов питания в подсобных хозяйствах.

Руководствуясь указаниями и выводами, изложенными в докладе Генерального Секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева на майском (1982 г.) Пленуме ЦК КПСС, стремясь внести достойный вклад в реализацию Продовольственной программы СССР, трудовые коллективы объединений, предприятий и организаций Минавтопрома взяли на себя повышенные социалистические обязательства по поставкам в 1982 г. сельскому хозяйству и другим отраслям агропромышленного комплекса выпускаемой ими продукции, выполнению отраслевой программы на 1982—1985 гг. по автотранспортному обеспечению этих отраслей, отраслевой программы «Система машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 1981—1990 годы», качеству автомобильной техники.

Так, социалистическими обязательствами на 1982 г. предусмотрено, что все коллективы отрасли обеспечат досрочное выполнение квартальных и годовых планов поставок сельскому хозяйству и другим отраслям агропромышленного комплекса автомобилей, прицепов, двигателей, запасных частей, автотракторного электрооборудования, всей номенклатуры комплектующих изделий. Итоги работы за предыдущие месяцы 1982 г. свидетельствуют о том, что обязательства успешно выполняются. Например, план выпуска автомобилей для сельского хозяйства за первое полугодие выполнен: поставлено 133 тыс. грузовых и специализированных автомобилей.

Очень серьезные обязательства приняты в отношении разработки новых конструкций и модернизации автомобильной техники сельскохозяйст-

венного назначения с целью повышения ее транспортно-технологических свойств, ресурса, экономичности, надежности, долговечности. В этой работе самое непосредственное участие принимают и будут принимать практически все объединения и предприятия, научно-исследовательские и конструкторско-технологические организации отрасли, ученые многих вузов страны. Результатом такого взаимодействия и творческого содружества станет, к примеру, реконструкция Кутаисского автозавода им. Г. К. Орджоникидзе, которая позволит выполнить поставленную Продовольственной программой перед Минавтопромом задачу — создать мощности «по производству (в год) 20 тыс. автопоездов сельскохозяйственного назначения на Кутаисском автомобильном заводе». Их результатом является и само создание элементов автопоезда — тягача КАЗ-4540 (НАМИ и КАЗ), прицепа и платформы (ГКБ по тракторным и автомобильным прицепам, г. Балашов), двигателя (производственное объединение «Автодизель»), гидрооборудования (Мытищинский машиностроительный завод) и т. д.

Автомобиль-тягач (бортовой и самосвальный варианты) КАЗ-4540 вместе с прицепом ГКБ-8535 грузоподъемностью 5,5 т образуют автопоезд грузоподъемностью 11 т, который является, по существу, первым отечественным транспортно-технологическим автопоездом сельскохозяйственного назначения: его минимальная скорость равна 2—2,5 км/ч, следовательно, он может работать с любой тихоходной сельскохозяйственной машиной (комбайном и др.); давление в шинах — сравнительно низкое, что исключает их вредное воздействие на плодородный почвенный слой; грузовые платформы тягача и прицепа — самосвальные, с уплотненными стыками, большой вместимости, которую можно — при необходимости — увеличить вдвое за счет надставных бортов, что позволяет перевозить практически все твердые и сыпучие сельскохозяйственные грузы, механизировать погрузочно-разгрузочные работы.

Выпуск автопоездов КАЗ начнется, в соответствии с принятыми социалистическими обязательствами, в 1984 г. (первая промышленная партия). Уральскому автозаводу поставлена задача создать мощности по производству 10 тыс. дизельных автомобилей-самосвалов «Урал-5557» грузоподъемностью 7 т для сельскохозяйственных автопоездов грузоподъемностью 12,5—14 т, обеспечить в 1984 г. выпуск их первой промышленной партии, а в 1985 г. начать серийное их производство. Одновременно для автопоездов грузоподъемностью 14 т на Красноярском заводе автомобильных прицепов будут созданы мощности и подготовлено производство прицепов ГКБ-8551 грузоподъемностью 7 т.

Коллектив КамАЗа взял на себя обязательство организовать производство автомобилей для самосвальных автопоездов сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью 14 т в составе автомобиля-самосвала КамАЗ-55102 и самосвального прицепа ГКБ-8527 (грузоподъемность того и другого — по 7 т). Кроме того, подготовить производство и в 1984 г. начать выпуск автомобилей-тягачей КамАЗ-5410 с гидросистемой привода механизма опрокидывания груза для самосвальных автопоездов, предназначенных для перевозки це-

затаренных минеральных удобрений и других сыпучих грузов. Коллектив Ирбитского завода автоприцепов обязался в этом же году дать первую промышленную партию самосвальных полуприцепов грузоподъемностью 14 т для КамАЗ-5410. С КамАЗом кооперируются и другие заводы. Например, Нефтекамский завод автосамосвалов организует производство полуприцепов-цистерн для перевозки жидких комплексных удобрений, создает мощности и с 1985 г. начнет производство полуприцепов-цистерн для доставки воды (на отгонные пастбища) и нефтепродуктов, осваивает производство автомобилей-самосвалов КамАЗ-55102. Красноярский завод автомобильных прицепов начинает выпуск самосвальных прицепов ГКБ-8527 для сельскохозяйственных автопоездов КамАЗ грузоподъемностью 14 т, а в 1985 г. начнет производство прицепов-рефрижераторов грузоподъемностью 11,5 т. Коллектив Бакинского завода специализированных автомобилей обязался с 1983 г. начать выпуск полуприцепов-рефрижераторов грузоподъемностью 11,5 т.

Как всегда, большие и ответственные обязательства берет на себя коллектив Московского автозавода им. И. А. Лихачева. Зиловцы в 1984 г. завершат опытно-конструкторские работы и создание дизельного автомобиля-тягача для автопоезда сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью 12,5 т; с 1983 г. развернут работы по созданию мощностей на выпуск дизельных автомобилей-тягачей грузоподъемностью 5,5 т для сельскохозяйственных автопоездов грузоподъемностью 12,5 т и организуют производство автомобилей (шасси) для модернизированного автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М грузоподъемностью 5,5 т к сельскохозяйственному самосвальному автопоезду грузоподъемностью 11 т; с 1984 г. начнут выпуск модернизированного шасси автомобиля ЗИЛ-130Г для кормораздатчика — смесителя кормов. Естественно, что в обязательствах предусмотрено и создание соответствующих мощностей для выпуска новой и модернизированной автомобильной техники.

Горьковский автозавод, как известно, является предприятием, чья продукция в послевоенные годы практически полностью заменила гужевой транспорт в колхозах и совхозах и сейчас составляет более 2/3 автомобильного парка в сельском хозяйстве страны. И поэтому понятно, что труженники ГАЗа не могли не принять повышенных социалистических обязательств, способствующих успешному выполнению Продовольственной программы. Такие обязательства приняты. Первое из них — наращивать темпы производства автомобилей ГАЗ, получивших всеобщее признание на селе за свою надежность, долговечность, неприхотливость в эксплуатации. И слова коллектива ГАЗа не расходятся с делом: уже в первом полугодии 1982 г. завод не только выполнил, но и перевыполнил установленное планом задание.

Не менее важные обязательства — по созданию новой техники для нужд сельского хозяйства. Так, в них предусмотрено, что завод завершит подготовку производства и с 1983 г. начнет выпуск малых серий дизелей и грузовых дизельных автомобилей ГАЗ-4301 грузоподъемностью 4,5 т для самосвальных автопоездов грузоподъемностью 9 т. Один автомобиль сэкономит народному хозяйству около 20 т топлива в год, уменьшит потребность колхозов

и совхозов в водителях, даст заметную экономию металла.

В том же 1983 г. ГАЗ приступит к выпуску модернизированного автомобиля ГАЗ-53-12 для автопоезда-самосвала сельскохозяйственного назначения, имеющего повышенные, по сравнению с предшественником, грузоподъемность и другие потребительские качества.

Продовольственная программа включает в себя, как известно, широкую программу капитальных работ на селе, во всех отраслях агропромышленного комплекса. Эти стройки, как отмечал в докладе на Пленуме Л. И. Брежнев, следует рассматривать как ударные стройки страны. В XI пятилетке предстоит возвести большое число объектов по первичной переработке продукции, складов, хранилищ, животноводческих комплексов. До 23—25 млн. га возрастет за десятилетие площадь орошаемых земель, расширятся мелиоративные работы. Около 160 млрд. руб. направляется на сооружение жилья, дорог, школ и других объектов. Понятно, что программа капитальных работ не может обойтись без мощной автомобильной техники. И автомобилестроители обязались ее дать.

Так, коллектив Кременчугского автозавода им. 50-летия Советской Украины в своих социалистических обязательствах предусмотрел наращивание выпуска, повышение надежности и долговечности давно уже полюбившихся строителям автомобилей высокой проходимости КраЗ, в том числе и новых их моделей. Труженики Белорусского объединения по производству большегрузных автомобилей им. 60-летия Великого Октября (БелавтоМАЗ) приняли решение ускорить модернизацию ныне выпускаемых автомобилей-самосвалов МАЗ-5551 и БелАЗ-7540, повысить их грузоподъемность соответственно до 9 и 30 т.

Выполняя и перевыполняя государственные планы, автомобилестроительные заводы дают тем самым возможность принимать повышенные социалистические обязательства и заводам, производящим автомобильные прицепы, автоцистерны и автофургоны, полуприцепы-рефрижераторы и т. д. Именно такое взаимодействие позволило, например, коллективам Одесского завода автомобильных заправочных агрегатов и Грабовского завода специализированных автомобилей принять повышенные обязательства об увеличении выпуска автоцистерн и прицепов-цистерн для перевозки нефтепродуктов в совхозах и колхозах; Ереванского автомобильного объединения — изотермических автомобилей-фургонов и автомобилей-рефрижераторов; Каспийского машиностроительного завода — о выпуске автоцистерн АВВ-3,6 для перевозки воды на пастбища и автофургонов с грузоподъемным бортом для перевозки инкубационных яиц и живой птицы; Тираспольского завода автоприцепов — о начале выпуска в 1983 г. полуприцепов-рефрижераторов грузоподъемностью 11,5 т, а в последнем году пятилетки — полуприцепов-рефрижераторов грузоподъемностью 20 т к тягачам МАЗ.

На досрочное выполнение задач, вытекающих из Продовольственной программы, направлены и социалистические обязательства заводов, занятых производством тракторных прицепов. Так, на заводах: Орском тракторных прицепов, Ишимском машиностроительном, Балашовском автотракторных прицепов и Челябинском машинострои-

тельном автотракторных прицепов решено увеличить выпуск прицепов повышенной грузоподъемности 1ПТС-9 и 3ПТС-12, подготовить производство прицепов 3ПТС-13 и 3ПТС-14,5 грузоподъемностью соответственно 13 и 14,5 т. Труженики Джанкойского машиностроительного завода обязались выпускать прицепы ГКБ-887АН со сменными кузовами, предназначенные для работы в составе тракторных поездов для обслуживания silo-суборочных комбайнов.

Для принятых на XI пятилетку социалистических обязательств характерна чрезвычайно важная особенность — комплексность, т. е. всесторонний учет и охват практически всех вопросов, связанных с решением задач Продовольственной программы. Обязательства предусматривают не только увеличение выпуска сельскохозяйственных автотранспортных средств и обновление их состава (модернизация пяти их видов и завершение опытно-конструкторских работ по 14 типам и моделям), но и создание узлов, агрегатов, деталей, электрооборудования и др. с повышенным ресурсом, что приведет к снижению удельной трудоемкости технического обслуживания, расхода запасных частей, а также технологическое обеспечение производства и эксплуатации.

Например, ряд производственных объединений — АвтоВАЗ, «ГАЗ», «Москвич» и др. — обязались обеспечить досрочное проектирование, изготовление и поставку специального технологического оборудования, необходимого для создания мощностей по выпуску новой автомобильной техники сельскохозяйственного назначения, усилить техническую помощь предприятиям, выпускающим эту технику, в наладке нового оборудования и новых технологических процессов. Коллективы предприятий «Союзподшипника» намерены увеличить выпуск подшипников прогрессивных конструкций для сельскохозяйственной техники. Ярославские моторостроители, проанализировав свои возможности, решили повысить ресурс двигателей и топливной аппаратуры, предназначенных для комплектации тракторов К-700 и К-701, дождевальных и поливочных установок, организовать и с 1983 г. перейти на фирменный ремонт дизелей ЯМЗ. Все предприятия производственных и промышленных объединений, занятые изготовлением комплектующих изделий и запчастей для техники сельского хозяйства и других отраслей агропромышленного комплекса, обязались резко увеличить, довести до нормативной потребности их поставки. Дальнейшее развитие получит сеть фирменного обслуживания автомобилей КамАЗ; Белорусский и Минский автозаводы увеличат число опорных пунктов по обеспечению запасными частями и оказанию помощи в техническом обслуживании автомобилей-самосвалов БелАЗ и МАЗ, используемых предприятиями и организациями агропромышленного комплекса на строительных, мелиоративных и других работах.

В социалистических обязательствах трудовых коллективов отрасли нашла свое отражение и поставленная в решениях Пленума задача пополнения продовольственных ресурсов за счет создания подсобных хозяйств, развития и совершенствования сферы обслуживания сельского населения. В частности, коллективы 90 предприятий отрасли

приняли решения создать или усовершенствовать свои подсобные сельские хозяйства, довести ежегодное производство мяса до 4, молока — до 3, картофеля — до 5, овощей до 6, рыбы — до 0,6 тыс. т, яиц — до 1,5—2 млн. шт. Опыт такой работы есть уже во многих объединениях. Например, в производственном объединении «Автодизель» создано мощное подсобное хозяйство, которое уже сегодня способно обеспечить потребности своих работников в молочных продуктах и дать значительную прибавку к столу по ряду других продуктов питания. На ЯМЗ, а также на Горьковском автозаводе и некоторых других предприятиях промышленная теплая вода все шире применяется в рыбоводстве. Что касается качества услуг, то коллективы предприятий, выпускающие автотранспортные средства личного пользования, взяли на себя обязательство обеспечить их своевременное и качественное техническое обслуживание, ремонт, добиться полного обеспечения запасными частями СТО, расположенными в сельской местности. Ежегодно будет создаваться не менее 10 передвижных специализированных бригад по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей, которые принадлежат гражданам, проживающим в отдаленных сельских районах.

В социалистических обязательствах намечены также меры по усилению помощи колхозам и совхозам — укреплению их материально-технической

базы, строительству производственных, жилищных и культурно-бытовых объектов, механизации сельскохозяйственных работ и т. д.

Таким образом, повышенные социалистические обязательства коллективов автомобилестроителей охватывают практически все проблемы, связанные с реализацией Продовольственной программы, и учитывают реальные возможности и резервы повышения производительности труда. Это и понятно: трудящиеся отрасли восприняли и изучили программу как свое кровное дело, рассматривают социалистическое соревнование как важнейшее средство ее выполнения.

Социалистические обязательства приняты в коллективах объединений, предприятий и организаций отрасли, а также расширенном заседании Коллегии Министрства автомобильной промышленности и Президиума ЦК профсоюза рабочих автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения. Коллегия, Президиум ЦК профсоюза и все участники заседания призвали работников автомобильной промышленности развернуть социалистическое соревнование за выполнение и перевыполнение заданий Продовольственной программы СССР, заверили Центральный Комитет, Генерального Секретаря ЦК КПСС товарища Л. И. Брежнева, что автомобилестроители приложат все силы к тому, чтобы своим ударным трудом, новыми трудовыми достижениями обеспечить успешное решение задач, поставленных майским (1982 г.) Пленумом ЦК КПСС.



УДК 338.45:629.113.002(47+57)

Научно-технический прогресс, его роль в интенсификации автомобильного производства

Канд. экон. наук А. А. НЕВЕЛЕВ

Госплан РСФСР

В «ОСНОВНЫХ направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», принятых XXVI съездом КПСС, указывается, что в XI пятилетке развитие науки и техники должно быть в еще большей мере подчинено решению экономических и социальных задач советского общества, ускорению перевода экономики на путь интенсивного развития, повышению эффективности общественного производства и что во всех отраслях народного хозяйства нужно последовательно проводить линию на более быстрое техническое перевооружение производства, создание и выпуск машин и оборудования, позволяющих улучшать условия труда и повышать его производительность. Важнейшее средство решения этих задач — постоянное ускорение научно-технического прогресса, который в условиях развитого социализма представляет собой единый процесс проведения научных исследований, разработки и внедрения более совершенных техники и технологии, новых высокоэффективных материалов, источников энергии и методов управления производством, позволяющих обеспечить неуклонное увеличение выпуска необходимой продукции, всемерное повышение ее качества, рациональное использование всех видов производственных ресурсов в целях интенсификации производства и роста его эффективности.

Автомобильной промышленности в решении задач, поставленных XXVI съездом КПСС, отводится весьма значительная

роль. И это понятно: отрасль всегда задавала тон в освоении новой техники и технологии, в автоматизации и механизации основных и вспомогательных процессов, совершенствовании управления и организации производства и на их базе достигала заметных результатов в его интенсификации. Так, в автомобилестроении накоплен достаточно большой опыт по созданию новых грузовых и легковых автомобилей, автобусов, прицепов, автопогрузчиков и другой автомобильной техники; типовых автоматических линий, участков и даже цехов по обработке однородных деталей: созданы и работают комплексные линии по производству многих деталей автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ и КамАЗ, а также линии по выпуску карданных, железнодорожных и других типов роликовых и шариковых подшипников и др. Например, только на ЗИЛе в начале XI пятилетки действовало 66 комплексно-механизированных цехов и участков, более 320 автоматических линий и более 700 поточно-механизированных линий. Примером высокоэффективного производства с широким применением автоматизированного оборудования может служить также Волжский автозавод им. 50-летия СССР, где действуют более 350 автоматических линий, в том числе 179 — в механообрабатывающем производстве, 50 — в кузнечно-прессовом, 35 — в сварочном, 9 — в литейном, 39 — на сборке и большое число автоматизированных агрегатов и конвейеров. Здесь же существует надежная современная система автоматизированного управ-

ления производством. На КамАЗе работает около 500 автоматических линий, в том числе 350 в механообрабатывающих цехах.

Интересный опыт широкого внедрения достижений научно-технического прогресса, повышения эффективности производства и качества всей продукции накоплен и на ГПЗ-1, недавно отметившем свой полувесковой юбилей, а также на многих других предприятиях отрасли. Для них характерен переход от автоматизации и механизации отдельных операций к внедрению комплексов автоматических станков и линий, охватывающих весь технологический цикл. Достаточно сказать, что сейчас в отрасли насчитывается уже 135 комплексно-механизированных цехов. Причем темпы роста парка автоматизированного оборудования становятся все более заметными: например, общий рост станочного парка в X пятилетке составил 15%, а число автоматических линий увеличилось на 40%. В частности, в литейном производстве было внедрено 36 автоматических линий и около 450 автоматов и полуавтоматов; в механообрабатывающем — 815 автоматических линий и более 20 тыс. специальных станков, автоматов и полуавтоматов; в сварочном — 90 автоматических линий сварки — сборки, 100 установок для новых способов сварки, 40 машин для сварки трением; в окрасочном — около 60 установок для прогрессивных методов окраски (электроосаждения, автоматического пневмонапыления и т. п.); в заготовительно-кузнечном производстве паровоздушные штамповочные молоты и горизонтально-ковочные машины устаревших конструкций заменились на высокопроизводительное автоматическое оборудование и специализированные автоматические линии для получения таких деталей, как коленчатые валы, шатуны и др. Широко внедряются средства механизации и на транспортно-складских работах — обычные и подвесные конвейеры, безрельсовый транспорт, унифицированная тара. Протяженность конвейеров, например, в расчете на одного работающего составляет сейчас более 1 м, а на ВАЗе и КамАЗе — более 3,5 м.

Опережающими темпами внедрялись не только прогрессивное технологическое оборудование, но и прогрессивные технологические процессы, в том числе малоотходная технология. Так, при росте на 44% объемов производства автомобильной техники за годы X пятилетки выпуск горячих штамповок, изготавливаемых на прогрессивном оборудовании, вырос на 70%. В то же время производство шестерен, звездочек, шлицевых валов и других деталей накаткой в горячем и холодном состоянии увеличилось более чем в 2 раза, а выпуск деталей методами холодной штамповки — почти в 3 раза.

Научно-технический прогресс и процесс интенсификации в автомобильной промышленности осуществляются за счет повышения технического уровня производства, изменения конструкций и технических характеристик автомобилей, двигателей, внедрения передовой технологии и автоматизированных систем управления, повышения качества продукции, использования новых экономических видов сырья и материалов.

Для современного этапа экономического развития характерно несколько основных направлений интенсификации производства: использование достижений научно-технического прогресса для технической реконструкции действующих заводов (ЗИЛ, ГАЗ, АЗЛК, ГПЗ-1, Минский автозавод и др. предприятия); строительство новых заводов (КамАЗ, новые филиалы ЗИЛа и др.), работа которых базируется на принципах углубленной специализации и кооперирования, механизации и автоматизации производства; воздействие на структуру выпускаемых изделий за счет снятия с производства устаревших моделей и постановки на производство более эффективных, отличающихся высокими технико-эксплуатационными качествами и созданных с учетом современных требований унификации и технологичности конструкций. Работы по всем этим направлениям в XI пятилетке продолжают быстрыми темпами. Создаются новые, более совершенные образцы автомобильной техники¹, осуществляется техническое перевооружение многих предприятий, цехов и участков, совершенствуется технология, развиваются мощности по производству инструмента, особенно крупных штампов, и собственное станкостроение, улучшается ремонт и обслуживание оборудования, внедряются экономичные виды сырья и материалов.

Так, в области технологии автомобилестроения особое внимание сосредоточивается на повышении уровня и эффективности заготовительных производств (в значительной степени определяющих все последующие технологические переделы), а также производств с тяжелыми условиями труда. Например, в литейном производстве почти в 2 раза увеличивается выпуск отливок из черных металлов на формовочных линиях (за счет интенсификации работы действующих и внедрения но-

вых автоматических линий), внедряется 220 единиц оборудования для зачистки отливок и 290 стержневых автоматов и полуавтоматов. В кузнечных цехах все более широкое применение найдут горячештамповочные линии; на 40% возрастут объемы производства поковок с использованием передовых процессов и оборудования, в том числе на 500 тыс. т увеличивается выпуск поковок повышенной точности на прессах, на 20 тыс. т — на автоматах, почти на 40 тыс. т — на станках поперечно-клиновой прокатки. Дальнейшее — рост почти в 2 раза — развитие получает производство методом холодного выдавливания деталей, более чем в 2 раза увеличивается выпуск деталей из порошков. В такой же пропорции растет объем использования рулонного листа в листоштамповочном производстве. Более 2,5 тыс. прессов здесь оснащаются средствами автоматизации.

Для повышения производительности труда и сокращения рабочих мест в механообрабатывающем производстве также продолжается курс на автоматизацию, в том числе за счет ввода более 700 новых автоматических линий, агрегатных станков и станков с ЧПУ, изготавливаемых в отрасли станкостроения и на предприятиях Минавтопрома и т. д. Намечена программа модернизации 5 тыс. металлорежущих универсальных станков, внедрения большого количества (в 3 раза больше, чем в X пятилетке) роботов и манипуляторов и (в 3—4 раза больше) станков с программным управлением, прогрессивного сварочного оборудования (более 100 автоматических и механизированных линий, более 500 единиц оборудования для сварки трением, контактной сварки взамен дуговой, а также лазерной, электронно-лучевой и плазменной). Повышению качества и долговечности выпускаемой продукции будут способствовать ионно-плазменные установки не менее чем на 50 участках наплавки и напыления износостойких покрытий на автомобильные детали, а также новые материалы (цинкрометалл, оцинкованный лист) и технологические процессы нанесения защитно-декоративных покрытий (порошковые краски, профилактические составы типа «тектил», щелочные электролиты и др.) Для улучшения экологических показателей будут проведены работы по оснащению окрасочных камер устройствами для дожигания паров растворителей, оснащению гальванического производства эффективными очистными устройствами и др.

Таким образом, главной чертой развития производства в XI пятилетке становится резкое увеличение парка автоматических линий и автоматических комплексов на всех стадиях производства. Удельный вес автоматических и полуавтоматических станков в парке оборудования основного производства отрасли составит более 60%, а на КамАЗе, ВАЗе, ЗИЛе и некоторых других заводах достигнет 80—90%.

Большой вклад в дело повышения технического уровня автомобильного производства вносят специалисты научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических организаций (НАМИ, НИИТавтопром, Гипроавтопром, ВНИИПП и др.) и технических служб ведущих заводов (ЗИЛ, ГАЗ, КамАЗ и др.), располагающих мощными экспериментальными цехами и исследовательскими лабораториями. Творческое содружество научных организаций с заводами становится одной из характерных черт научно-технического прогресса в XI пятилетке. Примером этому может служить ЗИЛ, коллектив которого именно за счет дальнейшего развития и укрепления связей с научно-исследовательскими организациями наметил внедрить в производство не менее 46 совместных научно-исследовательских разработок, позволяющих осуществить комплекс мер по механизации и автоматизации труда и довести степень механизации в основном производстве до 84,6%, подъемно-транспортных и складских работ — до 93,5%, сварочных работ — до 96,1%.

На заводах этого производственного объединения намечается создать и внедрить в производство новые образцы отечественных автоматических комплексов оборудования по обработке металла давлением, принципиально новые сборочные процессы с использованием автоматизированных линий. Предусматривается широкое внедрение малоотходной технологии, что позволит ежегодно снижать расход проката не менее чем на 120 тыс. т.

Приведенные выше факты показывают, что научно-техническому прогрессу в отрасли уделяется самое серьезное внимание, причем уделяется по всем его составляющим и, в первую очередь, как это указано выше, — созданию новой, соответствующей современным требованиям автомобильной техники. Расчеты показывают, что только за счет этого народное хозяйство сэкономит многие миллионы денежных средств, так как отрасли, использующие эту технику, уменьшат свои удельные затраты на перевозку грузов за счет большей грузоподъемности автомобилей, повышения их надежности (следовательно, снижения затрат на обслуживание и ремонт), улучше-

¹ Титков А. И. Автомобильная техника в XI пятилетке. — Автомобильная промышленность, 1982, № 8. с. 1—4.
2 Зак. 313

ния топливной экономичности и т. д. Благодаря увеличению мощности двигателей и расширению выпуска прицепов освободится значительное число водителей. Все это становится возможным вследствие успешной реализации важнейших составляющих научно-технического прогресса и особенно совершенствования технологии, обеспечивающей повышение интенсификации производства.

«Интенсификация экономики, повышение ее эффективности, — отметил товарищ Л. И. Брежнев на XXVI съезде партии, — если переложить эту формулу на язык практических дел, состоит прежде всего в том, чтобы результаты производства росли быстрее, чем затраты на него, чтобы, вовлекая в производство сравнительно меньше ресурсов, можно было добиться большего». Следовательно, развитие автомобильного производства и выполнение плана XI пятилетки должны во многом обеспечиваться за счет широкого использования новейших достижений научно-технического прогресса, совершенствования организации и управления, повышения квалификации кадров, развертывания их инициативы, подъема производительности труда, всемерной экономии материальных ресурсов. Наука должна опережать в своем развитии производство. Интенсификация — это использование самых совершенных технологических процессов, которые эффективны и экономны с точки зрения затрат как труда, так и сырья, энергии и других ресурсов. Центральное место здесь принадлежит безотходной и малоотходной технологии, улучшению использования сырья, материалов и топлива, уменьшению расхода прокатных черных металлов на автомобиль, двигатель, замене цветных металлов более дешевыми материалами, снижению норм расхода топлива, широкому применению синтетических материалов.

Курс на повышение эффективности, интенсификацию производства предъявляет определенные требования к формам и направлениям научно-технического прогресса. Это, в первую очередь, — усиление трудосберегающей направленности научно-технического прогресса, обеспечивающей опережающий рост производительности труда по сравнению с ростом производства. Только при выполнении этого условия удается преодолеть нарастающую ограниченность трудовых ресурсов. Поэтому в автомобильной промышленности ускоренными темпами будет создаваться техника, призванная механизировать ручной труд, прежде всего неквалифицированный и тяжелый, будет осуществляться переход от механизации основных процессов к комплексной механизации и автоматизации производства, созданию автоматизированных систем.

Трудосберегающие направления научно-технического прогресса в условиях интенсификации производства дополняются фондосберегающими направлениями. Поэтому в текущей пятилетке поставлена задача создания и внедрения такой техники и технологии, которая наряду с повышением производительности труда должна увеличивать фондоотдачу основных фондов.

Успешное развитие научно-технического прогресса невозможно без повышения организационного и технического уровня вспомогательного производства, поэтому на предприятиях отрасли внедряются научно обоснованные системы, охватывающие комплекс экономических, технических и организационных решений по инструментальному обслуживанию, погрузочно-разгрузочным и транспортно-складским работам, складскому хозяйству, ремонту технологического оборудования и внедрению автоматизированных систем управления, что обеспечивает повышение эффективности инструментального производства, сокращение сроков и затрат при подготовке производства новых автомобилей.

Принятый партией курс на интенсификацию народного хозяйства объединяет в единое русло все направления технической политики, укрепляет целенаправленный и планомерный характер научно-технического прогресса, обеспечивая тем самым не только согласованность социально-экономических и научно-технических аспектов развития отрасли при решающей роли первых, но и требует более высоких, присущих развитому социализму, форм и методов управления научно-техническим прогрессом. А это, в свою очередь, связано с организационными изменениями в управлении, его совершенствованием. В автомобильной промышленности опыт такого совершенствования накоплен достаточно большой (ВАЗ, ЗИЛ, АТЭ-1, КамАЗ и др.) Однако новые большие задачи по повышению интенсификации производства требуют быстрее совершенствования управления и всей системы хозяйствования не только в ведущих производственных и всесоюзных промышленных объединениях, но и на всех предприятиях отрасли, потому что совершенствование управления каждым объединением, заводом, цехом — это ключ к быстрейшему выполнению задач, поставленных XXVI съездом КПСС: только за счет рационализации управления и лучшего использования имеющихся мощностей можно добиться снижения потребности в средствах производства на единицу конечного продукта, обойтись меньшей численностью работающих для выполнения плана. Об этом свидетельствуют исторический опыт и — не в последнюю очередь — результаты социалистического соревнования за достойную встречу 60-летия СССР.

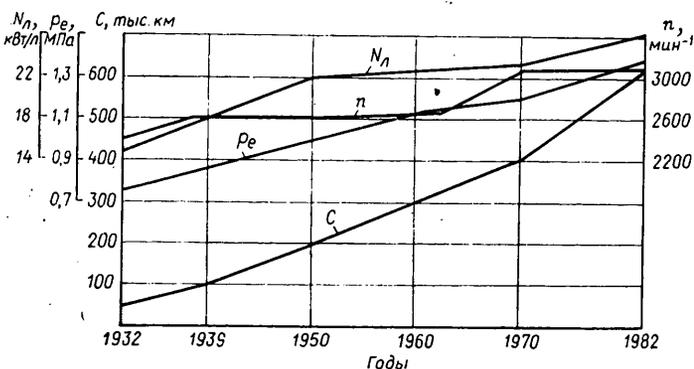


Проблемы и перспективы применения наддува двигателей

УДК 621.43.052

Д-р техн. наук Н. С. ХАНИН
НАМИ

ФОРСИРОВАНИЕ и повышение литровой мощности N_L было и продолжает оставаться одним из главных направлений развития двигателей внутреннего сгорания. Достигается это путем увеличения либо среднего эффективного давле-



ния p_e , либо частоты вращения коленчатого вала n , либо того и другого одновременно. Правда, увеличение частоты вращения коленчатого вала не способствует повышению топливной экономичности двигателя, увеличению его ресурса C и снижению шумности. Поэтому основным резервом роста литровой мощности стало увеличение среднего эффективного давления что хорошо видно из рис. 1, на котором показано изменение рекламных показателей технического уровня двигателей автомобилей большой грузоподъемности за период с 1932 по 1982 г. [1].

Среди различных способов повышения среднего эффективного давления сейчас наименее лимитирован один — за счет увеличения плотности воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя, т. е. применения наддува, особенно турбонаддува.

Рис. 1. Динамика изменения рекламных показателей дизелей автомобилей большой грузоподъемности (C — ресурс пробега автомобиля в км)

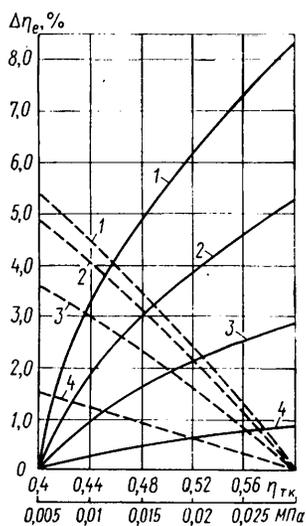


Рис. 2. Влияние η_{TK} (сплошные линии) и $\Delta P_{\text{вып}}$ (штриховые линии) на η_e при различных степенях повышения λ_K : 1—4 — соответственно $\lambda_K = 2,7; 2,2; 1,8; 1,2$

Рис. 3. Скоростные характеристики опытного дизеля ($\pi_{TK} = 0,43$ — сплошные линии; $\pi_{TK} \approx 0,48$ — штриховые линии, $\delta_T = P_T/P_0$)

Способ имеет историю: от дизелей с приводным нагнетателем для автомобилей большой грузоподъемности и автобусов к дизелям с турбонаддувом для карьерных автомобилей-самосвалов. От них — к дизелям с турбонаддувом для магистральных автомобилей и автомобилей средней грузоподъемности, а в последние годы — и к дизелям с турбонаддувом для легковых и легких грузовых автомобилей. И, наконец, турбонаддув начинают применять и на двигателях с искровым зажиганием.

Такое сравнительно медленное постепенное внедрение наддува на автомобильных двигателях объясняется рядом причин: недостаточной надежностью двигателей с наддувом вследствие роста их механической и тепловой напряженности, ухудшением протекания скоростных характеристик, ухудшением приемистости, повышением дымности и шумности, несовершенством агрегатов наддува (недостаточно высокие КПД и надежность).

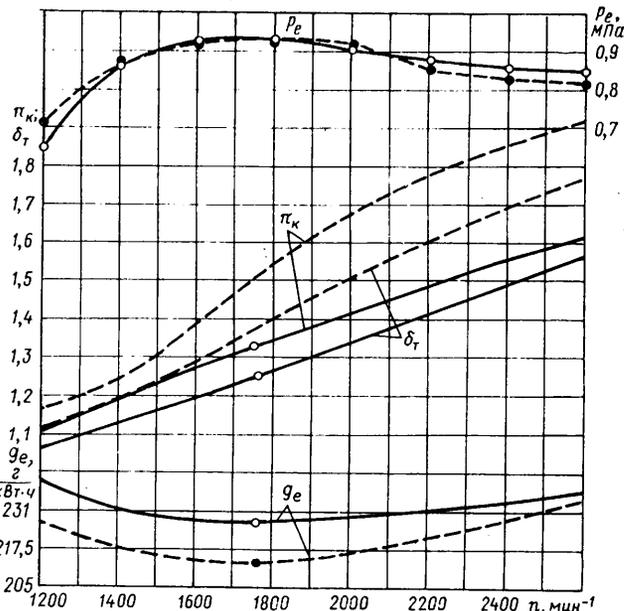
Кроме того, применить наддув — значит усложнить двигатель, и чем меньше мощность двигателя и чем более он рассчитан на массовый выпуск, тем сложнее отработка его самого и его системы наддува.

Пока были более простые возможности повышения технического уровня ДВС, к наддуву прибегали редко. Однако эти возможности сейчас уже исчерпываются. Поэтому конструкторы вынуждены применять наддув на все большем числе моделей и типов ДВС. Кроме того, использовать наддув требуют интересы улучшения топливной экономичности и экологических качеств автомобилей.

Одну из ведущих ролей в расширении применения наддува играет совершенствование турбокомпрессоров, позволяющих осуществлять наддув за счет использования работоспособности отработавших в цилиндрах газов. Еще в 50-е годы была найдена оптимальная для автомобильных двигателей схема основного агрегата системы газотурбинного наддува — турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной и центробежным компрессором [2]. Затем, в результате исследовательских работ, последовательно были повышены такие показатели турбокомпрессора, как эффективность, надежность и приемистость, а также уменьшены его размеры, упрощена конструкция, сокращена номенклатура деталей (с 40—50 до 10—20). Масса была доведена до 2—4% массы двигателя, а трудоемкость изготовления — до 2—7% трудоемкости изготовления двигателя и топливной аппаратуры. В результате себестоимость турбокомпрессора сейчас не превышает 2—4% стоимости двигателя, причем ресурс турбокомпрессоров, изготавливаемых специализированными фирмами, уже доведен до экономически оправданного уровня, близкого к ресурсу двигателей. (Следует иметь в виду оправданное снижение ресурса по мере уменьшения агрегатной мощности двигателя и расхода газа через один турбокомпрессор). Итогом многолетних исследований и разработок стали также сравнительно высокие для лопаточных машин малых размеров КПД турбин, компрессоров и соответственно общий КПД турбокомпрессора η_{TK} (0,47 и более), значительный «противопомпный» запас.

Повышение η_{TK} положительно сказывается на надежности двигателя с турбонаддувом, позволяет повысить его эффективный КПД η_e (рис. 2), т. е. улучшить топливную экономичность. Это улучшение тем заметнее, чем выше давление наддува p_K . Поэтому, учитывая, что в настоящее время наблюдается, а в перспективе ожидается повышение N_L , дальнейшее увеличение p_K следует рассматривать как одно из ведущих направлений совершенствования автомобильных турбокомпрессоров.

2* Зак. 313



Говоря об истории турбонаддува, нельзя не сказать и о том, что его распространению долго препятствовало неблагоприятное сочетание характеристик турбокомпрессоров с характеристиками двигателя, которое, в частности, проявляется в интенсивном снижении p_K (рис. 3) при уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому, чтобы обеспечить приемлемый уровень наддува на средних и малых частотах вращения коленчатого вала и предотвратить чрезмерное падение коэффициента избытка воздуха, приходится завышать давление наддува на высоких частотах вращения или настраивать турбокомпрессор на оптимум КПД при наиболее часто реализуемых режимах работы двигателя. (Последнее, кстати, хорошо согласуется с тенденцией снижения наружного диаметра рабочего колеса турбины). Сочетая широкорежимную настройку систем турбонаддува, включающих турбокомпрессор, газопроводы и воздухопроводы, с коррекцией топливоподачи в функции наддува и частоты вращения коленчатого вала, в настоящее время получают удовлетворительное, с коэффициентом приспособляемости двигателя 1,15 и более, протекание характеристик двигателей для автомобилей большой и средней грузоподъемности. Дополнительные возможности, реализуемые в основном пока для шестицилиндровых дизелей, дают системы комбинированного турбодинамического наддува, разработанные в ВНР, а также — что становится необходимым для высокооборотных двигателей — регулируемые системы турбонаддува. (Из них пока применяют на легковых автомобилях системы с перепуском газа параллельно турбине, снижающим давление наддува на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя).

Возможности управления протеканием характеристик двигателей с турбонаддувом в последние годы используют не только для обеспечения повышенного запаса крутящего момента, но и в специальных модификациях двигателей (в основном для внедорожных автомобилей) с очень высоким коэффициентом приспособляемости, соответствующим характеристикам постоянной (в определенном диапазоне частот вращения коленчатого вала) мощности. Правда, в этом случае показатели удельной массы двигателя и его топливная экономичность на режимах высоких частот вращения коленчатого вала заметно ухудшаются.

Динамические качества автомобиля, а также дымность отработавших газов зависят, как известно, от приемистости турбокомпрессора (она определяется, в основном, размерами колеса турбины).

Чтобы улучшить приемистость при одновременном упрощении компоновки мотоотсека автомобиля, ранее сконструированного без учета применения турбонаддува, некоторые автомобильные фирмы используют схемы с двумя турбокомпрессорами, работающими параллельно на общую воздушную сеть восьмицилиндрового двигателя. Однако в данном случае возникают специфические трудности, обусловленные неравномерным чередованием рабочих ходов в цилиндрах каждого ряда. Например, увеличиваются потери работоспособности выпускных газов [3], склонность к помпажу, неравномерность воздушного снабжения цилиндров, а также вероятность отказов и себестоимость двигателей по сравнению с двигателем, оборудованным одним турбокомпрессором.

По этим причинам на абсолютном большинстве (более 80%) восьмицилиндровых двигателей с турбонаддувом применяются один турбокомпрессор. На менее массовых двенадцати- и десятицилиндровых двигателях с равномерным чередованием работы цилиндров каждого ряда установка двух турбокомпрессоров является вполне оправданной.

Таким образом, достоинства турбокомпрессоров бесспорны. Однако было бы неправильным недооценивать и некоторые другие типы систем наддува. Например, с нагнетателями, приводимыми от коленчатого вала. Тем более, что накоплен большой опыт их создания и эксплуатации. Правда, они имеют относительно сложный приводной механизм, вероятность отказа которого соизмерима с вероятностью отказа нагнетателя, повышенную шумность, но зато приводные нагнетатели обеспечивают высокую приемистость. Поэтому до тех пор, пока на двигателях малой (менее 40 кВт) мощности турбокомпрессоры имеют небольшой КПД и недостаточную приемистость, приводные нагнетатели следует рассматривать как приемлемое средство форсирования двигателя.

Более перспективны так называемые волновые обменники давления, типа «Комплекс», в которых сжатие воздуха осуществляется волнами, возбуждаемыми при выпуске газов из цилиндров: они улучшают приемистость, обеспечивают более благоприятную, чем у двигателя с турбонаддувом, зависимость давления наддува и эффективной мощности от частоты вращения коленчатого вала.

Это идея. Что же касается практического ее осуществления, то масса и габариты этих устройств, степень нагрева в них воздуха пока еще невыгодно отличаются от турбокомпрессоров. То же самое можно сказать и о затратах дефицитных материалов, суммарной (включая приводной механизм) трудоемкости изготовления. Поэтому, если учесть перспективы улучшения турбокомпрессоров и возможности автоматизации их производства, наиболее прогрессивным направлением развития агрегатов наддува автомобильных двигателей в ближайшие годы следует считать именно турбокомпрессоры в сочетании с более совершенными в аэродинамическом и волновом плане и герметичными газопроводами систем выпуска и впуска.

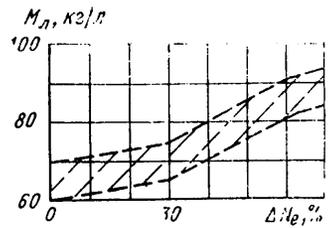
Ресурс автомобильных двигателей за последние 30 лет значительно увеличился. Так, у дизелей он возрос более чем в 2 раза, причем произошло это в условиях форсирования двигателей, т. е. увеличения среднего эффективного давления из-за роста давления наддува. Например, если в 60-х годах для автомобильных двигателей применялся преимущественно низкий наддув ($p_k < 0,18$ МПа, $p_e < 1$ МПа), то в 70-е годы был освоен ряд моделей со средним наддувом (p_k до 0,22 МПа, $p_e > 1,1$ МПа), а затем и с высоким ($p_k > 0,25$ МПа, $p_e > 1,25$ МПа) для карьерных автомобилей-самосвалов (4Н21/21, Пилстик РА4-185, Камминс КТ-1200) и магистральных автомобилей большой грузоподъемности. Увеличение степени форсирования, сопровождающееся снижением (на 10—50%) удельной массы двигателей с наддувом, было достигнуто благодаря росту резервов их надежности.

Таковы история и перспективы развития наддува автомобильных двигателей. Рассмотрим теперь вопросы отработки рабочих процессов и конструкции двигателей с наддувом.

Очевидно, что наддув повышает все индикаторные давления цикла. Однако при существующих сейчас уровнях максимального давления p_z и давления наддува p_k возможности изменения параметров цикла λ (степени повышения давления при $V = \text{const}$ и ρ (степени увеличения объема при $\rho = \text{const}$) оказываются ограниченными и сводятся только к изменению λ за счет степени сжатия ϵ . Но уменьшению последней препятствует ухудшение пуска двигателя при низких температурах воздуха. Влияние ϵ на эффективный КПД дизелей неинтенсивно, поскольку понижение индикаторного КПД компенсируется повышением механического. По этой причине величины ϵ у большинства автомобильных двигателей с наддувом обычно на 0,5—1,5 меньше, чем у двигателей без наддува.

Цикловые дозы топлива при наддуве возрастают практически пропорционально среднему эффективному давлению, что при малых размерах камер сгорания осложняет смесеобразование, отладку рабочего процесса, процессов в топливной аппаратуре в широком диапазоне режимов. Так, для ограничения продолжительности подачи увеличенных доз топлива в двигателях со средним наддувом приходится увеличивать (до 0,8% и более) отношения диаметров насосных секций к диаметрам цилиндров, а при камерах в поршнях — давлений впрыска (до 100 МПа и более). Это осложняет отработку топливной аппаратуры в направлениях устранения аномалий впрыска, оптимизации топливных факелов, предотвращения закоксовывания сопловых отверстий форсунок (за счет эффективного отвода тепла) и

Рис. 4. Зависимость литровой массы от степени увеличения мощности при наддуве



У вновь проектируемых двигателей прочность и жесткость деталей выбираются по уровню p_z , а так как это давление у двигателей с наддувом больше, то большей оказывается и их литровая масса (рис. 4), причем увеличивается она прямо пропорционально среднему эффективному давлению. Поэтому для двигателей, сконструированных без учета наддува, применение последнего (а для двигателей с низким наддувом — увеличение степени наддува) требует повышения несущей способности деталей за счет использования более прочных материалов или более эффективных методов их упрочнения (наклеп или закалка галтелей, азотирование коленчатых валов и др.), а также уменьшения концентрации напряжений.

В ряде случаев конструкторы вынуждены идти и на увеличение размеров деталей для обеспечения необходимой их жесткости (особенно таких деталей, как шатуны, поршневые пальцы, блоки цилиндров, подвески коренных подшипников). Увеличение механических нагрузок затрудняет условия функционирования трущихся пар скольжения, в особенности подшипников коленчатого вала и сопряжений цилиндрико-поршневой группы. Поэтому, например, для цилиндров, нужно обеспечивать не только минимальное отклонение от идеальной геометрической формы и оптимизацию микрогеометрии, но и стабильность масляных пленок (плоскогорный хонинг и др.), а конструкцию поршней обрабатывать с учетом компенсации деформаций элементов узла, обеспечения их прочности и эрозионной стойкости. Нужно принимать меры и в отношении работоспособности подшипников, в частности, по обеспечению необходимой рабочей толщины масляной пленки путем как стабилизации геометрии узла, так и температуры масла. Как правило, требуется интенсификация охлаждения масла, а во многих случаях — увеличение его прокачки, улучшение фильтрации, иногда — переход на моторные масла с улучшенными характеристиками по вязкости и прочности пленок. Надо иметь также в виду, что рост p_z усложняет создание эффективного уплотнения стыка головок с цилиндрами, заставляет применять прокладочные материалы более стабильной упругости, а также более прочные и одновременно податливые элементы крепления. Перспективен переход на индивидуальные головки цилиндров со стальными прокладками газового стыка.

При конструировании двигателей с наддувом нельзя забывать и о том, что в условиях эксплуатации не исключено превышение фактического уровня p_z по отношению к номинальному его уровню. Чтобы избежать перегрузки деталей, лучше обеспечивать резервы нагружаемости, совершенствовать сервис, применять дублирующие подсистемы фильтрации масла для компенсации увеличения нагрузок на подшипники и предусматривать прокачку масла перед пуском двигателя. Форсирование двигателей за счет наддува сопровождается ростом выделения тепла на единицу рабочего объема (пропорционально литровой мощности) и на единицу поверхности цилиндричного пространства (пропорционально поршневой мощности), т. е. ростом тепловой напряженности деталей. Между тем опыт эксплуатации двигателей с наддувом показал, что большая часть неисправностей (трещины, эрозия, схватывание) деталей, формирующих камеру сгорания, связана именно с ней. Поэтому поэлементная и комплексная отработка рабочего процесса двигателя, процессов в топливной аппаратуре и системах турбонаддува, системах смазки и охлаждения — это пути компенсации роста тепловой нагруженности, ограничения температуры и температурных напряжений в пределах, обеспечивающих не только сохранение ресурса двигателей с наддувом на уровне ресурса двигателей без наддува, но и превышения его. Для этого нужно продолжать совершенствование конструкции деталей и систем в направлении снижения их температур, а также температурных напряжений и напряжений от газовых нагрузок; применять более жаропрочные и жаростойкие материалы для выпускных клапанов и их седел или покрывать контактные поверхности жаропрочными сплавами; придавать клапанам вращение в процессе работы; поршни из алюминиевых сплавов армировать в зоне канавки верхних поршневых колец; в качестве материала поршней использовать — в перспективе — чугун. Для снижения температуры поршня необходимо применять локальное охлаждение его днища струями масла, что способствует также улучшению условий работы поршневого пальца, в нан-

более форсированных двигателях ($p_e > 1,2$ МПа) охлаждать

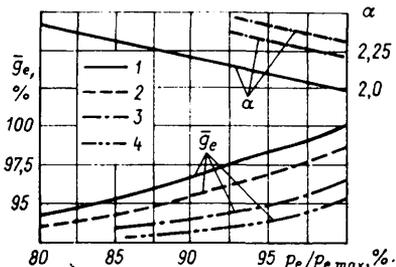


Рис. 5. Влияние степени охлаждения воздуха на \bar{g}_e и α дизеля: 1 — без охлаждения; 2 — охлаждение на 20 К; 3 — охлаждение на 40 К; 4 — охлаждение на 60 К; ($\bar{g}_e = g_e / g_e$ при $p_e \text{ max}$)

поршни потоками масла, циркулирующими в полостях его головки, а в двигателях с жидкостным охлаждением — усиливать теплоотвод от головок цилиндров потоками охлаждающей жидкости. Для ограничения и снижения температур цикла нужно увеличивать КПД турбокомпрессоров, уменьшать неравномерность распределения воздуха по цилиндрам. (Важнейшим из факторов, с точки зрения температурной напряженности деталей, а также токсичности выбросов отработавших газов, является коэффициент избытка воздуха α , поэтому обеспечение необходимого его уровня во всем рабочем диапазоне нагрузочных режимов — задача первостепенной важности). Для снижения температур воздушного заряда охлаждают наддувочный воздух во внешних холодильниках.

Большинство перечисленных выше конструктивных мероприятий с успехом используются в практике отработки автомобильных двигателей с различным уровнем наддува. Что касается охлаждения наддувочного воздуха, то до последнего времени оно реализовывалось только для двигателей со средним и высоким ($p_e > 0,11$ МПа) наддувом. Более широкому его распространению препятствуют относительно высокая стоимость системы (многократно превышающая стоимость турбокомпрессоров), интенсивное уменьшение эффективного давления при понижении частоты вращения коленчатого вала двигателя (из-за уменьшения давления наддува) и, как результат, сложность обеспечения оптимального протекания характеристики двигателя. Тем не менее, в последние годы за рубежом начат промышленный выпуск автомобильных двигателей с невысоким турбонаддувом, имеющих охлаждение наддувочного воздуха.

К достоинствам охлаждения наддувочного воздуха можно отнести не только снижение интенсивности подвода тепла к деталям, но и уменьшение давления сжатия, а потому и других давлений цикла, включая p_c , что способствует существенному (на 2—4%) повышению эффективного КПД (улучшению g_e) двигателя (рис. 5) и снижению механической напряженности деталей.

Как видно из рис. 5, влияние охлаждения на относительный удельный расход топлива усиливается при увеличении степени охлаждения воздуха (кривые 1, 2 и 3, 4).

Наддув способствует не только увеличению N_L , но и является средством повышения топливной экономичности двигателей. Одна из причин этого состоит в том, что при использовании наддува растет среднее индикаторное давление в цилиндрах, относительные механические потери (p_m/p_i) уменьшаются. Ведущую роль здесь играет слабая зависимость составляющих жидкостного трения от давлений цикла. Другими словами, при наддуве возрастает механический КПД, в результате чего при данном индикаторном КПД улучшается

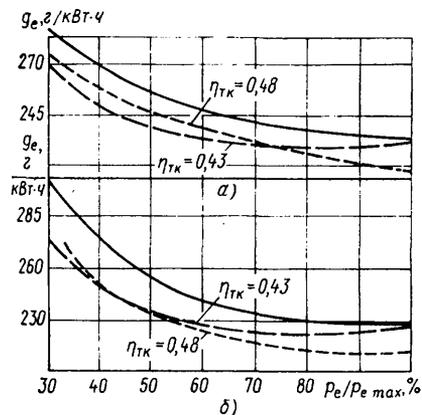


Рис. 6. Сравнение нагрузочных характеристик двигателя без наддува (сплошные линии) и с турбонаддувом (штриховые линии): а — $n/n_{\text{max}} = 0,76$; б — $n/n_{\text{max}} = 0,6$

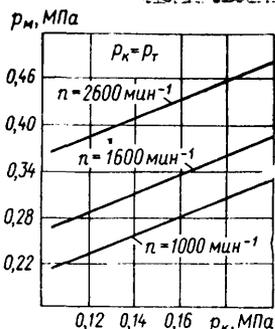


Рис. 7. Зависимость основных механических потерь p_m от давления наддува, равного противодавлению на выпуске

эффективный КПД двигателя (рис. 6). Следовательно, снижается удельный расход топлива. Такой результат наблюдается даже при несовершенной отработке систем турбонаддува и индикаторного процесса. Соответствующий эффект усиливается в результате роста p_e и N_L , улучшения КПД турбокомпрессора, повышения частоты вращения коленчатого вала.

Выигрыш в удельном расходе топлива наиболее наглядно проявляется при сопоставлении двигателя с наддувом и без наддува, имеющих одинаковую относительную нагрузку $p_e = p_e/p_{e \text{ max}}$. Оказывается, что даже при несовершенных системах наддува этот выигрыш доходит до 5%, а при более совершенных системах — до 10% и более.

Преимущество двигателя с наддувом по топливной экономичности для данного p_e уменьшается по мере роста p_k , что можно объяснить близкой к пропорциональной зависимости p_m от линейно связанного с p_k давления конца сжатия p_c , выявленного в опытах НАМИ (рис. 7). Данная закономерность подкрепляет мнение о целесообразности применения регулируемого наддува.

Положительное влияние на топливную экономичность уменьшения рабочего объема двигателей данной мощности в результате наддува усиливается при малых нагрузках. У двигателей с воспламенением от искры это влияние активизируется вследствие уменьшения дроссельных потерь при снижении рабочего объема двигателя еще заметнее.

Важным фактором улучшения топливной экономичности в результате наддува является связанное с ним уменьшение удельной массы двигателя и автомобиля: каждые 10% снижения массы двигателя в результате наддува на средних эксплуатационных режимах дают до 1% экономии топлива, которая возрастает по мере уменьшения полезной нагрузки. Повышению топливной экономичности способствует также то, что при наддуве уменьшается относительный отвод тепла от рабочего тела, растет коэффициент избытка воздуха на больших частотах вращения коленчатого вала.

Дополнительные крупные резервы повышения топливной экономичности вскрылись в последние годы в результате совершенствования систем газотурбинного наддува, повышения η_{TK} (рис. 3 и 6) и уменьшения аэродинамических и волновых потерь $\Delta p_{\text{вып}}$ (рис. 2) в других элементах системы: благодаря этому снижаются затраты энергии на насосные ходы, которые характеризуются средним давлением $p_{н.х}$ и складываются из работ выпуска и впуска.

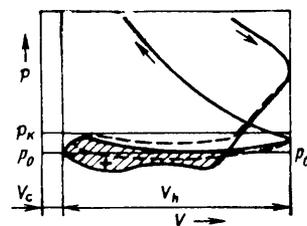


Рис. 8. Участок низких давлений (насосных ходов) индикаторной диаграммы двигателя с разными η_{TK} (сплошные линии — высокий, штриховые — невысокий)

Из рис. 8 видно, что работа впуска в результате наддува становится положительной. Другими словами, при наддуве в такте впуска реализуется полезная работа — и тем большая, чем выше КПД компрессора. В свою очередь, рост КПД турбины и снижение потерь в тракте подвода к ней отработавших газов уменьшают работу выпуска. Расчеты и эксперименты показывают, что повышение уровня η_{TK} от 0,43, считавшегося удовлетворительным еще несколько лет назад, до 0,48 позволяет повысить абсолютную величину эффективного КПД двигателя на 2%, т. е. снизить удельный расход топлива дизеля на 4—5 г/(кВт·ч) в результате использования энергии отработавших в цилиндрах газов в форме «положительной» (рис. 8) работы насосных ходов. К таким же результатам ведет и уменьшение потерь напора в тракте «цилиндр — турбина» на 0,013 МПа при $p_e = 1$ МПа.

Совершенствование систем наддува в сочетании с отмеченными выше мерами по повышению надежности двигателей с наддувом позволило в последние годы ставить и решать задачи значительного улучшения их топливной экономичности за счет понижения частоты вращения коленчатого вала и повышения степени наддува. Здесь рост η_e достигается в результате снижения вязкостных составляющих механических потерь, т. е. повышения η_m . Так, при понижении частоты вращения коленчатого вала на 20%, эти потери уменьшаются на 10%. При данном решении есть, конечно, и негативные последствия — рост механической напряженности двигателя, усугубляемый снижением разгружающего действия инерционных сил, а также увеличения крутящего момента, передаваемого трансмиссией автомобиля. И если последнее можно компенсировать

ровать ценой усложнения трансмиссии, то первое устранить трудно, особенно на легких высокооборотных двигателях, запасы прочности деталей которых невелики. Возможности понижения n у двигателей без наддува ограничены возрастанием его массы.

Новые перспективы повышения η_e двигателей с наддувом открываются в результате теплоизоляции поверхностей цилиндра и камеры сгорания; благодаря уменьшению отвода тепла от рабочего тела повышается η_i , а вследствие уменьшения затрат энергии на привод агрегатов системы охлаждения дополнительно растет и η_e . Повышение η_e силовой установки будет еще значительнее, если использовать возрастающую из-за роста температур газов работоспособность выпускных газов (помимо турбокомпрессора) в силовой газовой турбине или другой утилизационной установке.

Таким образом, повышение топливной экономичности двигателей в результате наддува, как и форсирование, обусловлено комплексным совершенствованием процессов двигателя, снижением энергетических потерь в системах наддува.

Двигатели с наддувом имеют также более высокие, чем двигатели без наддува, экологические качества. Так, сокращение периода задержки воспламенения в дизелях с наддувом в результате повышения температуры и плотности заряда способствует снижению жесткости рабочего процесса, шумности работы двигателя по крайней мере на 1—2 дБ (А). Дополнительного — причем значительного — уменьшения шума можно достичь в результате понижения частоты вращения коленчатого вала и включения в выпускной тракт турбин. Наддув при установившемся режиме работы двигателя снижает содержание в отработавших газах углерода, несгоревших углеводородов и окиси углерода. Правда, при наддуве на большинстве режимов увеличивается выброс окислов азота, однако охлаждение наддувочного воздуха устраняет данный недостаток.

У двигателей с наддувом есть и еще одно достоинство: они обеспечивают большую стабильность мощности, надежную работу в высокогорных условиях благодаря росту перепада давлений, который может быть сработан в турбине турбокомпрессора. Это позволяет компенсировать снижение плотности воздуха (следовательно, мощности и коэффициента избытка воздуха), характерное для двигателей без наддува при работе на высокогорных трассах. Возможности подобной компенсации растут в случае регулируемых систем наддува.

Рассмотренные выше направления и результаты отработки двигателей с наддувом относятся, в основном, к дизелям. Однако совершенствование турбокомпрессоров и систем автоматического регулирования на базе электроники сделало к настоящему времени экономически оправданным и турбонаддув серийных двигателей с воспламенением от искры. В частности, заслуживают внимания системы турбонаддува без снижения степени сжатия, основанные на микропроцессорном электронном регулировании [4]. Они позволят изменять степень наддува, состав смеси и угол опережения зажигания по

сигналам датчиков детонации. В свою очередь, электроника создает новые возможности совершенствования систем регулирования, бортового диагностирования и защиты от чрезмерного роста напряженности деталей двигателей с наддувом.

Следует подчеркнуть, что успехи в применении наддува двигателями были и могут быть достигнуты благодаря опережающему повышению надежности элементов конструкции, их комплексной отработки, совершенствованию технологии на основе специализации и автоматизации производства турбокомпрессоров, а также массовых деталей двигателей.

Таким образом, сейчас уже можно утверждать, что в последние годы удалось, в принципе, преодолеть технические препятствия к широкому применению дизелей с наддувом для автомобилей большинства категорий. Совершенствование дизелей с турбонаддувом привело к относительному нарастанию их преимуществ и ослаблению недостатков; выявлены перспективы дальнейшего интенсивного их совершенствования в отношении топливной экономичности, по экологическим качествам, удельной массе и другим показателям, в том числе надежности. Созрели предпосылки наддува двигателей с воспламенением от искры. Иными словами, наддув сейчас должен рассматриваться как ведущее направление развития автомобильных двигателей и, в первую очередь, дизелей. Поэтому все подготавливаемые к производству дизели следует отрабатывать с учетом наддува и перспектив его повышения с тем, чтобы такими силовыми установками было оборудовано 100% карьерных, а также магистральных транспортных средств, большинство автомобилей большой грузоподъемности. Оправданным будет и распространение наддува на двигатели массовых автомобилей — как грузовых, так, в дальнейшем, и легковых. Чтобы добиться этого, а также высоких эксплуатационных показателей двигателей с наддувом, уже на стадии конструирования требуются комплексная отработка рабочего процесса и топливной аппаратуры, конструкции и технологии изготовления деталей, согласования двигателя с автомобилем, методики его эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тенденции развития зарубежных дизельных двигателей для большегрузных автомобилей* / Н. С. Ханин, П. Л. Озимов, В. А. Кригер, В. К. Ванин. М.: НИИНавтопром, 1977. 118 с.
2. *Циннер К.* Газотурбинный наддув дизелей. М.: Машиностроение, 1980. 254 с.
3. *Сахаревич В. Д., Щербаков В. Г., Белинский И. Н.* Расчетно-экспериментальное исследование по выбору систем газотурбинного наддува двигателей 4СН8,5/11, 4СН12/14 (СМД-20/22) и 8СН13/11,5 (СМД-80). Республиканский межведомственный сборник. — Двигатели внутреннего сгорания, 1976, вып. 24, с. 68—77.
4. *Rydqvist J. E., Sandberg L., Wallin R. A.* A turbocharged engine with microprocessor controlled boost pressure. SAE Technical Paper ser, 1981, № 810060, с. 43—44.

УДК 621.43.016.4:621.43-242.001.5

Оценка теплонапряженности днища поршня карбюраторного двигателя

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, канд. техн. наук А. Р. МАКАРОВ, А. Д. ШИШАЕВ

Московский автомеханический институт

ИЗУЧАЯ поршни, разрушившиеся в период эксплуатации, установили [1], что трещины чаще всего появляются в центре огневой поверхности днища. Причина — напряжения от сил давления газов и напряжения, связанные с неравномерностью температурного поля поршня. Появлению трещин способствует также и то, что прочностные свойства материала с ростом температуры ухудшаются. Но для разработки конструктивных мероприятий по повышению надежности поршня при форсировании двигателя по среднему эффективному давлению в камере сгорания, очевидно, необходимо знать не только общую картину, но и закономерности изменения действующих в нем механических

и температурных напряжений. Это позволяет обоснованно, на основе определения запасов прочности, выбирать геометрические параметры элементов поршня и, в первую очередь, его днища. Получить же такую информацию путем экспериментального исследования напряжений на наружной поверхности днища трудно. Поэтому приходится прибегать к расчетно-экспериментальным методам исследования тепловой и механической напряженности днища поршня. Как это делается, покажем на примере днища поршня двигателя ЗМЗ-24.

Последовательность работы была примерно такой: сначала путем термо-

носое поле поршня. Затем полученные таким образом данные использовались для расчета температурных напряжений по методике, приведенной в работе [2]. Достоверность же рассчитанных температурных напряжений проверялась путем их сравнения с экспериментальными данными.

Экспериментально-расчетные исследования влияния режимов работы двигателя на теплонапряженность, проведенные на трех скоростных режимах (1500 мин⁻¹, 3000 мин⁻¹, 4000 мин⁻¹), свидетельствуют о преобладающем влиянии нагрузочного режима на величину температурных напряжений. Причем с увеличением нагрузки расчетные температурные напряжения в

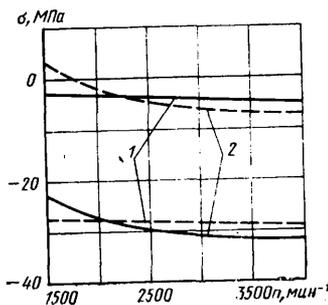
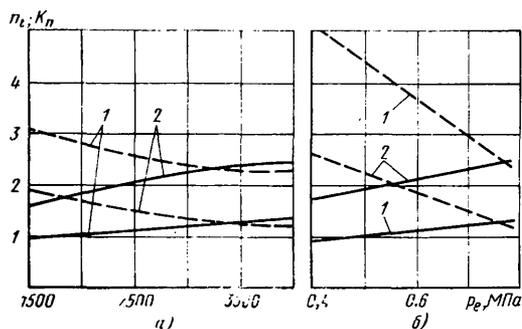


Рис. 1. Изменение температурных напряжений в центре дна поршня при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (сплошные линии — температурные напряжения с учетом остаточных напряжений; штриховые — расчетные температурные напряжения): 1 — внутренняя поверхность дна; 2 — огневая поверхность дна

Рис. 2. Изменение запасов прочности в центре дна поршня при работе двигателя по внешней скоростной (а) и по нагрузочной (б) характеристикам (сплошные линии — относительные запасы прочности, штриховые — запасы прочности с учетом тепловых нагрузок): 1 — внутренняя поверхность дна; 2 — огневая поверхность дна



центре огневой поверхности дна изменяются по сложному закону. Так, с увеличением нагрузки температурные напряжения растяжения, сначала растут и, достигая максимума при $p_e = 0,4-0,5 p_{e \max}$, начинают уменьшаться, а при полной нагрузке и $n > 2000$ мин⁻¹ переходят в напряжения сжатия. На внутренней же поверхности дна увеличение нагрузки от 0 до $p_{e \max}$ сопровождается ростом напряжений сжатия. Максимальные температурные напряжения наблюдаются в центре внутренней поверхности дна (при работе двигателя с полной нагрузкой на всех трех указанных выше скоростных режимах), что вполне согласуется с результатами тензометрирования дна поршня на работающем двигателе.

При расчете температурных напряжений и тензометрировании не были учтены остаточные напряжения, возникающие при отливке и сохраняющиеся после термообработки поршня, которые могут оказывать заметное влияние на его напряженное состояние. Так, исследование остаточных напряжений серии поршней показало, что на внутренней и огневой поверхностях дна эти напряжения равны по абсолютной величине и противоположны по знаку (на внутренней стороне — растяжение, на огневой — сжатие), что свидетельствует об изгибе дна поршня. Абсолютная их величина изменяется в пределах 18,0—25,0 МПа. Остаточные напряжения в днах определялись путем освобождения (вырезания) шлифов с установленными на них тензодатчиками.

Можно предположить, что при равномерном нагревании поршня остаточные напряжения в днах не изменяются. В этом случае общее напряженное состояние дна следует рассматривать как сумму температурных и остаточных напряжений. И эта сумма в центре огневой стороны дна максимальна, а в центре внутренней стороны дна — меньше величины температурных напряжений (рис. 1). Переходя к оценке прочности дна

с учетом всего комплекса действующих в нем напряжений, необходимо отметить, что максимальные суммарные напряжения не превышают предела текучести, взятого с учетом его уменьшения в диапазоне рабочих температур поршня. Значит, разрушение дна, очевидно, может носить усталостный характер. И полученные данные подтверждают, что наиболее вероятным местом возникновения усталостных трещин действительно является центр огневой поверхности дна.

Прочность дна оценивали по запасам прочности, определяемым в соответствии с методикой, приведенной в работе [3], механические напряжения — тензометрированием дна поршня на работающем двигателе и безмоторной установке. Оказалось, что с увеличением скоростного режима и нагрузки запасы прочности дна уменьшаются, а минимальные запасы наблюдаются при работе двигателя на режимах, близких к режиму максимальной мощности. При работе по внешней скоростной характеристике (рис. 2, а) запас прочности в центре огневой поверхности дна снижается с 1,9 при частоте вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹ до 1,2 при 4000 мин⁻¹. Темп его уменьшения с увеличением частоты вращения коленчатого вала при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой замедляется. Это объясняется уменьшением циклового наполнения, вследствие чего температурный режим поршня стабилизируется, а механические напряжения от действия газовых сил уменьшаются. Более резкое изменение температурных напряжений и запасов прочности дна наблюдается при работе двигателя по нагрузочной характеристике: увеличение среднего эффективного давления с 0,4 до 0,8 МПа при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин⁻¹ снижает запас прочности с 2,7 до 1,2 (рис. 2, б).

Исследования, о которых шла речь выше, дают достаточно точные результаты, однако они сложны и трудоемки. В практике для предварительной

оценки теплонапряженности поршня можно воспользоваться известными критериями теплонапряженности. Неплохие результаты дает, например, критерий K_n — относительный запас прочности, равный отношению запаса прочности с учетом механических напряжений от сил давления газов и остаточных напряжений к запасу прочности с учетом всего комплекса механических и тепловых нагрузок: механических, остаточных и температурных напряжений, а также снижения прочностных характеристик сплава с повышением температуры. Критерий K_n (см. рис. 2) показывает относительное изменение запаса прочности, вызванное воздействием на поршень тепловых нагрузок и может быть использован для прогнозирования работоспособности данного типа поршня при форсировании двигателя, а также для оценки теплонапряженности поршней двигателей аналогичных конструкций.

В заключение следует отметить, что надежность работы поршней карбюраторных двигателей может быть увеличена не только конструктивными мероприятиями по снижению его тепловой и механической напряженности, но и оптимизацией величин остаточных напряжений, возникающих в процессе его изготовления. В частности, снижение уровня остаточных напряжений в днах поршня двигателя ЗМЗ-24 приведет к уменьшению напряженности его огневой поверхности и росту напряжений на внутренней поверхности, что позволит получить близкие по величине запасы прочности для обеих поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kolbenshaden an Kraftfahrzeug — Hubkolbenmotoren W. Zschernig. — KFT, № 5, 1976, S. 150—153.
2. Гинцбург Б. Я. Тепловая напряженность поршней двигателей внутреннего сгорания. — Труды НИЛД, № 6, 1958, с. 75—97.
3. Серенсен С. В., Когаев В. Д., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975, с. 171—175.

УДК 621.43.047.001.5:681.586

Измеритель угла опережения зажигания

Ю. Н. ПИСАРЕВ, канд. техн. наук Л. А. ЗАХАРОВ

Горьковский конструкторско-технологический институт автомобильной промышленности

ПОВЫШЕНИЕ мощности двигателя, его топливной экономичности и снижение токсичности отработавших газов — главные проблемы, которые решаются при испытаниях как новых, так и серийно выпускаемых моделей двигателей.

Параметром, в значительной мере влияющим на указанные выше показатели двигателя, является угол опережения зажигания. Для выявления более выгодных моментов зажигания рабочей смеси в цилиндрах двигателя, при которых с наибольшей полнотой

используется энергия топлива на различных нагрузочных и скоростных режимах работы, снимаются регулировочные характеристики по углу опережения зажигания, представляющие собой зависимость эффективной мощности и удельного расхода топлива от

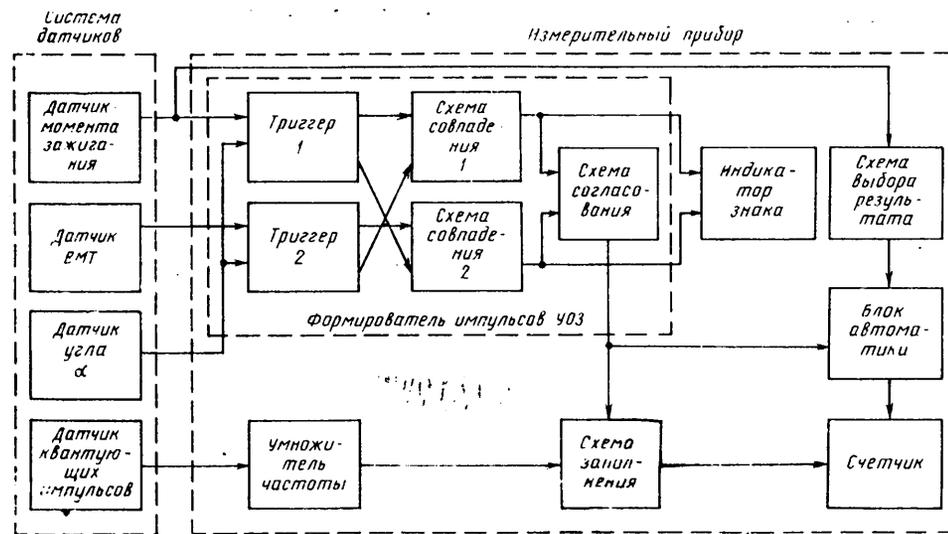


Рис. 1. Структурная схема измерителей угла опережения зажигания (УОЗ) типа ИУ-1, ИУ-2, ИУ-3

момента искрообразования в цилиндре двигателя.

В технической литературе встречаются описания многих типов и моделей устройств для измерения углов опережения зажигания. Отсчет углов с их помощью выполняется либо по шкале металлического диска, устанавливаемого в плоскости шкива двигателя, либо по шкале стрелочного электрического прибора. Недостатком первых является то, что оператор должен находиться рядом с двигателем, что опасно и неудобно. Приборы второго типа, хотя и обеспечивают дистанционное измерение угла опережения зажигания, но имеют значительную (более 2%) погрешность измерения и недостатки, присущие стрелочным индикаторам (субъективные ошибки считывания, утомляемость оператора, отсутствие выходного сигнала для регистрации на самопишущих приборах и др.).

В настоящее время для измерения угла опережения зажигания (УОЗ) Горьковским конструкторско-технологическим институтом автомобильной промышленности разработаны измерители угла опережения зажигания типа ИУ-1, ИУ-2, ИУ-3, ИУ-5, лишенные указанных выше недостатков. Блок-схема приборов типа ИУ-1, ИУ-2 и ИУ-3 показана на рис. 1. Принцип их работы состоит в следующем: так как угол опережения зажигания, выраженный в градусах угла поворота коленчатого вала двигателя, характеризует собой момент искрообразования относительно момента прохождения поршнем двигателя положения ВМТ, то его измерение можно свести к измерению интервала времени между электрическим импульсом, соответствующим моменту искрообразования, и импульсом, соответствующим моменту прохождения поршнем положения ВМТ. Это и сделано при помощи цифровых приборов и счетно-импульсного метода, в соответствии с которым счетчик в течение измеряемого интервала времени, т.е. интервала между двумя упомянутыми импульсами, заполняется квантуемыми импульсами образцовой частоты. Чтобы получить цифровой отсчет в единицах измерения угла опережения зажигания с погрешностью, не превышающей 1 град п.к.в., частота следования квантующих им-

пульсов обеспечивается в 360 раз большей частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чувствительными элементами приборов служат индукционные датчики.

Так, для фиксации импульса электрического напряжения в момент искрообразования в свече зажигания используется индукционный датчик в виде катушки индуктивности, намотанной на ферритовом кольце и помещенной в корпус-экран с отверстием для высоковольтного провода, который соединяет свечу с распределительным устройством. В моменты искрообразования в катушке индуктивности наводится ЭДС, которая и воздействует на измерительную часть прибора.

Для фиксации импульсов электрического напряжения в моменты прохождения поршня двигателя положений ВМТ и отметок, соответствующих повороту коленчатого вала двигателя на заданный относительно ВМТ угол α , используются индукционные датчики в виде катушки индуктивности с ферро-

магнитным сердечником, соединенным с постоянным магнитом. Катушка смонтирована в ферромагнитном цилиндрическом корпусе, имеющем отверстие напротив ее сердечника. Датчики устанавливаются и закрепляются на корпусе двигателя так, чтобы в момент, когда поршень находится в ВМТ, ферромагнитный стырь, установленный на шкиве двигателя, находился точно против сердечника катушки индуктивности первого из датчиков, а когда коленчатый вал двигателя повернется по ходу вращения на угол α , стырь на шкиве должен стать против сердечника второго датчика. В эти моменты в катушках индуктивности датчиков наводится ЭДС самоиндукции.

Квантующие электрические импульсы также получают при помощи индукционного датчика, аналогичного датчикам ВМТ, и ферромагнитного зубчатого диска. Устанавливается датчик на том же кронштейне, что и эти датчики, а зубчатый диск совместно со шкивом — на ступице коленчатого вала. При вращении коленчатого вала двигателя зубья диска проходят мимо сердечника датчика квантующих импульсов и в его катушке наводится ЭДС. Число зубьев на диске велико, поэтому закон изменения ЭДС близок к синусоидальному, а период — пропорционален повороту коленчатого вала двигателя на угол, равный 6° .

Импульсы электрического напряжения с датчиков момента искрообразования, моментов ВМТ и поворота коленчатого вала на угол α поступают на входы формирователя электрических импульсов измерителя угла опережения зажигания. Формирователь включает в себя два триггера, две схемы совпадения и схему согласования, соединенные так, что на выходе схемы согласования появляется импульс электрического напряжения, длительность которого пропорциональна опережению (запаздыванию) момента искрообразования относительно момента прохождения поршнем положения ВМТ. Кроме того, с выходов формирователя поступают импульсы на

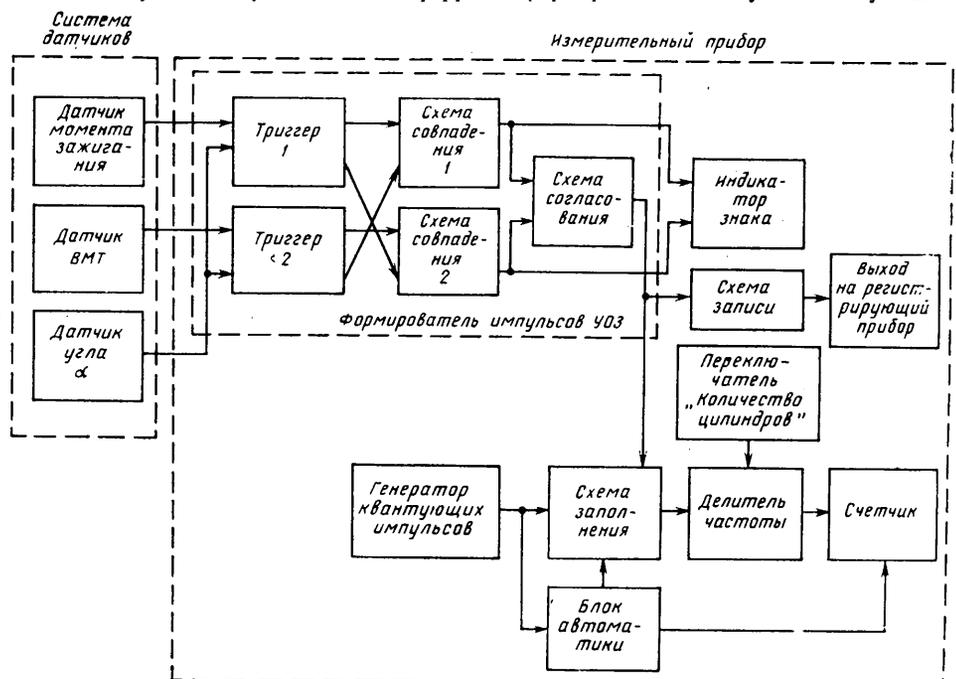


Рис. 2. Структурная схема измерителя угла опережения зажигания типа ИУ-5

индикатор знака, который индицирует знак «+» при опережении зажигания, и знак «-» при запаздывании зажигания.

Импульс напряжения, пропорциональный по длительности опережению (запаздыванию) зажигания, поступает на схему заполнения и открывает ее для пропуска в счетчик импульсов с умножителя частоты квантуемых импульсов. Таким образом, число квантуемых импульсов, поступивших в счетчик, будет пропорционально длительности выходного импульса формирователя, т.е. углу опережения зажигания, выраженному в градусах угла поворота коленчатого вала двигателя.

Измерители ИУ-1, ИУ-2 и ИУ-3 имеют в своем составе схему выбора результатов, которая введена, чтобы обеспечить измерение единичного значения угла опережения зажигания в одном цилиндре.

Известно, что в четырехтактном двигателе зажигание производится один раз за два оборота коленчатого вала двигателя. Следовательно, за это время от датчика момента зажигания в измеритель поступит один импульс, а от датчиков ВМТ и поворота коленчатого вала на угол α — два. Поэтому задача схемы выбора состоит в том, чтобы пропустить сигнал на цифровое табло только тогда, когда есть сигнал с датчика момента зажигания (вход схемы выбора связан с этим датчиком).

Блок автоматики измерителя обеспечивает работу счетчика в определенной последовательности: счет импульсов, перепись результата в память индикаторного табло и сброс счетчика в исходное состояние.

На рис. 2 показана блок-схема прибора типа ИУ-5, при помощи которого измеряют среднее значение угла опережения зажигания. Источником квантуемых импульсов у него служит не ферритовое зубчатое колесо с индукционным дат-

чиком, а электронный генератор, работающий в автоколебательном режиме. Частота квантуемых импульсов равна 72000 Гц. Она выбрана из условия обеспечения заданной точности измерения ($\pm 1^\circ$) при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (6000 мин^{-1}) и индикации результата измерения в градусах угла поворота коленчатого вала двигателя.

Другой отличительной особенностью прибора типа ИУ-5 является наличие в нем делителя частоты квантуемых импульсов, включенного между схемой заполнения и счетчиком и предназначенного для вычисления среднего значения УОЗ за интервал времени, равный 1 с. Делитель имеет коэффициент деления, задаваемый при помощи переключателя в зависимости от числа цилиндров исследуемого двигателя: при измерении УОЗ одноцилиндрового двигателя (или в одном цилиндре многоцилиндрового) нажимается кнопка с цифрой 1, и коэффициент деления при этом устанавливается равным 100. При числе цилиндров 2, 4, 6 или 8 и нажатии соответствующих кнопок коэффициент деления будет равным 200, 400, 600 или 800.

Интервал времени усреднения задается блоком автоматики, который формирует его путем деления частоты квантуемых импульсов и подает в виде электрического импульса на схему заполнения этого импульса и импульсов, снимаемых с формирователя и пропорциональных УОЗ, на делитель частоты генератора. Число квантуемых импульсов, прошедших в счетчик за интервал времени усреднения, пропорционально измеряемому УОЗ.

Прибор ИУ-5 имеет еще одну отличительную особенность — он снабжен схемой записи, которая выделяет из импульсов, пропорциональных УОЗ,

постоянную составляющую и подает ее на вход внешнего регистрирующего устройства (например, самописца).

Все приборы типа ИУ обеспечивают работу в двух режимах: измерение угла опережения зажигания и «Контроль». По второму осуществляется контроль правильности работы измерителя угла α , т.е. угла поворота коленчатого вала двигателя от положения, соответствующего ВМТ, до положения, соответствующего месту крепления датчика угла α . Значение этого угла выбрано равным 20° .

Приборы типа ИУ выполнены на транзисторах и печатных платах, причем в ИУ-5 используются интегральные микросхемы серии К 155. Техническая характеристика последнего приведена ниже:

Пределы измерения, град	$15 \div +70$
Индикация	цифровая, на двузначном табло
Диапазон частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1}	500—6000
Погрешность измерения, град	$\pm 1,0$
Постоянный угол α , индицирующийся при режиме «Контроль», град	20
Потребляемая мощность, Вт	15
Источник питания	сеть переменного тока напряжением 220 В, частотой 50 Гц
Габаритные размеры	$300 \times 110 \times 260$
Масса, кг	4

Приборы типа ИУ внедрены на Волжском автомобильном заводе им. 50-летия СССР, Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР и на некоторых других предприятиях отрасли и вполне оправдали себя, сократив трудозатраты и повысив качество отладки системы зажигания новых автомобилей. Они могут быть также использованы при стендовых испытаниях двигателей на автомобильных и моторных заводах, на станциях технического обслуживания автомобилей и в авторемонтных мастерских.



УДК 629.113+401.7*

Показатели долговечности автомобилей. Особенности их нормирования и оценки

Кандидаты техн. наук С. Ф. БЕЗВЕРХИЙ, В. П. ШАЛДЫКИН, Л. А. ЕГОРОВ, Е. А. ИНДИКТ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ, Филиал НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время долговечность автомобиля оценивается такими показателями, как ресурс до первого, второго и т. д. капитальных ремонтов и срок службы до списания. Признаки (критерии) предельного состояния автомобилей для каждого случая должны оговариваться в технических условиях (ТУ), исходя из следующих соображений:

поддержание безопасности, безотказности или эффективности эксплуатации автомобиля на допустимом уровне без капитального ремонта становится невозможным;

в результате изнашивания и старения автомобиль пришел в такое состояние, при котором ремонт требует больших затрат или не обеспечивает необходимой степени восстановления работоспособности и исправности, и должен быть списан.

3 Зак. 313

Показатели долговечности оцениваются:

при официальных ресурсных испытаниях, когда определяется технический ресурс автомобиля, т.е. ресурс, обусловленный особенностями конструкции и возможностями производства автомобиля. При этом влияние эксплуатационных и случайных факторов на ресурс исключается или сводится к минимуму;

при испытаниях в подконтрольной эксплуатации, когда определяется фактический (эксплуатационный) ресурс автомобиля, но с учетом влияния на него конкретных условий эксплуатации.

Нормирование показателей долговечности и назначение критериев предельного состояния автомобиля осуществляются в

соответствии с ТУ на автомобиль и Положением [1]. Однако, поскольку в Положении не оговорены условия, при которых осуществляется официальное подтверждение автомобилем заданных в ТУ норм долговечности, то в его развитие разработаны и согласованы с заинтересованными ведомствами соответствующие нормативно-технические документы (РТМ 37.001.054—78, РТМ 37.001.009—74, РТМ 37.001.010—74).

Согласно положению о ресурсных испытаниях и разработанным нормативно-техническим документам, базовой организацией для проведения ресурсных испытаний является Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ. Указанными документами регламентируются также порядок, методическая основа ресурсных испытаний, объем пробеговых испытаний и их распределение по видам дорог, число испытываемых образцов и т. д. Все это позволяет получить объективные данные о техническом ресурсе узлов, агрегатов и автомобилей в целом в стабильных условиях дорог полигона, при строгом контроле за соблюдением программ испытаний и режимов движения.

Ресурсным испытаниям подвергаются, как правило, серийные новые образцы автомобилей или автомобили модернизированные (в последнем случае новый ресурс может быть установлен только после внедрения заводом мероприятий по модернизации модели в производство).

Для более объективной оценки результатов испытания осуществляются межведомственными комиссиями, в которые включаются представители заинтересованных организаций. Такая организация ресурсных испытаний на автополигоне обеспечивает выполнение основной цели определения заданных ТУ норм долговечности при обеспечении высокой достоверности получаемых результатов и сокращения продолжительности испытаний, позволяет не только быстро определять эффективность ранее реализованных мероприятий, но своевременно разрабатывать и внедрять на заводах отрасли новые мероприятия, направленные на дальнейшее повышение надежности автомобилей.

Опыт организации и проведения ресурсных испытаний на базе автополигона показывает, что условия оценки норм долговечности, записанные в нормативно-технической документации, в основном выбраны правильно, позволяют получать достаточно сравнимые данные о техническом ресурсе автомобилей и обоснованно распространять их на долговечность автомобильного подвижного состава в эксплуатации. Об этом же свидетельствуют и результаты эксплуатации автомобилей лучшими автотранспортными предприятиями страны. Так, например, организация технической эксплуатации автомобилей в ЭПАХ филиала НАМИ с соблюдением всех правил и норм, предписанных заводами-изготовителями, позволила эффективно использовать все потенциальные возможности конструкции базовых моделей автомобилей ЗИЛ, МАЗ и др., в результате чего их эксплуатационный ресурс достиг технического, определяемого в условиях полигона (для автомобилей ЗИЛ и МАЗ он составил 300 тыс. км).

Однако такие высокие результаты достигнуты не везде. Необоснованные перегрузки, нарушение периодичности технического обслуживания, низкая культура текущего ремонта, использование некондиционных или загрязненных горюче-смазочных материалов и другие грубые нарушения правил технической эксплуатации не позволяют в полной мере использовать потенциальные возможности конструкции и приводят к существенному снижению ресурса и повышенному расходу запасных частей на поддержание автомобилей в работоспособном состоянии. Например, в работе [2] указывается, что одна треть отказов и неисправностей автомобилей возникает в результате нарушений правил их эксплуатации. При этом надо иметь в виду, что в данном случае к эксплуатационным отказам и неисправностям отнесены лишь те, которые прямо указывали на нарушение правил эксплуатации. В то же время очевидно, что нарушение правил эксплуатации зачастую способствует появлению и той части отказов и неисправностей, которые принято относить на счет конструкции. А ведь известно, что заложенные в конструкцию возможности реализуются лишь при условии своевременного, качественно и в полном объеме выполненного обслуживания и текущего ремонта, при использовании соответствующих горюче-смазочных материалов. Об этом, в частности, говорилось в выступлениях передовых водителей на совместном совещании профсоюзных, хозяйственных и научных работников автомобильного транспорта и Минавтопрома, состоявшемся 20—21 ноября 1980 г. Подтверждается это и опытом полигона: испытания на автополигоне, где дорожные условия эквивалентны эксплуатационным, техническое обслуживание автомобилей полностью соответствует требованиям заводской инструкции по эксплуатации, а текущий ремонт выполняется с высоким качеством, соответствующим промышленному уровню, в среднем за про-

бег в объеме нормированного ресурса стоимость израсходованных запасных частей (за исключением шин) составляет 10—15% от первоначальной стоимости автомобиля. В эксплуатации же эта величина достигает 15—30%. Отсюда вывод: необходима систематическая работа автотранспортных предприятий и соответствующих НИИ по улучшению организации технической эксплуатации и текущего ремонта автомобилей.

Дальнейшего совершенствования требуют и нормирование показателей долговечности автомобильного подвижного состава и условий их определения. Это касается прежде всего тех норм долговечности и критериев, которые устанавливали бы объективные признаки их достижения, так как в данном случае косвенным образом устанавливается распределение затрат на производство, поддержание в работоспособном состоянии при эксплуатации и ремонт автомобильного подвижного состава. Дело в том, что в настоящее время из двух основных показателей долговечности во многих отраслях промышленности, в том числе и в автомобильной, нормируется только первый — ресурс до первого капитального ремонта для первой категории условий эксплуатации, а срок службы до списания и количество допускаемых капитальных ремонтов не ограничиваются. Кроме того, не ограничиваются и текущие ремонтные воздействия, а следовательно, и расход запчастей на поддержание техники в работоспособном состоянии, который может быть значительным, особенно после низкокачественного капитального ремонта.

Например, по заключению Г. М. Яковлева [3], эксплуатация многих типов машин во втором этапе (после первого и последующих капитальных ремонтов) сопровождается повышением до 5 раз расходом запасных частей, пониженным (в 2,5—5 раз) сроком службы; увеличенными простоями (до 3—4 и более раз) и числом средних и текущих ремонтов (рост в 3—5 раза); снижением качества выполняемых машинной работ.

Из приведенных данных следует настоятельная необходимость в нормировании второго показателя долговечности — срока службы до списания и, следовательно, ограничения числа капитальных ремонтов и повышения его качества. В частности, результаты исследований отечественных и зарубежных специалистов свидетельствуют, что оптимальными сроками службы до списания должны быть 8—10 лет при одном капитальном ремонте.

Необходимость в нормировании срока службы до списания диктуется еще и тем, что в каталогах и рекламных проспектах на зарубежные автомобили указывается именно срок службы до списания, поэтому нормирование срока службы как показателя долговечности и отражение его в ТУ поставит отечественные автомобили в равные условия с зарубежными аналогами и, естественно, будет способствовать повышению их конкурентоспособности.

Необходимо уточнить критерии предельного состояния не только в целом по автомобилю, но и по основным его агрегатам — чтобы ограничить число допускаемых ремонтных воздействий за пробег до капитального ремонта как при официальных ресурсных испытаниях, так и в эксплуатации, и тем самым стимулировать деятельность заводов и автотранспортных предприятий по повышению долговечности и безотказности автомобилей. Однако до сих пор при оценке ресурса как отдельных агрегатов, так и автомобиля в целом из всего многообразия технических, функциональных и экономических (по стоимости расхода запчастей и трудозатрат на текущий ремонт) критериев предельного состояния, подробно рассмотренных, например, в работе [4], предпочтены в автомобильной промышленности отдаются техническим (реже функциональным) критериям. Причем экономические критерии практически не используются (в основном, из-за трудностей сбора объективных данных о расходах запасных частей и трудозатратах на текущий ремонт в эксплуатации), хотя эффективность их, объективность и экономическая целесообразность доказаны в целом ряде исследований, например в работе [5]. Между тем сейчас, когда в сборе и обработке информации об эксплуатационной надежности автомобильной техники не только в специально созданных ЭПАХ филиала НАМИ, но и во многих передовых АТП, а также при проведении ресурсных испытаний в стабильных условиях на автополигоне НАМИ все шире используются ЭВМ, объективный учет стоимости запасных частей, необходимых для поддержания работоспособности автомобилей в период до капитального ремонта, уже стал вполне возможным. Следовательно, этот показатель, объективно отражающий уровень долговечности автомобилей (хотя и не указывающий прямо на потребность конкретного объекта в капитальном ремонте), пришла пора учитывать. Ведь затраты на запасные части одновременно характеризуют показатель безотказности, отражают трудоемкость текущего ремонта [6], а выраженные в виде удельного показателя от стоимости ав-

томобилей — становятся сопоставимыми для различных моделей. Нормирование долговечности по нему позволяет сохранить достигнутые показатели долговечности и впоследствии объективно оценивать вклад заводов-изготовителей и автотранспортных предприятий в повышение надежности автомобилей и соответствующим образом стимулировать улучшение этого важнейшего эксплуатационного свойства.

Исходя из изложенного и в развитие ГОСТ 13377—75 и ОСТ 37.001. 509—73, автополигоном НАМИ и филиалом НАМИ по согласованию с заводами отрасли разработаны руководящие технические материалы РТМ 37.031.031—81.

Установленные в них критерии предельного состояния используются при оценке ресурса до капитального ремонта автомобильного подвижного состава в процессе ресурсных испытаний на автополигоне НАМИ, в ЭПАХах и опорных автотранспортных предприятиях заводов-изготовителей, предусматривающих высокий уровень организации контроля технического состояния испытываемых объектов, учета стоимости запасных частей, расходов на поддержание их в работоспособном состоянии. Критерии предельного состояния устанавливаются для грузовых автомобилей общетранспортного назначения, полноприводных и легковых автомобилей, автобусов, прицепов и полуприцепов, а также для их основных агрегатов, узлов и базовых деталей. Для автомобиля, автобуса или прицепа ими являются:

расход запасных частей на текущий ремонт без учета расхода шин и аккумуляторных батарей (в процентном отношении к оптовой стоимости нового автомобиля), превысивший нормативы, указанные в таблице;

Автомобили	Допускаемый расход запасных частей в % от оптовой стоимости нового автомобиля при испытаниях	
	полигонных	эксплуатационных
Легковые	5	10
Грузовые общетранспортного назначения:		
"малой грузоподъемности (от 1 до 3 т)	10	15
средней, большой и особо большой грузоподъемности ²	10	25
Грузовые повышенной проходимости	15	30

¹ Эксплуатационные отказы и неисправности в оценке предельного состояния не учитываются.

² Оптовая стоимость автомобиля принимается в расчет с вычетом стоимости шин, аккумуляторных батарей.

доставление рамы грузового автомобиля общетранспортного назначения, полноприводного автомобиля, прицепа и полуприцепа, кузовом легкового автомобиля и автобуса предельного состояния по регламентируемому техническим критериям.

Стоимость израсходованных запасных частей определяется на основании действующего прейскуранта оптовых цен на них. В случае необходимости выполнения сложного ремонта узла или агрегата допускается полная замена этого узла или агрегата, но в расчет включается лишь стоимость деталей, необходимых для его ремонта.

Несколько слов о предельном состоянии агрегатов и деталей автомобиля.

Для основных агрегатов оно определяется необходимостью полной их разборки и ремонта базовых и основных деталей при устранении неисправностей, указанных в РТМ или свя-

занных с превышением нормативных значений диагностических параметров. Для базовой детали оно наступает при достижении параметрами, характеризующими неисправность (величина износа, трещина, изменение геометрических размеров, коррозия), значений, при которых ее эксплуатация должна быть прекращена, а ремонт требует применения сложной механической обработки, термических операций или замены отдельных элементов. Иными словами, значения параметров, характеризующие неисправность базовой или основной детали при достижении ими предельного состояния, принимаются в соответствии с техническими условиями на капитальный ремонт агрегата.

Ресурс автомобилей, автобусов, прицепного состава и их агрегатов при полигонных испытаниях (для малого числа объектов) определяется средней наработкой до предельного состояния испытываемых образцов. При этом средняя наработка должна равняться или превышать заданный нормативный пробег. Ресурс автомобилей, автобусов и их агрегатов при эксплуатационных испытаниях в ЭПАХах и опорных автотранспортных предприятиях определяется пробегом до предельного состояния каждого из них. Заданный нормативный пробег сравнивается с 90%-ным ресурсом контрольной партии объектов, представленных на испытание.

В заключение отметим, что критерий предельного состояния, устанавливающий ресурс автомобиля путем ограничения суммарной стоимости запасных частей, прямо ориентирует заводы-изготовители на повышение надежности и долговечности, в первую очередь, дорогостоящих, металлоемких и наиболее ответственных элементов конструкции, т. е. создание надежных, требующих в эксплуатации лишь нетрудоемких ремонтов автомобилей. Это повлечет за собой снижение поставки в запасные части базовых деталей, что в настоящее время имеет место и по существу способствует практике сборки новых узлов и агрегатов в эксплуатации — сборке, низкокачественной, которая, в свою очередь, приводит к их малой долговечности. Результаты ресурсных испытаний в каждом конкретном случае покажут, с каких моделей и с какого уровня их надежности такое сокращение поставки запасных частей станет приемлемым.

Таким образом, система оценки долговечности автомобилей, опирающаяся на результаты полигонных и эксплуатационных испытаний, объективные критерии, прямо отражающие вопросы долговечности и безотказности, позволяют целенаправленно устанавливать обоснованный уровень надежности отечественной техники и обеспечивать его в эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Положение* о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1974. 56 с.
2. *Трубицин Е.* Надежность автомобилей и эффективность их использования. — *Автомобильный транспорт*, 1980, № 11, с. 1—4.
3. *Яковлев Г. Н.* Вопросы производства и эксплуатации машинного парка страны. — В сб.: *Надежность и долговечность машин и оборудования*. М.: Изд-во стандартов, 1978, с. 233—237.
4. *Кугель Р. В.* Предельное состояние машин и их элементов. — *Вестник машиностроения*, № 4, 1976, с. 3—9.
5. *Шейнин А. М.* Основные принципы управления надежностью машин в эксплуатации. М.: Знание, М., вып. 1, 1977. 58 с.
6. *Афанасьев Л., Шейнин А., Краузе Г.* Содружество, обогащающее практику и науку. — *Автомобильный транспорт*, 1980, № 11, с. 8—11.

УДК 629.113-587.001.5:539.67

Влияние конструктивных параметров межосевых дифференциалов на показатели их внутреннего трения

Г. В. КОРШУНОВ, д-р техн. наук, С. А. ШУКЛИН

НАМИ

ВНУТРЕННЕЕ трение в дифференциалах, как известно [1], оказывает отрицательное воздействие на КПД трансмиссии и, следовательно, на расход топлива автомобилем, поэтому его стараются уменьшить. Однако в дифференциалах автомобилей, рассчитанных на дороги с нестабильными сцепными качествами поверхности, часто необходимо иметь повышенное внутреннее трение (для увеличения

тяговых качеств автомобиля в случае буксования одного из ведущих колес или мостов). В связи с этим в НАМИ были проведены исследования, в ходе которых оценивалась возможность получения различных показателей внутреннего трения не только за счет усложнения дифференциалов, но и за счет рационального выбора конструктивных параметров обычных дифференциалов. Исследования выполнены приме-

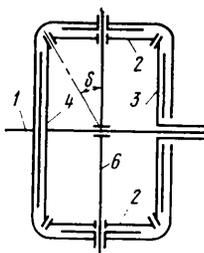


Рис. 1. Кинематическая схема конического межосевого дифференциала с подводом крутящего момента к корпусу:

1 — входной вал; 2 — сателлит; 3 — шестерня привода промежуточного моста; 4 — шестерня привода заднего моста; 6 — водило (крестовина)

нительно к трем основным группам межосевых дифференциалов, рассмотренных в работе [2]. В качестве показателя внутреннего трения был принят коэффициент блокировки, т. е. отношение крутящего момента на отстающей выходной шестерне к крутящему моменту на опережающей выходной шестерне при условии, что коэффициент внутреннего трения дифференциала во всех трущихся парах одинаков и во время работы не изменяется. (Этот коэффициент учитывает также и трение в зубчатых зацеплениях дифференциала, которое распределяется между его звеньями поровну).

Первая группа — конические дифференциалы, где крутящий момент подводится к корпусу (рис. 1).

Если радиусы трения торцов выходных шестерен одинаковы, то коэффициент блокировки можно определить из известного [3] выражения, в котором учитывается коэффициент трения μ и влияние Π конструктивных параметров дифференциала. (Оно иллюстрируется рис. 2, где коэффициент трения μ принят равным 0,1, а заштрихованные области соответствуют диапазонам наиболее распространенных в практике величин исследуемых факторов).

Анализ полученных результатов позволяет полагать, что наиболее эффективным путем снижения внутреннего трения в дифференциале является увеличение радиуса r_2 сателлита. Положительное воздействие здесь оказывает и увеличение радиуса r шестерни привода моста, которое может быть реализовано при проектировании (см. рис. 2, в). Использовать еще один возможный путь — уменьшение радиуса шипа сателлита (рис. 2, а) — обычно не удается из-за ограничений по прочности.

Практический интерес представляет и характер изменения блокирующих свойств дифференциала при взаимном изменении

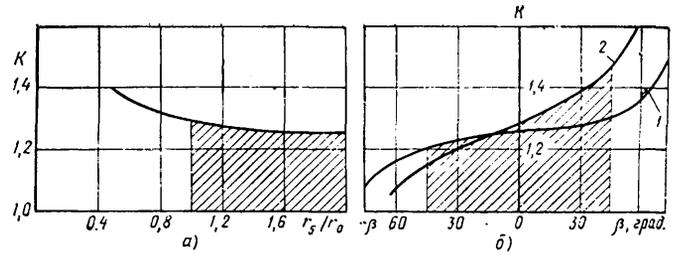


Рис. 5. Изменение коэффициента блокировки (1) конического дифференциала с подводом крутящего момента к ступице водила в зависимости от изменения радиуса (а) и угла наклона зуба (б) ведущей шестерни промежуточной передачи (кривая 2 — для схемы дифференциала, показанной на рис. 4)

нии размеров сателлитов и шестерен привода мостов в пределах заданного габаритного размера дифференциала, в частности, при постоянном значении его конусного расстояния. Коэффициент блокировки в области небольших значений радиуса сателлита и соответственно увеличенного радиуса шестерни привода моста резко уменьшается (рис. 2, а) и достигает минимума в точке, примерно соответствующей $r_2=0,69 r$. При дальнейшем увеличении радиуса сателлита и уменьшении радиуса привода моста коэффициент блокировки снова увеличивается в связи со значительным ростом угла конуса сателлита δ .

Вторая группа — конические дифференциалы (рис. 3 и 4), в которых крутящий момент подводится к ступице водила (крестовины).

В дифференциалах данной группы, в сравнении со схемой, показанной на рис. 1, есть дополнительный элемент — ведущая шестерня 5 промежуточной передачи, которая обычно выполняется за одно целое с шестерней 3 привода промежуточного моста.

В известной формуле [3] для определения коэффициента блокировки величины Π , учитывающие влияние конструктивных параметров дифференциала, неодинаковы, так как различны радиусы трения торцов выходных шестерен. Кроме того, здесь учитывается влияние радиуса r_3 приложения окружной силы к зубу ведущей шестерни 5 промежуточной передачи, угла β наклона зуба шестерни 5 (с тем или иным знаком, в зависимости от направления зуба), радиусов $r_{1,3}$ и $r_{1,4}$ входного вала 1 в местах установки шестерен соответственно 3 и 4 и угла α_5 профиля зуба шестерни цилиндрической промежуточной передачи, а также влияние расстояния между точкой приложения окружной силы к шестерне 5 и опорами дифференциала.

Для такого дифференциала справедливы выводы по дифференциалам первой группы. Анализ результатов изучения особенностей данного дифференциала (рис. 5) показывает, что с увеличением радиуса r_5 ведущей шестерни промежуточной передачи коэффициент блокировки изменяется по закону гиперболы, в связи с чем заметное влияние этого параметра обнаруживается лишь в случае, когда ведущая шестерня промежуточной передачи меньше выходной шестерни дифференциала (рис. 5, а), что, однако, трудно выполнить по компоновочным соображениям. Как показано на рис. 5, б, более существенно здесь влияние изменения угла наклона зуба ведущей шестерни промежуточной передачи. Изменение величин $r_{1,3}$, $r_{1,4}$, α_5/L влияет на коэффициент блокировки дифференциала также весьма незначительно, поэтому здесь оно не показано.

Некоторые особенности имеет относящийся к этой же группе дифференциал, выполненный по схеме рис. 4. Здесь ведущая шестерня 5 промежуточной передачи жестко связана с опорным диском 7 для выходной шестерни 4 и, если наклон зуба левый, то осевая сила прижимает опорный диск к торцу выходной шестерни. Осевое усилие в коническом зацеплении прижимает шестерню 4 к опорному диску с другой стороны. Если шестерня 5 с правым наклоном зуба, то осевая сила в зацеплении цилиндрических шестерен воспринимается подшипником, а трение между опорным диском и торцом шестерни 4 создается только осевым усилием в коническом зацеплении, как и в случае, когда шестерня 5 прямозубая.

Для данного случая получены значительно более резкие (по сравнению с рис. 2, б) зависимости коэффициента блокировки от радиуса шестерни привода моста и от угла β (см. кривую 2 на рис. 5, б).

Третья группа — цилиндрические дифференциалы (рис. 6, 7 и 8).

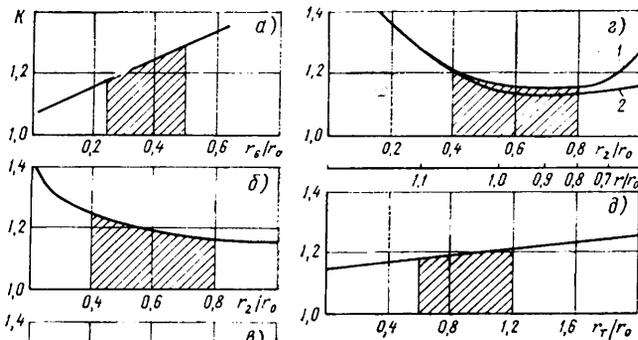


Рис. 2. Изменение коэффициента блокировки конического дифференциала с подводом крутящего момента к корпусу в зависимости от изменения параметров, взятых в отношении к начальному значению r_0 радиуса шестерни привода моста (а — r_6/r_0 ; б — r_2/r_0 ; в — r/r_0 ; з — r_3/r_0 ; д — r_4/r_0)

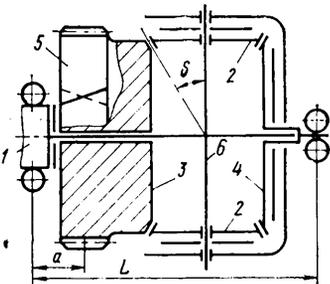


Рис. 3. Кинематическая схема конического межосевого дифференциала с подводом крутящего момента к ступице водила (крестовины): 1-4 — то же, что на рис. 1; 5 — ведущая шестерня промежуточной передачи

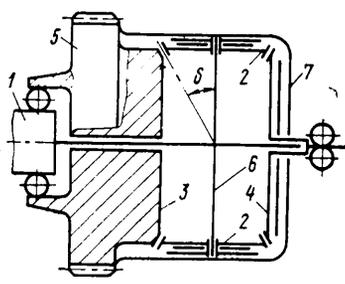


Рис. 4. Кинематическая схема конического межосевого дифференциала с подводом крутящего момента к ступице водила (крестовины), имеющего опорный диск выходной шестерни: 1-6 — то же, что на рис. 1; 7 — опорный диск

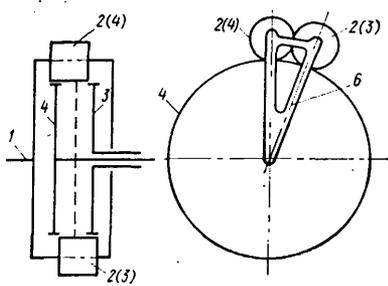


Рис. 6. Кинематическая схема цилиндрического межосевого дифференциала с подводом крутящего момента к водилу (обозначения те же, что и на рис. 1)

Шестерни у них обычно прямозубые, и возникающие силы создают лишь трение о шип сателлита (если не учитывать трения в зацеплении). В связи с этим в структуре формулы для параметра Π [3] $r_t = 0$ и $\delta = 0$, в результате $\Pi = r_6/r$.

В цилиндрическом дифференциале при отставании шестерни 3 равнодействующая радиальных реакций сил в зацеплении сателлитов между собой и с выходными шестернями вычитается из равнодействующей сил, нагружающих сателлит, а при отставании шестерни 4 — складывается с ними. Это обстоятельство учтено при выводе формулы для коэффициента блокировки.

Анализ показывает, что наибольшее влияние на блокирующие свойства цилиндрического дифференциала (так же, как и конического) оказывает радиус шипа и радиус r_2 сателлита (рис. 9). Размеры выходных шестерен в практической зоне их применения не влияют (рис. 9, в) на блокирующие свойства дифференциала. Их влияние начинает проявляться только при значительном уменьшении этих размеров, когда большее значение приобретает сложение радиальных реакций шипа сателлитов.

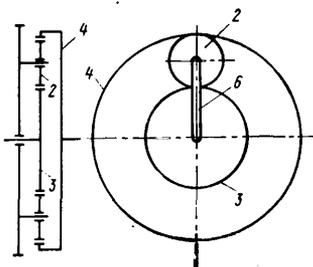


Рис. 7. Кинематическая схема несимметричного цилиндрического дифференциала: 3 — шестерня привода переднего моста; 4 — шестерня привода мостов тележки (остальные обозначения те же, что и на рис. 1)

В несимметричном дифференциале, схема которого показана на рис. 7, радиальные реакции шипов равны и направлены навстречу друг другу. Но так как момент трения сателлита о шип реализуется на выходных звеньях, имеющих разные радиусы, то коэффициент блокировки такого дифференциала становится зависящим от передаточного числа дифференциала. В связи с этим при расчете коэффициента блокировки несимметричного дифференциала при отставании солнечной шестерни выражение $\mu\Pi$ должно быть умножено на i в знаменателе, а при отставании коронной шестерни — умножено на i в числителе. Влияние изменения параметров на коэффициент блокировки показано кривой 2 (рис. 9, а), построенной при условии $i=2$ (распространенная в практике величина). Следует отметить, что изменение размеров сателлитов здесь приводит к изменению передаточного числа дифференциала и поэтому на практике не может служить аргументом при подборе блокирующих свойств.

Наиболее чувствителен к изменению параметров конструкции дифференциал со входной коронной шестерней (см. рис. 8), что объясняется сложением моментов трения в шипах сателлитов при передаче крутящего момента от входного звена (коронной шестерни 3) к выходным звеньям — водилу 6 и солнечной шестерне 4. В дифференциалах других конструкций при передаче крутящего момента от входного звена (водила) крутящий момент складывается с моментом трения, возникающим в n шипах сателлитов. В данном же дифференциале сложение (с тем или иным знаком) осуществляется в $2n$ шипах, т. е. сначала в шипе сателлита 2(3), а затем — в шипе сателлита 2(4).

Если необходимо сохранить передаточное число (например, сохранить его симметричность, т. е. равенство $r_3=2r_4$), то изменение радиуса его сателлитов возможно в очень узких пределах. Действительно, из компоновочных соображений отношение r_2/r_4 не может быть менее 0,25 (для $\xi=0$), но не может достичь и величины 0,5.

Формула для коэффициента блокировки дифференциала учитывает также угол ξ между сателлитами в плане, который, в зависимости от компоновки дифференциала, изменяется

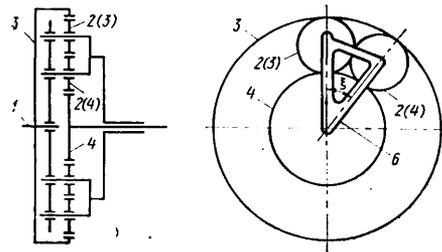


Рис. 8. Кинематическая схема цилиндрического межосевого дифференциала с подводом крутящего момента к коронной шестерне: 3 — коронная шестерня (остальные обозначения те же, что и на рис. 1)

в пределах от 0 до 39° , в связи с чем на показатель блокирующих свойств оказывает влияние быстро изменяющаяся величина его косинуса.

Блокирующие свойства дифференциала существенно зависят от взаимного расположения сателлитов. Так, если входная шестерня 3 на рис. 8 вращается против часовой стрелки, то равнодействующая от радиальных реакций сил в зацеплении сателлитов между собой и обоими шестернями 3 и 4 складывается с равнодействующей сил, нагружающих сателлиты со стороны шипов, а если выходная шестерня 3 вращается по часовой стрелке, то равнодействующая радиальных реакций вычитается из равнодействующих сил, нагружающих сателлиты. Таким образом, во втором случае момент трения сателлитов о шипы становится меньше (кривые 3 и 4 на рис. 9, б). Как видно из рис. 9, наибольшее влияние на блокирующие свойства дифференциала оказывает радиус шипа сателлита (кривые 3 и 4 на рис. 9, а).

При изменении размеров сателлитов (рис. 9, б) и шестерен (рис. 9, в) наиболее заметное изменение блокирующих свойств проявляется главным образом при вращении коронной шестерни по часовой стрелке (кривая 4 на рис. 9, б и в).

При постоянном межцентровом расстоянии между сателлитом и выходной шестерней цилиндрических дифференциалов и перераспределении размеров между сателлитом и входной шестерней характер изменения коэффициента блокировки в основном аналогичен тому, какой имеет место при изменении радиуса сателлита (рис. 9, а, б, в). Следует отметить, что при увеличении радиуса сателлита дифференциала за счет увеличения радиуса входной коронной шестерни дифференциала при сохранении постоянным их межцентрового расстояния уменьшение коэффициента блокировки довольно значительно

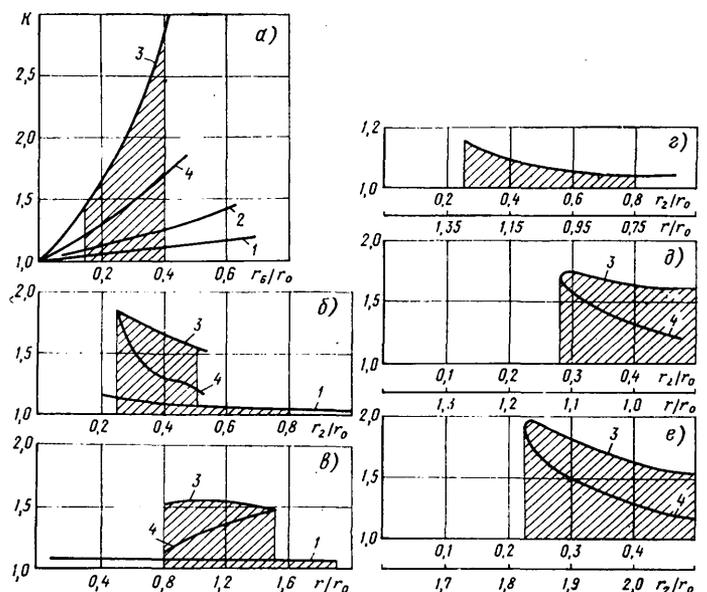


Рис. 9. Изменение коэффициента блокировки цилиндрических дифференциалов в зависимости от изменения: а — r_6/r_0 ; б — r_2/r_0 ; в — r_1/r_0 ; г — r_2/r_0 ; д — r_2/r_0 ; е — r_2/r_0 ; ж — r_2/r_0 ; з — для дифференциала, схема которого показана на рис. 6, при отставании шестерни 3; 2 — для дифференциала, схема которого показана на рис. 7; 3 и 4 — для дифференциала, схема которого показана на рис. 8 соответственно при вращении коронной шестерни по часовой стрелке

также и при вращении коронной шестерни против часовой стрелки (кривая 3 на рис. 9,е).

Таким образом, в цилиндрических дифференциалах, как в конических, наибольшее влияние на блокирующие свойства, кроме размера шипа сателлита, оказывает радиус сателлита, а также расположение сателлитов по отношению к направлению вращения.

Изложенные результаты исследований говорят о конкретных возможностях получения требуемых блокирующих свойств межосевых дифференциалов только за счет выбора их конструктивных параметров. Так, например, для карьерного самосвала, работающего преимущественно на дорогах с несовершенствованным покрытием, целесообразно выбирать межосевой дифференциал в зоне меньших значений отношения r_2/r_0 (см. рис. 2,б). Такой дифференциал имеет более высокие блокирующие свойства. При этом можно и несколько увеличить радиусы выходных шестерен (рис. 2,з) по сравнению какой-то базовой конструкцией за счет уменьшения сателлита, что приведет к сокращению продольного габарита дифференциала и будет способствовать увеличению длины карданного вала автомобиля (и следовательно, уменьшению углов между валами в шарнирах карданной передачи от коробки передач к промежуточному ведущему мосту), что очень важно, учитывая преимущественно укороченную базу самосвала, одноступенчатую главную передачу и промежуточный редуктор. А вот для магистрального тягача с аналогичной конструкцией трансмиссии, работающего на усовершенствованных дорогах, наоборот, следует выбирать межосевой дифференциал в зоне больших значений r_2/r_0 (рис. 2,б). Такой дифференциал имеет меньший коэффициент блокировки. При этом возможно и увеличение радиуса сателлита, так как величина базы автомобиля в данном случае достаточна для обеспечения малых углов между валами в карданных шарнирах. Здесь возможен также переход к цилиндрическому дифференциалу по схеме рис. 6.

При разработке двухступенчатых проходных ведущих мостов верхнего расположения пространство между картером межосевого дифференциала и присоединительным фланцем картера главной передачи иногда оказывается ограниченным. В этом случае диаметр выходных шестерен межосевого дифференциала следует уменьшать (коэффициент блокировки дифференциала будет возрастать; см. рис. 2,в). Если же рост коэффициента блокировки нежелателен, то наряду с уменьшением радиуса шестерен (рис. 2,д) желательно увеличить диаметр сателлитов (рис. 2,з).

В последние годы в мировой практике автомобилестроения все большее распространение получают одноступенчатые ве-

душные мосты. В том числе и для автомобилей типа 6×4. Для подбора коэффициента блокировки их межосевых дифференциалов, кроме перечисленных выше рекомендаций, значительный резерв представляет также величина угла и направление наклона зуба шестерен промежуточной передачи (рис. 5,б). Так, возвращаясь к приведенному выше примеру, для магистрального тягача желательно применить левого наклона зуба ведущей шестерни промежуточной передачи и выполнение ее с большим радиусом (рис. 5,а и б). Для автомобиля, работающего преимущественно в плохих дорожных условиях или с большими тяговыми нагрузками, желателен правый наклон зуба ведущей шестерни промежуточной передачи (рис. 5,б).

При разработке тележки двухступенчатых ведущих мостов верхнего расположения с цилиндрическим межосевым дифференциалом (рис. 6), учитывая, что мосты такого типа применяют преимущественно на автомобилях, работающих на менее благоустроенных дорогах, можно рекомендовать меньшие значения радиусов сателлитов. Это способствует увеличению внутреннего трения в дифференциале и уменьшению поперечного габарита дифференциала, что облегчает установку его на промежуточный ведущий мост.

Увеличение радиуса сателлитов будет способствовать снижению внутреннего трения, но при этом необходимо считаться с ростом поперечного размера дифференциала (рис. 9,б, з).

Дифференциал, показанный на рис. 8, может быть рекомендован преимущественно для седельных тягачей, имеющих укороченную базу с мостами переднего расположения. Из-за незначительного поперечного размера его применение с мостами верхнего расположения затруднено. Уменьшение внутреннего трения возможно как за счет увеличения размеров сателлитов (рис. 9,б), так и за счет уменьшения размеров солнечной и коронной шестерен (рис. 9,в).

Конечно, предложенные рекомендации весьма условны, но, руководствуясь полученными зависимостями, можно более тщательно подбирать конструктивные параметры межосевых дифференциалов при разработке приводов к ведущим мостам автомобилей различного назначения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лефаров А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. М.: Машиностроение 1972. 142 с.
2. Коршинов Г. В., Шуклин С. А. Конструкции межосевых дифференциалов автомобилей с колесной формулой 6×4. М.: НИИНАвтопром. 1976. 39 с.
3. Коршинов Г. В., Шуклин С. А. О структуре критериев блокирующих свойств межосевых дифференциалов. — Автомобильная промышленность, 1981. № 2, с. 23—25.

УДК 629.114.6:629.114.3

Эксплуатационные характеристики легковых автомобилей с прицепом

Ю. М. ВИНОКУРОВ

Мытищинский машиностроительный завод

В ПОСЛЕДНИЕ годы значительное развитие в стране получил новый вид использования легкового автомобиля — эксплуатация с прицепом: отечественная промышленность выпускает грузовые прицепы и жилые складные прицепы-палатки; разрабатываются конструкции жилых прицепов с жестким нетрансформируемым кузовом фургона типа (прицепы-дачи).

В процессе проектирования и эксплуатации автопоездов важно учитывать, что тягово-скоростные и характеристики по расходу топлива легкового автомобиля с прицепом отличаются от соответствующих характеристик одиночного легкового автомобиля. Знание этих отличий, по вполне понятным причинам, имеет не только чисто познавательный, но и большой практический интерес, позволяет по эксплуатационным характеристикам данного легкового автомобиля прогнозировать (до

продления испытаний) соответствующие показатели автопоезда в составе этого автомобиля и прицепа.

Основной причиной отличия эксплуатационных характеристик автопоезда и одиночного автомобиля является, как известно, увеличение сопротивления движению из-за потерь в трансмиссии, роста сопротивления качению шин и аэродинамического сопротивления. Рассмотрим эти составляющие.

Потери в трансмиссии пропорциональны величине передаваемого крутящего момента. Естественно, у автопоезда они несколько выше, чем у одиночного автомобиля, но их доля в общем сопротивлении, как показывают исследования, у автопоезда меньше, чем у одиночного автомобиля. Увеличение сопротивления качению шин автопоезда по сравнению с сопротивлением качению шин одиночного автомобиля при некоторых допущениях

(одинаковая скорость, шины одной модели с равным давлением и близкими нагрузками) пропорционально отношению его массы к массе автомобиля и не зависит от типа прицепа (жилой складной прицеп-палатка, грузовой прицеп или прицеп-дача). Сопротивление воздуха при движении автопоезда определяется двумя факторами: трением в пограничном слое (сопротивление трения) и вихреобразованием при обтекании, приводящим к появлению на передней и задней частях звеньев автопоезда различных по величине и знаку давлений (сопротивление формы).

Величина сопротивления трению зависит от площади поверхности звеньев автопоезда, качества отделки поверхностей и сравнительно невелика. Сопротивление формы определяется формой и габаритами поперечного сечения наибольшего звена автопоезда. В за-

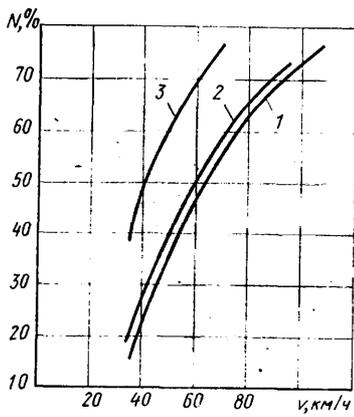


Рис. 1. Зависимость относительных затрат мощности от скорости движения:
1 — легковой автомобиль без прицепа; 2 — легковой автомобиль с грузовым прицепом; 3 — легковой автомобиль с прицепом-дачей

в зависимости от того, какой из двух указанных факторов оказывает решающее влияние на величину аэродинамического сопротивления автопоездов, последние можно разделить на две группы: автопоезда с прицепами, лобовая площадь которых меньше лобовой площади автомобиля-тягача (складные жилые прицепы, грузовые прицепы, прицепы для перевозки небольших судов); автопоезда с прицепами, лобовая площадь которых значительно превышает лобовую площадь автомобиля-тягача (прицепы-дачи).

Как показывают исследования, коэффициент сопротивления воздуха автопоездов первой группы выше в 1,3—1,6 раза по сравнению с коэффициентом сопротивления одиночного автомобиля, что объясняется в основном несовершенством формы и низким качеством поверхности прицепа. Для автопоездов второй группы лобовое сопротивление резко растет (в 3—4 раза) за счет кузова прицепа, значительно выступающего по ширине и высоте за габариты кузова легкового автомобиля-тягача, наличия большого зазора между кузовами автомобиля и прицепа, который обуславливает большую турбулилизацию воздушного потока.

Аэродинамическое сопротивление растет пропорционально квадрату скорости движения автомобиля и становится преобладающим уже при 40 км/ч (при этом на него затрачивается более половины всей расходуемой мощности).

В качестве примера на рис. 1 показано, как изменяется в зависимости от скорости отношение затрат мощности на преодоление аэродинамического сопротивления к общим ее затратам на движение. Из графика видно, что для легковых автомобилей малого класса в интервале скоростей 35—70 км/ч доля затрат мощности на аэродинамическое сопротивление составляет: для автомобиля без прицепа 16—55%, для автопоезда первой группы 18—58% и автопоезда второй группы 38—77%.

Решающее влияние аэродинамического сопротивления на затраты мощности при движении автопоездов подтверждается также данными, например, по автомобилю «Трабант 601»: при возрастании скорости с 45 до 70 км/ч необходимая для движения мощность автомобиля без прицепа возрастает в 2,4 раза, автомобиля с

грузовым прицепом массой 280 кг — в 2,5 раза; автомобиля с прицепом-дачей массой 280 кг — в 4,9 раза. Увеличение суммарного сопротивления движению автопоезда с грузовым прицепом привело к снижению максимальной скорости на 13%, а с прицепом-дачей — на 35,8%.

Для других изученных 25 зарубежных автопоездов второй группы с легковыми автомобилями малого класса снижение максимальной скорости составило 25—48% (средняя величина 36%). Максимальные скорости, достигнутые этими автопоездами на горизонтальной дороге, составили 70—120 км/ч.

Что касается автопоездов первой группы, то у них снижение максимальной скорости не столь значительно: для 11 изученных зарубежных и отечественных образцов оно составило 8—23% (средняя величина 12%). Максимальные скорости, достигнутые при испытаниях, были равны 98—133 км/ч.

В связи с тем, что автопоезд имеет повышенное, большее, чем у легкового автомобиля без прицепа, сопротивление движению, у него больше и время разгона до одной и той же скорости, и время преодоления дистанции 500 м с неподвижного старта, и время, необходимое для обгона транспортного средства, движущегося в том же направлении. Например, у 37 исследованных автопоездов второй группы с легковыми автомобилями малого и среднего классов время разгона до 80 км/ч оказалось в среднем в 2 раза больше, чем у автомобиля без прицепа, а у автопоездов первой группы — в 1,42 раза.

Аналогичная картина наблюдается и в отношении других параметров, характеризующих динамику автомобиля. Так, для обгона транспортного средства, движущегося со скоростью около 50 км/ч, легковому автомобилю с прицепом-дачей требуется в 1,5—1,7 раза большее расстояние, чем тому же автомобилю без прицепа; чтобы пройти дистанцию 500 м с неподвижного старта автопоезду второй группы требуется в 1,21 раза, а автопоезду первой группы в 1,21 раза больше времени, чем одиночному автомобилю (см. таблицу).

Модель тягача и прицепа	Время прохождения дистанции 500 м, с	
	без прицепа	с прицепом
«Москвич-2137» + «Вюрдиг» 301-2	24,0	28,3
«Москвич-2137» + «Бастай»	24,0	28,3
ВАЗ-2102+QEК «Юниор»	23,9	26,4
ВАЗ-2102+«Бастай»	23,9	30,7
ВАЗ-2101+«Бастай»	23,1	30,7
ВАЗ-2101+QEК	23,8	26,5
«Юниор»	23,8	30,8
ВАЗ-2101+«Интеркамп»	23,8	30,8
ВАЗ-2101+«Бастай»	23,8	30,8
ЗАЗ-968+СГ6-1В	27,4	30,8

Ухудшается и топливная экономичность автомобиля с прицепом (рис. 2 и 3). Из рис. 2 видно, что при эксплуатации легкового автомобиля с прицепом расход топлива увеличивается за счет роста затрат на преодоление сопротивления качению шин и аэродинамического сопротивления. Если же сравнить (рис. 4) относительные ве-

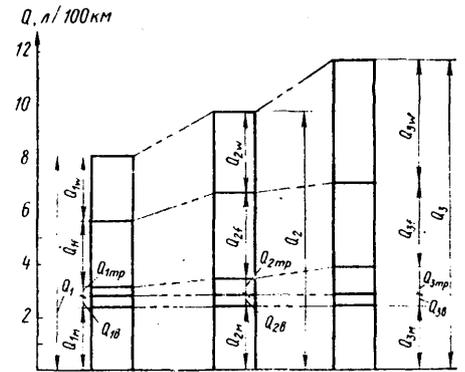


Рис. 2. Сравнение составляющих топливно-энергетического баланса для легкового автомобиля без прицепа Q_1 , легкового автомобиля с грузовым прицепом Q_2 , легкового автомобиля с прицепом-дачей Q_3 (Q_M — расход на внутренние потери в двигателе; Q_B — расход на привод вспомогательного оборудования; Q_{TP} — расход на потери в трансмиссии; Q_f — расход на сопротивление качению шин; $Q_{aэ}$ — расход на аэродинамическое сопротивление)

личны пробега на единице объема топлива одиночным легковым автомобилем и автомобилем с прицепом, приняв за 100% пробег автомобиля без прицепа на скорости 55 км/ч, то окажется, что прицеп уменьшает пробег автомобиля на единице объема топлива на 25—37% (кривая 1 соответ-

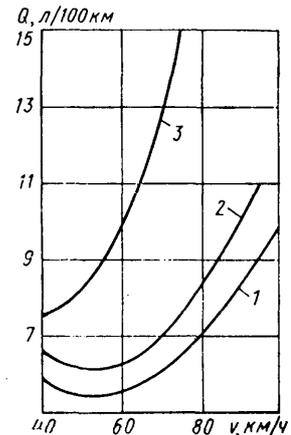


Рис. 3. Изменение расхода топлива в зависимости от скорости:
1 — автомобиль «Трабант 601» без прицепа; 2 — автомобиль «Трабант 601» с прицепом СГ6-1 (автопоезд первой группы); 3 — автомобиль «Трабант 601» с прицепом QEК «Юниор» (автопоезд второй группы)

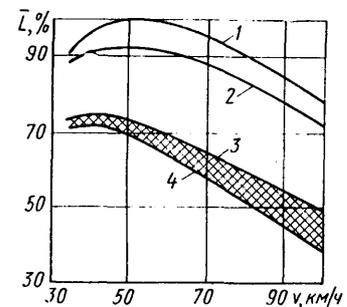


Рис. 4. Зависимость пробега на единицу объема топлива от скорости движения и передаточного числа заднего моста:
1 — автомобиль без прицепа, передаточное число заднего моста равно 2,76; 2 — автомобиль без прицепа, передаточное число заднего моста равно 3,23; 3, 4 — легковой автомобиль с прицепом

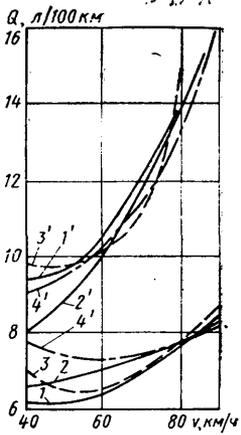


Рис. 5. Зависимость расхода топлива от скорости при движении легкового автомобиля ВАЗ без прицепа и с прицепом: 1, 1' — ВАЗ-21011; 2, 2' — ВАЗ-2101; 3, 3' — ВАЗ-2102; 4, 4' — ВАЗ-2103

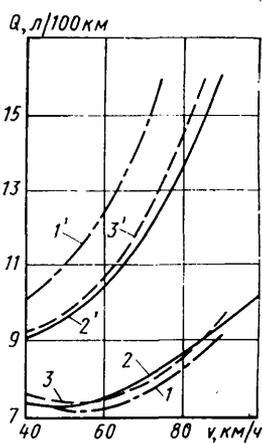


Рис. 6. Зависимость расхода топлива от скорости движения автомобилей «Запорожец», «Москвич» и «Волга» без прицепа и с прицепом: 1, 1' — ЗАЗ-968; 2, 2' — «Москвич-2137»; 3, 3' — ГАЗ-24

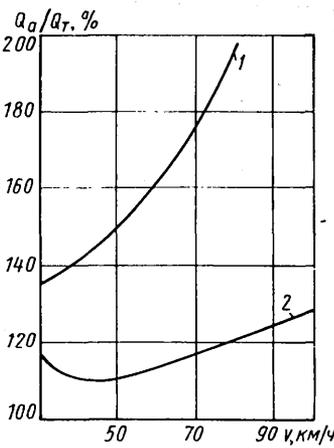


Рис. 7. Изменение отношения Q_a/Q_t в зависимости от скорости: 1 — для автопоездов 1-й группы; 2 — для автопоездов 2-й группы

увет относительно пробегу одиночного автомобиля на единице объема топлива при передаточном числе заднего моста, равном 2,76; кривая 2 — того же автомобиля, но с передаточным числом заднего моста, равным 3,23; кривые 3, 4 и заштрихованная зона между ними — относительно

пробегу этого же автомобиля с различными прицепами).
Графики изменения расхода топлива по скорости для конкретных отечественных легковых автомобилей при движении их без прицепа и при движении в составе автопоезда с жилым прицепом-дачей приведены на рис. 5

и 6. Характеристики разных тягачей и автопоездов различаются. В связи с этим для прогнозирования топливной характеристики вновь проектируемого автопоезда целесообразно использовать осредненную характеристику Q_a/Q_t , где Q_a и Q_t — расход топлива автопоездом и тягачом соответственно (рис. 7), построенную на основе анализа отечественных и зарубежных автопоездов. Как видно из графика, при эксплуатации легкового автомобиля с жилым прицепом-дачей расход топлива в среднем увеличивается в 1,4—1,96 раза, при движении с грузовым прицепом — в 1,1—1,3 раза.

Таким образом, при работе легкового автомобиля в составе автопоезда с любым типом прицепа основные эксплуатационные характеристики (максимальная скорость, время разгона с неподвижного старта до скорости 80 км/ч, время прохождения дистанции 500 м с неподвижного старта, расход топлива при скорости 80 км/ч, средний эксплуатационный расход топлива) существенно ухудшаются. В основном это связано с ростом аэродинамического сопротивления автопоезда. Чтобы его снизить, нужно уменьшать габариты прицепа-дачей, отрабатывать аэродинамические формы кузовов, улучшать качество отделки их поверхности, вводить дополнительные устройства (например, устанавливать на крыше легкового автомобиля аэродинамические обтекатели).

Объемный гидравлический привод с дроссельным регулированием для ведущего моста активного прицепа

УДК 629.113.585.23:629.114.3

Канд. техн. наук Ю. А. БЕЛЕНКОВ

Московский автомеханический институт

В АЖНЕЙШЕЙ задаче, поставленной XXVI съездом КПСС перед автомобильной промышленностью, является создание автомобилей и автопоездов повышенной проходимости, необходимых для сельского хозяйства и освоения новых экономических районов Сибири и Крайнего Севера. Радикальный путь ее решения — создание активных автопоездов, с прицепами, оснащенными ведущими мостами.

Пусть этот — не из простых, так как подвод энергии механическим путем от двигателя тягача к ведущему мосту прицепа затруднен. Поэтому в роли трансмиссии активного прицепа более целесообразно использовать (и используются на практике) объемные гидравлические приводы. В качестве примера можно привести гидравлические трансмиссии контейнеровоза фирмы Вадмет (Финляндия), судостроительные платформы фирмы Комгто (Италия), трубовоза фирмы Верклуст (Голландия) и др.

Одно из важнейших требований, предъявляемых к таким гидропередачам, заключается в том, что на всех ре-

жимах работы автопоезда должно обеспечиваться заданное кинематическое соответствие между колесами основного моста тягача с механическим приводом и ведущими колесами прицепа с гидроприводом. Иными словами, гидропривод должен обеспечивать постоянство передаточного отношения гидротрансмиссии при прямолинейном движении автопоезда и, наоборот, изменять это отношение по заданному закону при маневрировании (повороте).

Решить эту задачу можно при помощи объемного или дроссельного регулирования гидропривода. Объемный способ регулирования имеет высокий КПД, но требует применения дорогих и малонадежных регулируемых гидромашин. Дроссельный способ, хотя и обладает меньшим КПД, но его можно использовать для гидроприводов, построенных на базе дешевых, надежных, хорошо освоенных в крупносерийном производстве нерегулируемых, например, шестеренных гидромашин. Поэтому второй способ предпочтительнее.

Рассмотрим его на примере упрощенной принципиальной схемы гидропередачи (рис. 1).

Мощность от двигателя через коробку передач подводится к ведущим колесам тягача 1 при помощи механической передачи с передаточным отношением i_1 , а к ведущим колесам прицепа 2 — при помощи гидропривода, состоящего из нерегулируемого насоса 3, нерегулируемого гидромотора 4 и дроссельного регулятора расхода 5, включающего в себя редукционный клапан 6 и регулируемый дроссель 7. Расход через регулятор определяется положением запорно-регулирующего элемента дросселя.

При прямолинейном движении автопоезда для обеспечения оптимальных тяговых характеристик на всех режимах движения необходимо обеспечить заданную разность частот-

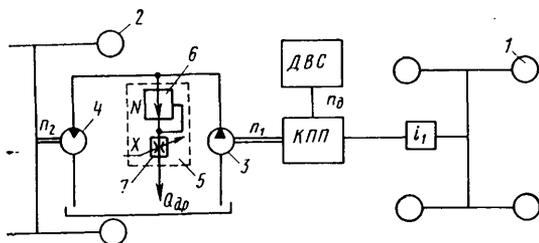


Рис. 1. Принципиальная схема гидропередачи

ты вращения колес тягача и прицепа, т. е. постоянство их кинематического рассогласования.

Передаточное отношение механической трансмиссии не зависит от режима движения, а передаточное отношение нерегулируемого гидропривода i_r зависит как от скорости движения, так и от передаваемого момента. Это объясняется существенным влиянием на передаточное отношение объемного КПД гидропередачи, величина которого связана с режимами работы насоса и гидромотора — частотой вращения, давлением. В результате кинематическое рассогласование может оказаться больше или меньше заданного. (Например, для гидропередачи с шестеренными гидромашинными типа НШ при изменении скорости движения в 5 раз величина i_r изменяется на 25—30%). Следовательно, задача по обеспечению постоянства кинематического рассогласования сводится к стабилизации передаточного отношения гидропередачи, т. е. к управлению ее мощностью. Для этого, очевидно, нужно, чтобы система обладала избытком мощности. Такая мощность в нее закладывается в виде дополнительной подачи насоса, предназначенной для компенсации объемных потерь в нем и гидромоторе. Управление осуществляется при помощи дроссельного регулятора 7, отводящего часть подачи насоса в сливную гидролинию. С ростом частоты вращения качающего узла и соответствующим увеличением объемного КПД насоса слив увеличивается, а при увеличении нагрузки (противодавления) и соответствующем уменьшении объемного КПД насоса — уменьшается. В результате при изменении скорости движения и нагрузки i_r остается постоянным. Таким образом, при прямолинейном движении автопоезда гидропередача работает как блокированная трансмиссия.

На рис. 2 приведены энергетические характеристики рассматриваемой гидропередачи, построенной на шестеренных гидромашинных НШ-32, при нагрузке, соответствующей давлению 5 МПа в напорной гидролинии.

Известно, что для улучшения тяговых характеристик гидропривод колес прицепа целесообразно использовать в большом диапазоне v , т. е. отношения максимальной скорости движения к минимальной. Однако, как следует из приведенных выше характеристик, при ограничении максимальной частоты вращения гидромашин увеличение диапазона v приводит к существенному снижению КПД гидропередачи.

Анализ топливной экономичности автопоезда показывает, что при использовании в гидроприводе прицепа шестеренных гидромашин должно выполняться условие $v \leq 4$. Это соответствует движению тягача типа ЗИЛ или КамАЗ на первых трех передачах. На более высоких передачах гидропривод целесообразно отключать.

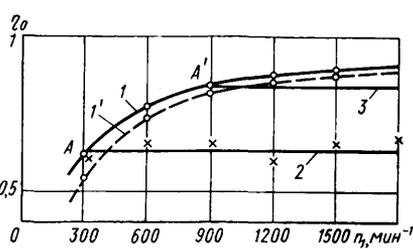


Рис. 2. Характеристики КПД гидропривода:

1' и 1 — теоретическая и экспериментальная характеристика гидропривода без стабилизации передаточного отношения; 2 — характеристика гидропривода со стабилизацией передаточного отношения в диапазоне изменения скорости движения $v=6$ (звездочками отмечены точки, полученные экспериментально); 3 — характеристика гидропривода со стабилизацией передаточного отношения в диапазоне $v=2$; A, A' — точки, соответствующие минимальной скорости движения при $v=6$ и $v=2$; $n_1 = 1800$ мин⁻¹ — точка, соответствующая максимальной скорости движения

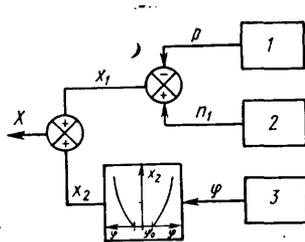


Рис. 3. Блок-схема системы управления:

1 — датчик нагрузки (давления); 2 — датчик частоты вращения ротора насоса; 3 — датчик угла поворота управляемых колес

Во время движения автопоезда по криволинейной траектории (поворот) блокированная связь между колесами тягача и активного прицепа приведет к появлению большого кинематического рассогласования и, следовательно, к

существенному ухудшению тяговых свойств. Поэтому при повороте необходимо не стабилизировать величину i_r , а изменять по определенному закону (в зависимости, например, от угла поворота управляемых колес или от так называемого угла складывания автопоезда).

Поскольку при криволинейном движении частота вращения колес прицепа всегда меньше частоты вращения колес тягача, то для управления величиной передаточного отношения гидропривода можно использовать тот же дроссельный регулятор, уменьшая i_r за счет увеличения перепуска жидкости в сливную гидролинию.

На рис. 3 представлена блок-схема системы управления дроссельным регулятором объемной гидропередачи, обеспечивающей стабилизацию передаточного отношения гидропередачи при $\varphi \leq \varphi_0$ и изменение передаточного отношения по выбранному закону при $\varphi > \varphi_0$. Выходная координата x системы управления соответствует положению запорно-регулирующего элемента дросселя 7.

При использовании в качестве привода ведущих колес активного прицепа гидропередачи с объемным регулированием передаточного отношения система управления должна строиться по аналогичной схеме, в которой выходная координата x будет соответствовать изменению рабочего объема регулируемого насоса.

УДК 629.113.012.3.001.5:539.4.012.2

О напряженном состоянии дисковых колес грузовых автомобилей при неосесимметричном нагружении

Член-корр. АН СССР Э. И. ГРИГОЛЮК, д-р физ.-мат. наук А. Н. ФРОЛОВ, канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН, канд. физ.-мат. наук В. С. БОНДАРЬ, В. В. ЗОРИН, канд. физ.-мат. наук Л. Г. СУХОМЛИНОВ

Московский автомеханический институт, Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ, ЦКТБ колесного производства

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ методы расчета позволяют при оценке усталостной прочности колеса исследовать напряженное состояние автомобильного колеса под действием вертикальной нагрузки, т. е. в одном из основных случаев внешнесилового нагружения.

Это хорошо видно из результатов расчета двух однотипных дисковых колес размеров 7.0—20 и 8.5В—20, находящихся под действием вертикальной нагрузки соответственно 20 и 35 кН. Давление воздуха в шине у колеса размера 7.0—20 составляло

0,7 МПа, у колеса размера 8,5В—20—0,85 МПа. Эпюры давления шины на обод в ряде продольных сечений (0, 30, 45, 90 и 180° относительно мгновенного центра вращения колеса) для этих колес приведены соответственно на рис. 1 и 2. Схемы разбивки обода и диска рассматриваемых колес на элементарные оболочки I—XII показаны на рис. 3 и 4. Программа для определения неосесимметричного напряженного состояния колеса как конструктивно анизотропной оболочечной конструкции составлена на основе алгоритма, приведенного в работе [1].

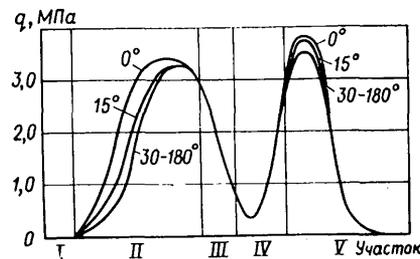


Рис. 1. Эпюры давления шины на обод колеса размера 7.0—20

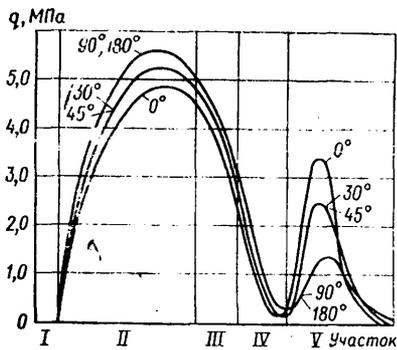


Рис. 2. Эпюры давления шины на обод колеса размера 8.5В-20

Разложением в ряды Фурье по окружной координате задача определения напряженного состояния конструкции сводилась к совокупности связанных краевых задач для систем обыкновенных дифференциальных уравнений восьмого порядка. Решение строилось по методу перемещений в комбинации с методом сведения краевой задачи к задаче Коши. Для устойчивости численного интегрирования применялся метод дискретной ортогонализации С. К. Годунова. Уменьшение жесткости диска из-за наличия ручных отверстий учитывалось по схеме «размазывания»

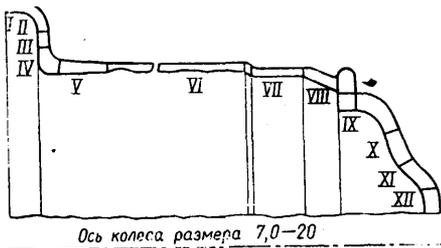


Рис. 3. Схема разбивки обода и диска колеса размера 7.0-20 на элементарные ободочки (участки).

в рамках модели конструктивно анизотропных оболочек [2]. Кривые распределения меридиональных напряжений σ_{11} по внутренней (сплошная линия) и внешней (штриховая линия) поверхностям обода и диска колес размеров 7.0-20 и 8.5В-20, представленные соответственно на рис. 5 и 6, 7, 8, дают представление о пределах изменчивости напряжений при полном повороте колеса. Экспериментальные точки подтверждают достоверность расчетных результатов.

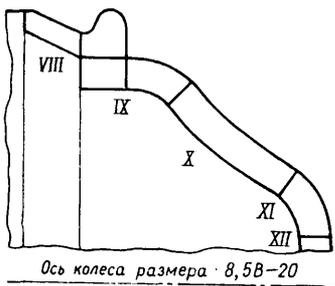


Рис. 4. Схема разбивки диска колеса размера 8.5В-20 на элементарные ободочки (участки)

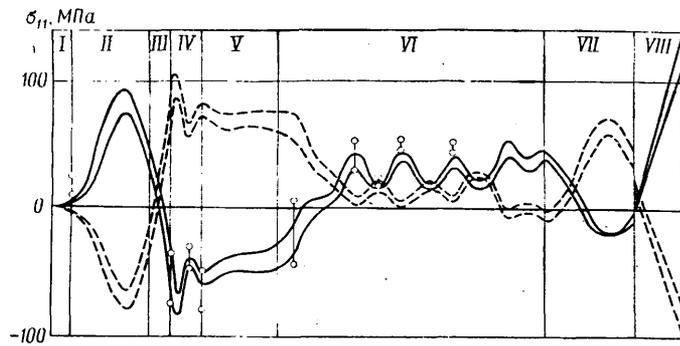


Рис. 5. Распределение меридиональных напряжений σ_{11} по поверхностям обода колеса размера 7.0-20

Анализ характера протекания кривых, приведенных на рис. 5, 6 и 7, 8, показывает, что напряженное состояние обода (за исключением его цилиндрической части) у обоих колес носит преимущественно моментный характер. Особенно опасным по уровню напряжений является участок перехода закраины к посадочной полке. Однако изменчивость напряжений за один оборот колеса здесь (как было ранее установлено в работе [3]), невелика (~20%), поэтому при отсутствии в этой зоне технологических дефектов для усталостного разрушения исследуемых колес по ободу оснований нет. Вместе с тем, уже простейшая оболочечная модель диска, которая не учитывает концентрации напряжений у отверстий, а оценивает только интегральные значения внутренних силовых факторов, показывает, что диск работает в крайне тяжелых условиях — при высоких знакопеременных напряжениях, причем их первопричина зависит от формы чаши диска. Так, у диска колеса размера 8.5В-20 чаша пологая, поэтому, как видно из графиков, заметный вклад в картину распределения напряжений вносит безмоментное состояние. У диска колеса размера 7.0-20, меридиан которого состоит из участков с большой кривизной, наоборот, преобладает моментное состояние. Поэтому его сопротивляемость внешним нагрузкам определяется лишь изгибной жесткостью элементов. Но у диска этого колеса — значительные по размерам ручные отверстия; в результате, его жесткостные параметры хуже, чем у диска колеса размера 8.5В-20. (Например, несмотря на меньшую вертикальную нагрузку, относительное смещение его торцев в вертикальном направлении оказалось почти в 2 раза большим). Кроме того, из-за тех же отверстий значительную долю в на-

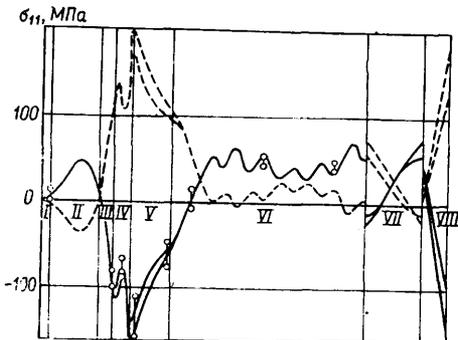


Рис. 6. Распределение меридиональных напряжений по поверхностям обода колеса размера 8.5В-20

пряженное состояние диска колеса размера 7.0-20 стала вносить осесимметричная составляющая, обусловленная силами давления воздуха в шине. Результатом влияния всей указанной совокупности факторов явилось то, что напряжения в зоне отверстий стали почти в 2 раза больше, чем в диске колеса размера 8.5В-20. Эта тенденция к увеличению напряжений не распространялась, однако, на зону центральной части диска, которая у обоих колес имеет одинаковые размеры и жесткость. Здесь максимальные изгибные напряжения у колеса размера 8.5В-20 были больше, чем у колеса

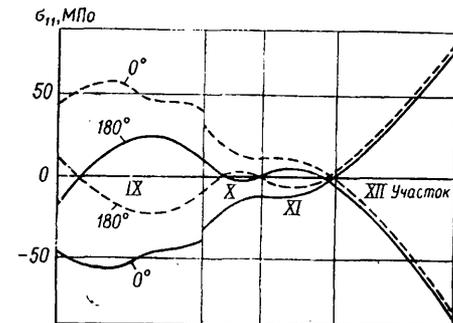


Рис. 7. Распределение меридиональных напряжений σ_{11} по поверхностям диска колеса размера 7.0-20

размера 7.0-20 (по-видимому, решающую роль играет сопротивляемость самой пластины действующим по ее краю внешним нагрузкам). В то же время у этого колеса напряжения в зоне ручных отверстий значительно ниже, чем в зоне крепежных. Таким образом, уменьшение размеров ручных отверстий и изменение

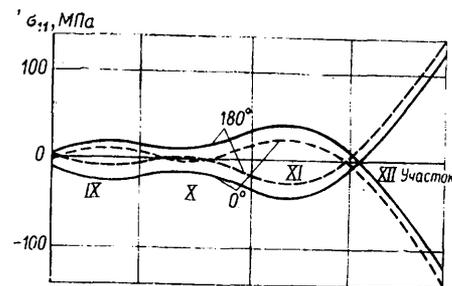


Рис. 8. Распределение меридиональных напряжений σ_{11} по поверхностям диска колес размера 8.5В-20

их формы улучшили условия работы диска колеса размера 8.5В—20 в зоне этих отверстий, но не снизили напряжений в зоне крепежных отверстий, что подтверждается прослеживаемым по графикам локальным характером всплеска напряжений в зоне, примыкающей к крепежным отверстиям. Отсюда вывод: в качестве одной из мер по снижению уровня напряжений в зоне крепежных отверстий может быть местное утолщение диска в данной зоне.

В заключение отметим, что в целом изгибный характер работы элементов диска дает основание полагать следующее: наибольшего эффекта по сниже-

нию уровня напряжений в диске можно достичь путем максимального увеличения его меридиональной изгибной жесткости при заданной толщине заготовки. Конструктивно эффект увеличения изгибной жесткости можно улучшить, например, созданием меридиональных ребер жесткости, которые позволят при меньшей толщине листовой заготовки обеспечить и даже превзойти существующий уровень жесткости и прочности диска, что при уменьшении толщины листа всего на 1 мм только на дисках колес размеров 7.0—20 и 8.5В—20 даст экономию около 10 тыс. т дефицитного проката черных металлов в год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев И. В., Фролов А. Н. Нелинейная осесимметричная деформация многосвязных оболочечных конструкций. — В кн.: Избранные проблемы прикладной механики. М.: Наука, 1974. 78 с.
2. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. / А. В. Кармишин, В. А. Лясковец, В. И. Мяченков, А. Н. Фролов. М.: Машиностроение, 1975. 375 с.
3. Балабин И. В. Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1970, № 2, с. 17—20.

УДК 629.113.001.4:620.1.05-85

Применение гидропульсационных стенов и ЭВМ при создании систем виброзащиты

Канд. техн. наук А. М. ГОРЕЛИК, канд. техн. наук А. Д. КОНЕВ, В. В. КОСТЫЛЕВ, канд. техн. наук А. Е. ПЛЕТНЕВ

НАМИ

Гидропульсационные стеноды (гидропульсаторы) получают все большее распространение при создании конструкций автомобиля. Их применение особенно эффективно при испытаниях подвески, когда необходимо определять параметры как подвески в целом, так и ее элементов, влияющих на колебания автомобиля — упругих элементов, амортизаторов, а также сидений и т. п. — и, в первую очередь, исследовать поведение этих элементов при случайных процессах, соответствующих реальным дорожным условиям.

Применение ЭВМ расширяет возможности гидропульсаторов при проведении работ по созданию элементов виброзащиты даже до постройки опытных образцов автомобиля, только с опытными образцами его элементов.

В настоящей работе на примере испытаний сидений амортизаторов и рессор показаны возможности гидропульсаторов, а также описаны перспективы применения ЭВМ совместно с гидропульсаторами.

На испытательных участках дорог двух типов — изношенный асфальтобетон со среднеквадратичным значением (СКЗ) неровностей $\sim 0,9$ см и ровный асфальтобетон с СКЗ неровностей $\sim 0,6$ см — были получены магнитограммы деформаций подвески (ходов амортизатора) и усилий на штоке амортизатора. В ходе лабораторной обработки были определены СКЗ усилий амортизатора в октавных полосах частот. Затем этот же экземпляр амортизатора был установлен на стенд; перемещения штока стенда соответствовали реальным деформациям подвески, записанным на магнитную ленту при дорожных испытаниях. Полученные при таких стендовых испытаниях магнитограммы усилий амортизатора вновь обрабатывали и вычисляли СКЗ усилий амортизатора при испытаниях на стенде (см. таблицу). Весь цикл «дорожных» записей воспроизводился на стенде неоднократно; разброс полученных СКЗ усилий не превышал аппаратной погрешности. В таблице для сравнения приведены также СКЗ усилий амортизатора, полученные при повторных дорожных испытаниях на тех же участках дорог. Как видно из нее, при дорожных испытаниях, проведенных с одним и тем же экземпляром автомобиля, амортизатора и аппаратуры разброс значений СКЗ усилий в отдельных октавных полосах может достигать 25%, что в 10 раз больше, чем при испытаниях на гидропульсационном стенде.

Проведенные стендовые испытания амортизатора позволили установить еще один интересный факт: при изменении в некоторых пределах (до 1:2) масштаба воспроиз-

ведения на стенде записи деформаций так же прямо пропорционально изменялись и усилия амортизатора. Это свидетельствует, что для определенного класса спектров деформаций (например, при движении по ровным асфальтобетонным дорогам, когда СКЗ скорости поршня < 20 см/с) характеристику сопротивления амортизатора на дроссельном его участке можно представить кусочно-линейной характеристикой с «изломом» при скорости поршня, равной нулю. Если учесть, что СКЗ относительных перемещений колес и кузова на разных участках дорог одного класса обычно изменяются в 2 раза [1], то в большинстве эксплуатационных режимов автомобиля кусочно-линейное представление характеристики сопротивления амортизатора можно считать вполне правомерным.

Весьма перспективно также применение гидропульсационных стенов для подбора конструкций сидений с целью максимальной виброизоляции водителя и пассажира. При этом достаточно на характерных дорожных участках записать вертикальные ускорения на полу автомобиля под сиденьем. Далее их воспроизводят на штоке гидропульсатора, к которому прикрепляют сиденья различных конструкций, и записывают вертикальные ускорения на этих сиденьях. Лучшие из сидений по виброзащитным свойствам рекомендуют для опробования на автомобиле.

Возникающие при стендовых испытаниях сидений методические вопросы (влияние позы оператора на степень вибропередачи, разброс характеристик виброизоляции для разных операторов, погрешности, связанные с заменой живого оператора механическим эквивалентом и т. п.) также быстро и корректно решаются при помощи гидропульсационного стенда. Установлено, что влияние на характеристики виброзащиты позы оператора (напряженная, свободная, за рулем), как и разброс характеристик для разных операторов с близкими антропометрическими показателями, как правило, не превышает 80% (ногочувствительного интервала для статистических оценок (в нашем случае $\pm 0,2$). Характерно при этом, что разброс основной характеристики системы — модуля эквивалентной частотной характеристики

Дорога	Скорость автомобиля, км/ч	Замер	1 Гц		2 Гц		4 Гц		8 Гц		16 Гц	
			д	с	д	с	д	с	д	с	д	с
Бетонная изношенная	60	Через год	13	10	35	32,5	34,5	32,5	41,5	38	20	20
	30		1-й	3	3	10,2	9,8	12,5	11,8	11,8	11,3	6
Асфальтовая	50	2-й	3		12		15		12		7,5	
		1-й	5	4	15	12	19,5	17	20,5	18	10	10
		2-й	6,5		17		20,5		22		11	
		Через год	5		18,7		22		21,5		13	

Примечание. д — дорожные испытания; с — стендовые испытания.

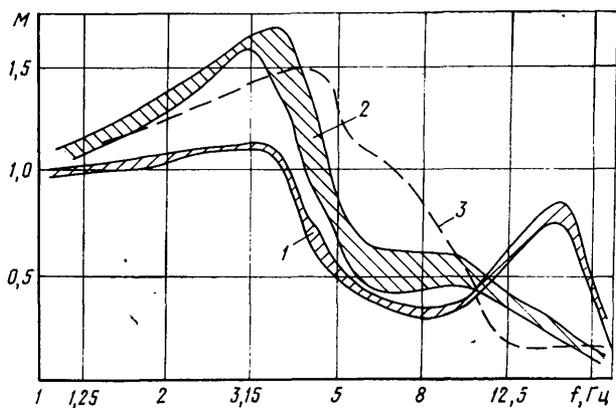


Рис. 1. Зоны разброса характеристик сидений (f — частота воздействий; M — модуль эквивалентной частотной характеристики)

(ЭЧХ) — тем больше, чем менее совершенна конструкция сиденья.

Например, на рис. 1 представлены зоны разброса модулей ЭЧХ двух поддресоренных сидений для одной и той же группы испытателей. Сиденье 1 имеет динамический гаситель и весьма малое (~ 4 даН) сухое трение, сиденье 2 — традиционной конструкции (подвеска сиденья с пружинами растяжения и сухим трением ~ 25 даН). Сиденья испытывали с одной и той же упругой подушкой и спинкой.

Испытания на гидропульсационном стенде показали также, что замена испытателя эквивалентным балластом совершенно недопустима. Кривая 3 на рис. 1 соответствует испытаниям сиденья 1 с жестким металлическим диском массой 60 кг, установленным на подушке сиденья. Из графика видно, что использование балласта может привести к принципиальным ошибкам в оценке виброзащитных свойств сиденья.

Непосредственная доводка конструкции сиденья при помощи гидропульсационного стенда позволяет резко сократить затраты труда и времени. Например, оценка влияния сухого трения в амортизаторе подвески сиденья (рис. 2) для серии из трех разных спектров при трех уровнях возбуждения на каждом спектре вместе со статистической обработкой на ЭВМ, занимает всего около 4 ч вместо, как минимум, трех рабочих смен при дорожных испытаниях.

Как известно, расчет виброизоляции рабочего места оператора (водителя) в соответствии с ГОСТ 12.4.025—76 предусматривает представление водителя либо в виде сосредоточенной массы, либо в виде простой одномассовой системы с собственной частотой 5 Гц. Приведенные материалы и опыт стендовых и дорожных испытаний с реальным водителем показывают, что применение таких простых расчетных схем связано с недопустимыми ошибками в оценке виброзащитных свойств сидений (кривая 3 на рис. 2 — для человека, представленного одномассовой системой с собственной частотой 5 Гц).

Возможности гидропульсаторов для ускоренной оценки долговечности были проверены при испытаниях восьми передних рессор (число листов 11, длина 1350 мм) грузового автомобиля с колесной формулой 4×2 грузоподъемностью 5,5 т, для которой имелись записи нагрузочных

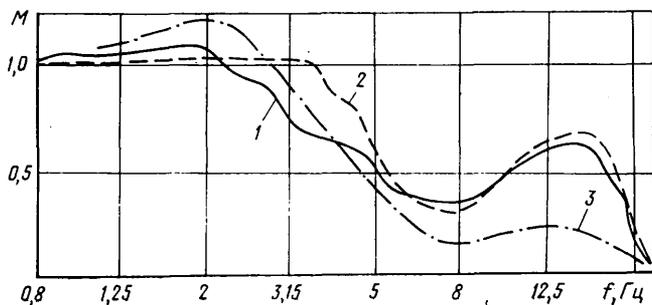


Рис. 2. Влияние сухого трения в амортизаторе подвески сиденья на ее характеристику и расчетная характеристика (обозначения те же, что на рис. 1): 1 — трение 2 даН; 2 — трение 6 даН; 3 — расчетная характеристика сиденья по ГОСТ 12.4.025—76

режимов и данные о долговечности в дорожных условиях. Это позволило сопоставить результаты дорожных и стендовых испытаний [2].

Программа испытаний на стенде, представляющая собой последовательность экстремумов деформаций, определялась непосредственно по магнитной записи нагрузочных режимов рессор при испытаниях на полосе профилированного булыжника автополигона. При этом деформации с амплитудой, меньшей 5 мм, не учитывались. Найденная последовательность экстремумов была набита на перфоленте и использовалась в программаторе случайных процессов, где цифровые данные превращались в аналоговый задаваемый сигнал регулирования стенда. Частота колебаний остается при этом постоянной и определяется возможностями гидравлической системы стенда. При испытаниях рессор частота составляла 2,8 Гц.

Проведенные стендовые ресурсные испытания показали высокую стабильность результатов. Ресурс рессор оказался в диапазоне 3570—6570 км, средний ресурс при выбранной достоверности 0,9 равен 5035 ± 775 км, стандарт отклонения среднего ресурса — 385 км, коэффициент вариации — 0,2. Принимая, что разброс ресурса рессор, определенный по испытаниям восьми рессор по случайному блоку программному режиму, подчиняется закону Вейбулла, получим 50%-ный ресурс, равный 4200 км, 20%-ный ресурс — 3200 км и 80%-ный ресурс — 6300 км.

Время испытаний одной рессоры составило 60—80 ч. Так как на стенд одновременно устанавливали по две рессоры, общее время испытаний составило примерно 250 ч. Применение более мощного оборудования позволяет сократить время испытаний до 100 ч за счет увеличения числа одновременно устанавливаемых рессор.

При дорожных испытаниях такого же количества рессор на пробег по испытательным участкам, необходимо 550 ч, а так как разброс результатов дорожных испытаний значительно больше (коэффициент вариации 0,4), для получения данных с такой же точностью, как при стендовых, необходимо испытать минимум 25 рессор. Таким образом, испытания на стенде ускоряются, по сравнению с дорожными, в 17 раз.

Возможности гидропульсационных стендов в значительной мере определяются качеством их систем управления и приборов для измерений. Увеличение возможностей и мощности современных микропроцессоров при одновременном существенном снижении их стоимости снимает многие технико-экономические барьеры, некогда стоявшие на пути широкого использования ЭВМ в испытательном оборудовании. ЭВМ, работающая совместно со стендом-гидропульсатором, может выполнять следующие функции: сбор и обработку экспериментальной информации; управление гидропульсатором; подачу аварийного сигнала и защиту объекта испытаний и стенда.

Исходная информация для обработки на ЭВМ должна быть представлена в виде электрических сигналов, аналоговых или дискретных, получаемых от соответствующих датчиков и измерительных устройств. Она фиксируется в памяти ЭВМ в полном объеме (массивы измеряемых величин) или частично (лишь некоторые характеристики измеряемых величин). В первом случае обработка экспериментальной информации обычно осуществляется после окончания эксперимента, во втором случае вычисления, необходимые для обработки процесса, выполняются во время эксперимента. Выбор того или иного способа фиксации измерений и их обработки определяется задачами эксперимента и возможностями ЭВМ по быстродействию и объему памяти.

Управление гидропульсатором (рис. 3) может осуществляться двумя способами: заданием (сигнал W) режимов (параметров) движения штока (в этом случае управление самим движением штока осуществляется электронными системами стенда); или непосредственным управлением движением штока (сигнал управления сервоклапаном q вырабатывается блоком управления ЭВМ). В обоих случаях программа управления может быть и жесткой, и нежесткой. Жесткая находится в памяти ЭВМ либо в виде массива точек для каждой реализации, либо в виде заданных параметров процесса, по которым они рассчитываются. Параметры нежесткой программы корректируются самой ЭВМ в ходе эксперимента в зависимости от реакции испытуемого объекта x , определяемой датчиками P и, поступающей в блок обратной связи.

В качестве примера управления стендом от ЭВМ можно рассмотреть задание случайных перемещений штока гидроцилиндра в соответствии с реальным рабочим процессом

подвески автомобиля. При управлении по жесткой программе реализация случайного процесса, полученная в дорожном эксперименте, может быть введена в память ЭВМ и затем многократно выдаваться в качестве управляющего воздействия на шток гидропульсатора. Достоинство метода состоит в возможности многократного одинакового воспроизведения реального рабочего процесса, что имеет большое значение при проведении сравнительных испытаний.

Другой путь — вычисление заранее на той же ЭВМ реализации случайного процесса с заданными характеристиками (дисперсией, спектральной плотностью, функцией распределения и т. п.). Вычисленная реализация остается в памяти ЭВМ и служит в качестве жесткой программы для управления перемещением штока гидроцилиндра. Достоинство метода — возможность получать процессы с любыми заранее заданными характеристиками.

Следует заметить, что приборными средствами можно получить лишь ограниченный набор типовых процессов (гармонический процесс, процесс с прямоугольной или треугольной формой, случайный гауссовский процесс), при помощи ЭВМ — процессы, в том числе случайные, с любыми наперед заданными характеристиками (Например, процесс с распределением, отличающимся от нормальной — гауссовской функции распределения). Это важно при ресурсных испытаниях, где при распределении нагрузочного режима по экспоненте долговечность может быть значительно меньше, чем при нормальном распределении. Сигналы сложной формы необходимы также, например, для изучения колебаний автомобиля при переезде через единичные неровности, когда колесо перемещается по сложной кривой.

Непосредственное управление движением штока гидроцилиндра от ЭВМ по нежесткой программе представляет собой наиболее сложную задачу. Алгоритм управления и его реализация в виде программы для ЭВМ включают возможность изменения генерируемого процесса в зависимости от изменения свойств испытываемого объекта. Например, при испытаниях на долговечность нелинейного упругого элемента регистрируется его остаточная деформация (осадка), и положение штока гидропульсатора по сигналу ЭВМ изменяется так, чтобы восстановить среднюю статическую нагрузку. Корректируется также закон изменения ходов штока (для сохранения закона изменения нагрузок).

Более сложный алгоритм необходим при электронно-натурном моделировании. Суть метода состоит в том, что создается комплексная модель колебательной системы с отдельными натурными элементами. Например, для моделирования колебательной системы подвески автомобиля можно использовать натуральный упругий элемент — рессору, а другие (амортизатор, подрессоренная и неподдресоренная массы, шина) — моделировать на ЭВМ [3]. Метод позволяет еще до создания опытных образцов автомобиля подбирать и оптимизировать параметры элементов его подвески, решая дифференциальные уравнения, описывающие моделируемые элементы в реальном масштабе времени. Делается это на основе методов теории цифровой обработки процессов и дискретного управления [4].

Аварийная защита и сигнализация при помощи ЭВМ позволяют не только повысить аварийную защищенность

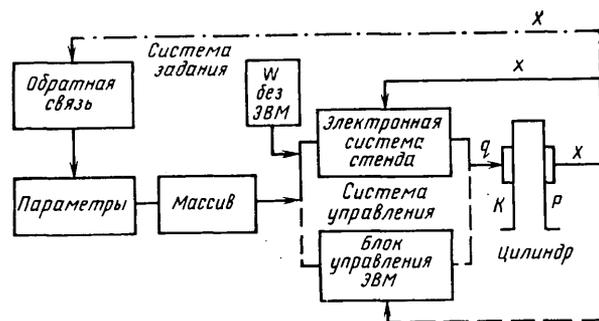


Рис. 3. Схема управления гидропульсатором (W — задаваемый сигнал, соответствующий режиму работы стенда; q — сигнал управления работой сервоклапана; K — сервоклапан; P — датчик реакции испытываемого объекта; X — сигнал обратной связи)

стенда, но и обеспечить выявление нестандартных ситуаций или событий, свидетельствующих о необходимости приостановки испытаний (например, поломку листа рессоры). ЭВМ обеспечивает применение сложных алгоритмов обнаружения аварийной ситуации, возможность сохранения и анализа всей предаварийной обстановки.

Применение ЭВМ для сбора и обработки экспериментальной информации, получаемой при испытаниях на стенде-гидропульсаторе, открывает широкие возможности использования современных математических методов для исследования работы подвески и ее элементов, что особенно важно при испытаниях на случайные воздействия, характерные для естественных условий работы подвески.

Таким образом, применение гидропульсационных стендов совместно с ЭВМ существенно уменьшает продолжительность и трудоемкость работ по созданию подвески автомобиля и позволяет резко сократить объем дорожных испытаний. Более того, все возможности гидропульсационных стендов реализуются только при совместной работе с ЭВМ: процесс без искажения можно повторять любое число раз, получить самые разнообразные воздействия, обработать результаты испытаний в ходе самих испытаний и, при необходимости, изменить как вид обработки, так и параметры процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Плетнев А. Е. О статистических характеристиках вертикальных колебаний автомобиля. — Труды НАМИ, вып. 150, М., 1974, с. 35—61.
2. Горелик А. М., Костылев В. В. Прогнозирование долговечности рессор. Экспресс-информ. «Конструкция автомобилей». Вып. 1, М.: НИИНавтопром., 1979, с. 25—33.
3. Горелик А. М., Воеводенко С. М. Использование электрогидравлического стенда со следящим гидроприводом для электронно-натурного моделирования подвески автомобиля. — Труды НАМИ, вып. 167, М., 1978, с. 43—46.
4. Рабинер Б., Голд Д. Теория и практика применения цифровой обработки сигналов. М.: Мир, 1978. 245 с.

Уважаемые читатели!

Не забудьте своевременно оформить подписку
на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
на 1983 г.

Особенности сборки карданных шарниров автомобилей ВАЗ

Кандидаты техн. наук В. С. МАЛКИН, Ю. С. БУГАКОВ

Тольяттинский политехнический институт

СБОРКА шарниров карданной передачи автомобилей ВАЗ производится запрессовкой обоймы подшипников в вилки с натягом, достаточным для удержания обоймы от проворачивания без дополнительных фиксирующих устройств. Операция в условиях завода выполняется с большой скоростью на

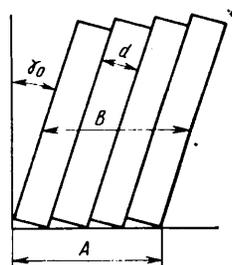


Схема расположения перекошенных игл в обойме подшипника

прессе усилием до 8 кН. Она отличается высокой производительностью, однако при определенных условиях может сопровождаться повреждениями деталей подшипникового узла шарнира. Дело в том, что иглы в подшипнике до сборки с цапфой крестовины (см. рисунок) могут перекашиваться на определенный угол α_0 за счет межигольного зазора 0,9—1,4 мм. Касаясь концами цилиндрической поверхности обоймы подшипника, их середины смещаются к оси обоймы, образуя в пространстве однополостный гиперболоид вращения. И может оказаться, что проходной диаметр подшипника будет меньше диаметра цапфы крестовины. Расчеты показали, что здесь наихудшим с точки зрения повреждаемости подшипника при сборке карданного шарнира является случай, когда подшипник собран из самых длинных и толстых (в пределах допуска) игл и имеет минимальный межигольный зазор, а иглы вложены в обойму с наименьшим допустимым внутренним диаметром d . В этом случае при сборке с крестовиной, диаметр цапфы которой 14,715 мм, т. е. наименьший в пределах допуска, будет иметь место натяг, равный 0,176 мм, а при наибольшем в пределах допуска диаметре 14,725 мм — даже 0,186 мм. Избежать повреждения деталей при сборке крестовины не удастся.

Возможность сборочного повреждения деталей подшипникового узла карданного шарнира была экспериментально проверена на сборочном конвейере ВАЗа. Установлено, что при перекошенном положении игл в подшипнике на поверхности

цапфы крестовины, действительно образуются повреждения в виде хорошо заметных полосок глубиной более 0,002 мм.

Для количественной оценки вероятности сборочных повреждений на конвейере ВАЗа было обследовано положение игл у 700 подшипников, поступающих на сборку. В результате оказалось, что в 16,8% случаев цапфа крестовины со средним по чертежу диаметром 14,72 мм не входит или с трудом входит в подшипник. Следовательно, считая размеры цапф в пределах допуска распределенными по нормальному закону, можно ожидать, что 8,4% собираемых подшипниковых узлов должны получать повреждения цапф, чего допускать, разумеется, нельзя. И, чтобы полностью исключить возможность сборочных повреждений цапфы крестовины, иглы подшипника, очевидно, нужно располагать в обойме подшипника без перекоса. В принципе, этого можно достигнуть различными способами. Например, иглы не будут иметь перекоса при отсутствии межигольного зазора, т. е. при базировании игл по их собственным образующим. Но практически такой способ неприемлем, поскольку иглы и обойму подшипника при данном варианте придется изготавливать с очень малым полем допусков, а сборку подшипника превращать в селективную. Кроме того, отсутствие межигольного зазора ухудшит подвижность игл при работе подшипника, что очевидно, снизит его долговечность. Второй способ — ориентирование игл по образующей внутренней поверхности обоймы подшипника, при одновременном поджатии игл одна к другой. Наиболее приемлемый конструктивный его вариант — применение полиэтиленовой заглушки (А. с. № 842265, СССР), на цилиндрической поверхности которой имеется клиновидный выступ, соответствующий суммарной ширине межигольного зазора. Благодаря этому выступу иглы плотно прижимаются одна к другой и к поверхности обоймы подшипника, ориентируясь по ее образующей.

Повреждения элементов карданного шарнира за счет перекоса игл могут наблюдаться и при сборке шарниров других моделей автомобилей, имеющих аналогичную конструкцию этого узла и технологию его сборки. Поэтому разработанный метод ориентирования игл может найти применение не только на ВАЗе.

Ошибки регулирования света фар легковых автомобилей приборами типа «Новатор»

А. С. УГЯНСКИС, канд. техн. наук Т. Г. КЛУБИНА, Е. П. КЛУБИН

Производственное объединение «Автосервис» Литовской ССР

ОДНИМ из факторов, решающим образом влияющих на безопасность движения, является правильная регулировка света фар. Каждая модель автомобиля имеет технические требования на этот параметр, установленные заводом-изготовителем и обязательные для всех потребителей, станций технического обслуживания и органов контроля ГАИ.

К сожалению, эти требования не всегда однозначны, порой противоречивы, а зачастую не учитывают возможностей того контрольно-измерительного регулировочного оборудования, которым располагают станции обслуживания. В частности, приборов типа «Новатор». В инструкции, приложенной к прибору, указано значение некоторой величины

X , которая вводится в него перед контролем света фар автомобилей разных моделей. Но оказывается, что регулирование фар отечественных автомобилей, выполненное в соответствии с инструкцией прибора, не отвечает требованиям заводов-изготовителей автомобилей (см. табл. 1).

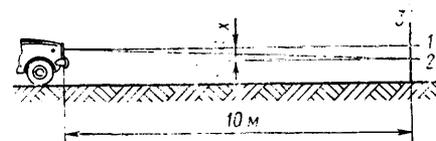
Рассмотрим, почему это происходит.

Таблица 1

Модель автомобиля	Режим работы фар при регулировке	Рекомендуемое заводом расстояние l до экрана, см	Соответствующее этому расстоянию снижение X луча, см	Расчетное (для $l=10$ м) значение X , см	Рекомендованное инструкцией прибора значение X , см
ВАЗ-2101, ВАЗ-2102, ВАЗ-21011	Ближний свет	5,0	8,0	16	25
АЗЛК-2140, АЗЛК-2137, АЗЛК-2734	То же	5,0	5,0	10	—
ВАЗ-2103	Ближний свет (наружные фары)	5,0	10,0	20	—
	Дальний свет (внутренние фары)	5,0	5,0	10	—
ВАЗ-2121	Ближний свет	5,0	12,0	24	—
ГАЗ-21	Дальний свет	7,5	7,5	10	—
	Ближний свет	—	—	—	20
ГАЗ-24	То же	10,0	10,0	10	25
	Дальний свет	7,5	6,0	8	—
МЗМА-407	То же	7,5	4,0	5,33	—
	Ближний свет	—	—	—	20
ИЖ-412	Дальний свет	5,0	5,0	10	—
УАЗ-469	То же	7,5	10,0	13,33	—
ЗАЗ-968	Дальний свет	7,5	4,0	3,33	—
	Ближний свет	7,5	6,0	8	20

Параметр X прибора — точка, расположенная в правой части экрана, при проведении измерений шкалы и устанавливаемая против контрольной риски. Физический смысл параметра понятен из рисунка: это снижение верхней гра-

ницы «свет — тень» луча фары в режиме «ближний свет» на расстоянии 10 м. Между тем в руководствах по обслуживанию отечественных автомобилей величина снижения луча света фар, как правило, дается для расстояний, не рав-



Определение параметра X :
1 — линия, параллельная плоскости дорожного полотна на высоте центра фары; 2 — линия границы «свет — тень» ближнего света фар автомобиля; 3 — плоскость, перпендикулярная плоскости дороги

ных 10 м (5; 7,5; 10 м). В результате применение рекомендуемых инструкцией прибора значений X ведет к более значительному, чем записано в руководстве по обслуживанию автомобиля, снижению светового потока фар. Освещенность дороги ухудшается, что, естественно, не способствует безопасности движения.

И еще одно. Руководства по некоторым моделям автомобилей требуют регулировки фар в режиме «дальний свет», а инструкции прибора типа «Новатор» предусматривают выполнение этой операции только в режиме «ближний свет». (Для режима «дальний свет» двухнитевых ламп предполагается только проверка — после регулировки по ближнему свету — качества лампы при помощи нанесенной на экране крестообразной метки). Значит ли это, что такие приборы не позволяют регулировать дальний свет фар? Опыт показывает, что регулирование возможно, но с учетом следующих соображений.

Поскольку шкала снижений X луча в приборе конструктивно привязана к границе «свет — тень» ближнего света (ломаная штриховая линия на экране), то при регулировании по заданному снижению, чтобы сохранить правильность значений шкалы, центр пятна дальнего света необходимо совмещать не с крестообразной меткой экрана, а с точкой излома штриховой линии.

Таким образом, практически любую фару, для которой задано снижение луча, в принципе отрегулировать при помощи прибора можно.

Для этой цели в производственном объединении «Автосервис» Лит.ССР для всех отечественных легковых автомобилей составлена таблица (табл. 2) величин снижения луча (значений X) на расстоянии 10 м от автомобиля и соответствующих ему положений светового пятна на экране типа «Новатор».

Опыт показал, что регулирование света фар в соответствии с этой таблицей значительно повышает эффективность их работы в ночное время, отвечает требованиям Правил дорожного движения.

В заключение отметим, что в настоящее время назрела необходимость создания единых руководящих материалов по регулированию света фар отечественных автомобилей. В них за основной параметр установки фары целесообразно принять снижение луча на расстоянии, равном 10 м. Это позволит, во-первых, использовать все возможности, заложенные в наиболее распространенных приборах (типа «Новатор»), и, во-вторых, упростит технологию регулирования, а значит, повысит производительность труда операторов.

Таблица 2

Модель автомобиля	Режим работы фары	Группа фар	X , см	Положение светового пятна на экране прибора
ВАЗ-2101, ВАЗ-2102, ВАЗ-21011	Ближний свет	—	16	Светотеневая граница по штриховой линии
ВАЗ-2103, ВАЗ-2106	То же	Наружные	20	То же
	Дальний свет	Внутренние	10	Центр пятна в точке излома штриховой линии
ВАЗ-2121	Ближний свет	—	24	Светотеневая граница по штриховой линии
АЗЛК-2140	То же	—	10	То же
ИЖ-412	»	—	16	»
ГАЗ-24	»	Основные	10	»
	—	Противотуманные	10	Верхняя граница пятна по штриховой линии
ГАЗ-21	Дальний свет	—	10	Центр пятна в точке излома штриховой линии
УАЗ-469	То же	—	14	То же
ЗАЗ-968, ЗАЗ-966	Ближний свет	—	14	Светотеневая граница по штриховой линии
ЗАЗ-965А, ЗАЗ-965	Дальний свет	—	12	Центр пятна в точке излома штриховой линии

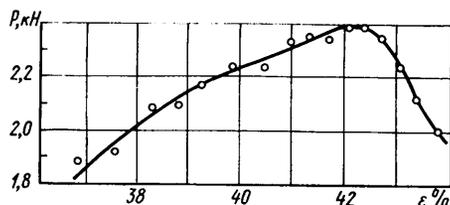
Оптимальная величина относительного обжатия стенки гидротормозного рукава

Ф. В. РЕЗНИК

и конструкторско-технологический институт резиновой промышленности

К РУКАВАМ гидротормозной системы автомобилей предъявляются высокие требования. И прежде всего — в отношении герметичности, прочности и долговечности, что, в основном, зависит от правильности выбора величины относительного обжатия стенки рукава на участке между ниппелем и муфтой. К сожалению, точных правил такого выбора до сих пор нет, потому что влияние величины относительного обжатия стенки рукава на осевую прочность крепления арматуры на нем исследовано недостаточно полно. Чтобы устранить этот пробел, исследовали 50 рукавов, выпускаемых по ТУ 38—105261—71. Усилие вырыва рукава из заделки определяли на разрывной машине при скорости растяжения 49 мм/мин. В результате был построен график зависимости осевой силы P от относительного обжатия ε для рукавов с различными наружными и внутренними диаметрами

при различных наружном и внутреннем диаметре муфты, степени ее обжатия и наружном диаметре ниппеля.



Как видно из рисунка, оптимальной величиной обжатия для всех этих вариантов является обжатие, равное ~42%. При этом осевая прочность соответствует $P=2,4$ кН.

Оптимальная величина обжатия является и максимально допустимой величиной, так как дальнейшее его увеличение ведет к резкому падению осевой

прочности из-за механического разрушения стенки рукава в результате ее пережатия.

Заметим, что на рисунке даны усредненные значения P и ε . Между тем исследования показали, что при существующих допусках на размеры элементов рукавов осевая прочность как при минимальном, так и при максимальном обжатии может быть равной 1500 Н, т. е. не превышать 62% средней. Чтобы обеспечить минимальную осевую прочность до 2000 Н, нужно сузить диапазон допустимых разбросов относительного обжатия до $\varepsilon=38\div 44\%$. В этом случае осевая прочность будет колебаться от 2000 до 2400 Н.

При выборе величины относительного обжатия рукава нужно иметь в виду, что изменение каждого из перечисленных выше диаметров — рукава, муфты и ниппеля — на 0,1 мм изменяет ε на 1%.

УДК 621.9.011:669.14

Обработываемость кальцийсодержащей стали типа 40ХМ

В. В. ГОРЮШИН, Л. П. КАРПУХИНА, В. Ю. МАЛЫШКО, В. И. ПОВАР, Л. Б. ЦЕЙТЛИН
НИИАТМ

ПРИМЕНЕНИЕ кальцийсодержащих сталей в автомобильной и других отраслях машиностроительной промышленности позволяет добиться существенного экономического эффекта за счет снижения трудоемкости изготовления деталей и сокращения расхода режущего инструмента. Эффект улучшения обработываемости этих сталей достигается благодаря наличию неметаллических включений определенной формы и состава.

Металлургические заводы освоили и приступили к поставке машиностроительным заводам кальцийсодержащих сталей повышенной обработываемости. Поэтому оценка обработываемости этих сталей является актуальной и важной народнохозяйственной задачей. На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева с целью определения возможности применения кальцийсодержащих сталей провели исследование стали типа 40ХМ, раскисленной силикокальцием, и сравнили ее со сталью 40Х (ГОСТ 4543—71), широко применяемой в настоящее время.

Для обеспечения возможности сопоставления результатов сравнительных исследований обработываемости и приведения структурного состояния металла в соответствие со структурным состоянием изделий, обработываемых в производстве, заготовки из сталей обих марок подвергали улучшению на твердость $HV\ 2,55 \cdot 10^9$ Па. В результате термической обработки все исследуемые заготовки имели

структуру — сорбит отпуска — и практически одинаковые механические свойства:

	$\sigma_{в'}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	Твердость, Па
Сталь 40ХМ	880	730	21,4	60	$2,55 \cdot 10^9$
Сталь 40Х	900	720	22	60	$2,55 \cdot 10^9$

В связи с тем, что неметаллические включения в значительной степени определяют обработываемость стали резанием, проведен качественный статистический анализ включений, содержащихся в исследованных сталях. Как оказалось, наиболее часто встречающийся тип включений в кальцийсодержащей стали 40ХМ — глобулярные сульфиды марганца в оболочке алюминатов кальция (рис. 1), в стали 40Х — обычные нитеобразные сульфиды марганца и силикаты.

Обработываемость сталей определяли при продольном точении заготовок диаметром 60 мм и длиной 500 мм по предварительно обработанной поверхности токарными резцами с режущими пластинами из твердого сплава Т15К6 и цельными резцами из быстрорежущей стали Р6М5. Точение твердосплавными резцами выполняли без применения СОЖ, а быстрорежущими — с применением СОЖ «Укринол».

Обработываемость сталей оценивали по шероховатости обработанной поверхности, износу резцов и их стойкости. При оценке шероховатости использовали

резцы, притупленные до износа $h_3 = 0,15$ мм и работавшие в диапазоне скоростей резания 10—40 м/мин (быстрорежущие) и 30—90 м/мин (твердосплавные). Резцы притупляли для исключения влияния на шероховатость обработанной поверхности интенсивного изменения их начального износа. Подачу выбирали из условия минимального влияния на шероховатость поверхности геометрического профиля, образованного рабочим контуром резца. Поэтому в зависимости от радиуса при вершине подача составляла 0,10 для быстрорежущих и 0,05 мм/об для твердосплавных резцов. (Шероховатость обработанной поверхности, получаемая в указанных

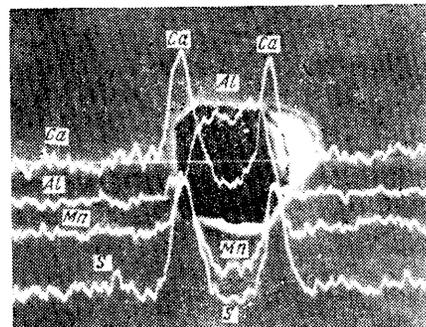


Рис. 1. Глобулярные сульфиды марганца в оболочке алюминатов кальция

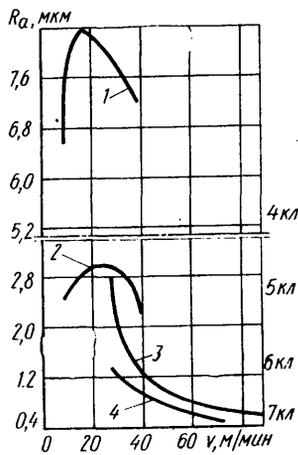


Рис. 2. Влияние скорости резания на шероховатость обработанной поверхности ($t=0.5$ мм, $h_3=0.15$ мм):

1 — сталь 40X, резец P6M5 ($r=1.2$ мм; $s=0.1$ мм/об; СОЖ); 2 — сталь 40XM, резец P6M5 ($r=1.2$ мм; $s=0.1$ мм/об; СОЖ); 3 — сталь 40X, резец T15K6 ($r=0.8$ мм, $s=0.05$ мм/об; без СОЖ); 4 — сталь 40XM, резец T15K6 ($r=0.8$ мм; $s=0.05$ мм/об; без СОЖ)

условиях, определяется главным образом свойствами обрабатываемого и инструментального материалов и скоростью резания). Результаты исследования показаны на рис. 2.

Из опытов следует, что при обработке кальцийсодержащей стали быстрорежущими резцами шероховатость обработанной поверхности значительно меньше полученной в тех же условиях на образцах из стандартной стали 40X: в первом случае значения параметра Ra находятся на границе 5-го и 6-го классов шероховатости, в то время как обработанная поверхность стандартной стали имеет шероховатость не выше 4-го класса. Изменение параметра Ra в зависимости от скорости резания сохраняет экспериментальный характер при обработке как стандартной, так и кальцийсодержащей стали.

Существенное различие параметров шероховатости обработанной поверхности стандартной и кальцийсодержащей сталей резцами из стали P6M5 указывает на значительное влияние глобулярных сульфидов марганца в оболочке алюминатов кальция при обработке стали 40XM на процесс образования профиля поверхности в контактной зоне «заготовка — инструмент». Включения указанного типа,

размягчаясь в очаге резания, служат своеобразной смазкой и предотвращают схватывание и тем самым способствуют улучшению качества поверхности.

При обработке сравниваемых марок твердосплавными резцами T15K6 существенного различия в параметрах шероховатости обработанных поверхностей заготовок не наблюдается. При этом характер изменения параметров Ra от скорости резания аналогичен для сравниваемых сталей во всем исследованном диапазоне скоростей резания 30—90 м/мин (Ra монотонно уменьшается от 1,6 до 0,6 мкм, изменяясь в пределах 7—8-го классов).

Наряду с этим можно отметить, что при обработке кальцийсодержащей стали 40XM быстрорежущими и твердосплавными резцами шероховатость обработанной поверхности в обоих случаях примерно одинаковая. Так, при скорости резания 30 м/мин шероховатость поверхности заготовки из стали 40XM после обработки резцами P6M5 и T15K6 составляет $Ra \approx 2,8$ мкм (5-й класс), а при скорости 40 м/мин она находится в пределах 6-го класса.

Однако шероховатость поверхности стандартной стали 40X, обработанной резцами из стали P6M5 и твердого сплава T15K6, отличается значительно: обработка твердосплавными резцами обеспечивает $Ra=0,4 \div 1,2$ мкм, быстрорежущими — $Ra=6,0 \div 8,0$ мкм.

Опытами по определению влияния СОЖ «Укринол» на шероховатость кальцийсодержащей стали установлено, что ее применение при точении твердым сплавом T15K6 эффективно лишь при малых скоростях резания (от 30 до 40 м/мин), а при больших — или не уменьшает шероховатость обработанной поверхности кальцийсодержащей стали, или даже повышает ее.

Исследования износа резцов показали (рис. 3) более благоприятное его протекание при обработке кальцийсодержащей стали, чем при обработке стандартной стали: в первом случае участок начального износа резцов из твердого сплава T15K6 ограничен величиной $h_3=0,1$ мм, во втором он достигает 0,45 мм. Поэтому основная работа резания кальцийсодержащей стали выполняется при установившемся износе $h_3=0,1 \div 0,15$ мм. Это создает благоприятные условия для получения детали с заданными технологическими параметрами. Работа же резания стандартной стали

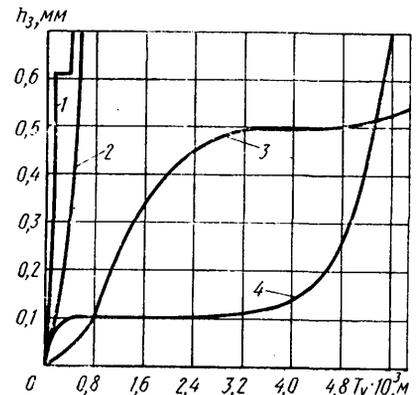


Рис. 3. Влияние периода резания T_v на износ резцов h_3 ($t=1,5$ мм, $s=0,20$ мм/об): 1, 2 — стали 40X и 40XM, резец P6M5 ($v=42$ м/мин; СОЖ); 3, 4 — стали 40X и 40XM, резец T15K6 ($v=225$ м/мин; без СОЖ)

40X выполняется в условиях интенсивного нарастания износа до $h_3=0,45$ мм в течение половины периода стойкости резца. Далее резание протекает при установившемся износе от 0,45 до 0,5 мм со всеми вытекающими отсюда отрицательными явлениями. Это различие в допустимой величине износа задней поверхности должно учитываться при установлении стойкости резцов из твердого сплава в производстве.

Износ резцов из быстрорежущей стали P6M5 при точении сталей обеих марок по своему характеру примерно одинаков. Однако его интенсивность при обработке кальцийсодержащей стали меньше, чем при обработке стандартной стали.

Таким образом, исследования показали, что добавка до 0,02% кальция в среднеуглеродистую сталь практически не изменяет ее механических свойств и способности к упрочняющей термообработке. Пемсталлические включения, формирующиеся в стали в результате раскисления силикокальцием, улучшают ее обрабатываемость. Обработка кальцийсодержащей стали быстрорежущими резцами P6M5 обеспечивает стабильное получение шероховатости поверхности $Ra=2,2 \div 3,0$ мкм, тогда как у исходной стали этот параметр оказывается равным 6,0—8,0 мкм. Обработка же этих сталей твердосплавными резцами не приводит к существенному различию параметров шероховатости обработанных поверхностей.

УДК 621.882.2:678.5.029.45

Самонарезающие винты в стеклопластике

В. А. ПОЛЯКОВ, В. Г. ГОРБАНЬ, П. Ф. ЧЕПЛЫГИН, С. Г. ЯРЕМЕНКО

СТЕКЛОПЛАСТИКИ, благодаря их высокой удельной прочности, находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Наиболее перспективным, технологичным и обладающим высокой вибрационной стойкостью соединением стеклопластиковых конструкций между собой является соединение при помощи самонарезающих винтов — процесс применительно к конструкциям из металла

а также пластмасс толщиной более 4 мм, изученный достаточно полно. Что же касается конструкций с толщиной обшивки менее 4 мм, т. е. наиболее часто встречающихся в практике автомобилестроения, то о них этого сказать нельзя. Именно поэтому и было проведено исследование, результаты которого изложены ниже.

Объектом исследования был стеклопластик толщиной 1,5—4 мм, изготов-

ленный контактным методом на основе полиэфирной смолы ПН-609-27 и стеклоткань Т-11-ГВС-9 с параллельной схемой армирования, и самонарезающие винты по ГОСТ 10621—63 с номинальным диаметром 3—5 мм, полукруглой головкой и мелким шагом резьбы. Перед вворачиванием винтов в стеклопластик сверлили отверстия диаметром, соответствующим ГОСТ 10618—63. Величину осевой державшей силы винтов

Автомобильная промышленность, № 9, 1982 г.

определяли на машине УММ-5 при помощи приспособления, которое обеспечивает работу стеклопластика в режиме «гайка — сжатие» [1]. Величины осевой державшей силы самонарезающих винтов, полученные экспериментально, сравнивали со значениями, полученными при оценке прочности витков резьбы в стеклопластике по методикам, изложенным в работах [2 и 3]. Оказалось, что расчетные и экспериментальные данные расходятся: расчетная величина осевой державшей силы в ряде случаев почти втрое превышала ее экспериментальное значение. Объяснить это можно тем, что расчетные формулы получены из условия среза стеклопластиковой резьбы при глубине завинчивания винтов более 10—12 мм, а при меньших толщинах обшивки разрушение соединения происходит не от среза резьбы, а от расщепления стеклопластика и изгиба нарезанных в нем витков, т. е. от касательных напряжений, возникающих при изгибе в основании витка резьбы.

В теории упругости приведено решение задачи об изгибе клина. Его и применили для расчета прочности витка резьбы в стеклопластике, так как профиль метрической резьбы также имеет форму клина.

Согласно теории, касательные напряжения, возникающие при изгибе в основании витка резьбы, равны нулю на нейтральной оси, а у крайних волокон могут быть вычислены как утроенное частное от деления нагрузки, приходящейся на этот виток, на произведение длины витка резьбы на высоту его основания [4]. Результаты расчетов приведены в таблице.

Как видно из таблицы, расхождение между величинами осевой державшей си-

Диаметр винтов, мм	Толщина стеклопластика, мм	Осевая державшая сила, Н	
		расчетная	экспериментальная
3	1,70	500	530
	1,93	575	570
	2,00	586	600
	2,19	616	640
	3,00	693	700
	4,00	741	760
4	1,50	691	670
	2,00	883	900
	2,28	973	920
	2,60	1061	1040
	2,92	1131	1160
	3,00	1146	1160
5	1,50	864	850
	2,19	1197	1170
	2,95	1467	1480
	3,00	1487	1510
	3,72	1647	1700
	4,00	1692	1730

лы, полученные экспериментально и расчетным путем, составляет в среднем 2%. Отсюда следует, что расчет винтов для тонких стеклопластиков нужно вести с учетом касательных напряжений, возникающих при изгибе в основании витка резьбы.

К сожалению, данный метод для инженерных расчетов не очень удобен, так как связан с вычислением гиперболических функций. Поэтому в расчетах, не требующих высокой точности, лучше пользоваться приближенной формулой, составленной в предположении, что нагрузка по виткам резьбы распределена равномерно. Величина осевой державшей

силы в этом случае будет равна $\frac{\pi}{3} d s \tau_{ср}$, где d — диаметр винта, s — толщина стеклопластика, $\tau_{ср}$ — его предел прочности при срезе. В расчетах, допустимая погрешность которых не должна превышать 5%, применение указанной формулы ограничено следующими значениями: $d=3$ мм, $s \leq 1,7$ мм; $d=4-5$ мм; $s \leq 2,5$ мм.

Таким образом, применение стандартных самонарезающих винтов для сборки конструкций толщиной $s=1,5-4$ мм возможно, однако прочность витков резьбы, нарезанной в тонколистовом стеклопластике, необходимо рассчитывать по касательным напряжениям, возникающим при их изгибе. Полученная формула позволяет с достаточной для практики точностью определять величину осевой державшей силы стандартных самонарезающих винтов для соединений из тонкого стеклопластика, однако при точных расчетах необходимо учитывать распределение нагрузки по виткам резьбы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кюллер А. Б. Применение винтов в соединениях корпусных конструкций из стеклопластика. Труды ЦНИИТС, вып. 106, 1971. 29 с.
2. Альшец И. Я., Благов Б. Н. Проектирование деталей из пластмасс. М.: Машиностроение, 1977, с. 167—168.
3. Мирзоев Р. Г. Пластмассовые детали машин и приборов. Л.: Машиностроение, 1971. 215 с.
4. Курс сопротивления материалов / М. М. Фелоненко-Бородич, С. М. Изюмов, Б. А. Олисов, Л. И. Мальгинов. М.: Физматгиз, 1961. 233 с.

УДК 621.43.038.771:66.067.12

Фильтровальный материал из синтетических волокон для воздухоочистителей

Канд. техн. наук М. С. КОРЕНЕВ, И. Г. РУЗАЕВ

НАМИ

ФИЛЬТРОВАЛЬНЫЙ материал из синтетических волокон, изготовляемый из расплава полипропилена, применяется в фильтрующем элементе воздухоочистителя автомобиля ВАЗ для предварительной очистки воздуха от дорожной пыли. Этот материал, расположенный перед фильтрующей картонной шторой, способствует увеличению пылеемкости воздухоочистителя.

Особенностью нетканого фильтровального материала (НФМ) оказалась спо-

собность лучше задерживать мелкие частицы пыли, чем крупные. В табл. 1 приведены результаты испытаний плоского образца НФМ при очистке воздуха от пыли разного дисперсного состава.

Значительно меньший коэффициент пропуска более тонкодисперсной пыли по сравнению с коэффициентом пропуска крупной пыли свидетельствует о том, что в НФМ улавливание пылевых частиц происходит не только в резуль-

Таблица 1

Удельная поверхность кварцевой пыли, см ² /г	Сопротивление воздухоочистителя, Па	Масса задержанной пыли, г	Коэффициент пропуска пыли, %	Примечание
1750	39*/1235	146	71,8	Пыль подавалась на НФМ
5600	39/1304	147	32,8	То же
1200 (пыль, пропущенная циклоном)	39/1226	39	5,5	Пыль подавалась в циклон
12000 (то же)	39/1294	30	4,0	То же

* В числителе — в начале опыта; в знаменателе — в конце.

тате инерционного осаждения, но и в результате «эффекта касания», а также под влиянием электростатического взаимодействия зарядов, находящихся на волокнах и пылевых частицах.

Свойство фильтровального материала из синтетических волокон задерживать тонкодисперсные пылевые частицы, а также производство НФМ высокопроизводительными способами послужили основанием для проведения исследований, направленных на создание НФМ для очистки воздуха от пыли, поступающего в автомобильные поршневые двигатели.

Были испытаны однослойные НФМ, изготовленные из волокон одного диаметра (24—68 мкм) или смеси волокон разных диаметров (17 и 24, 24 и 64 мкм и др.) с плотностью упаковки волокон 44—130 г/л и толщиной материалов 2,9—6,8 мм.

В результате испытаний однослойных образцов НФМ установлено, что при приемлемой удельной пылеемкости ~5000 г/м², коэффициент пропуска пыли недопустимо высок (52—90%). Опы-

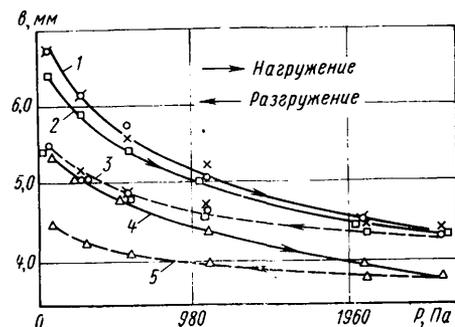


Рис. 1. Изменение толщины δ слоя НФМ из лавсановых волокон в зависимости от давления P ;

1 — диаметр волокон 38 мкм, толщина слоя 7 мм, плотность упаковки 49 г/л; 2 — диаметр волокон 54 мкм, толщина слоя 6,4 мм, плотность упаковки 55 г/л; 3 — диаметр волокон 18 мкм, толщина слоя 6,8 мм, плотность упаковки 49 г/л; 4, 5 — диаметр волокон 23 мкм, толщина слоя 5,4 мм плотность упаковки 48 г/л

ты показали, что при увеличении плотности НФМ и уменьшении диаметра волокон эффективность очистки увеличивается, но при этом резко снижается удельная пылеемкость (2000 г/м² и менее). Кроме того, НФМ под действием перепада давления воздушного потока сжимаются. Величину сжимаемости образцов определяли по ГОСТ 13587—68. Измерениями величины сжимаемости образцов НФМ, изготовленных из волокон диаметром 18, 23, 38 и 54 мкм с объемной плотностью 40—110 г/л, установлено, что при давлении 2550 Па она в среднем составляет ~33%. После снятия нагрузки толщина слоя НФМ в среднем восстанавливается до 84% от первоначальной за счет сил упругости волокон (рис. 1). Этим свойством объясняется некоторое снижение сопротивления току воздуха через слой НФМ после прекращения продувки при испытаниях на запыленном воздухе. Результаты испытаний однослойных образцов НФМ показали, что для очистки воздуха от частиц полидисперсной пыли требуется определенная структура НФМ (диаметр волокна, плотность упаковки их, толщина слоя). Для достижения высокой степени очистки воздуха от полидисперсной пыли при приемлемой пылеемкости необходимо применять несколько слоев (комплект) с различной структурой, соответствующей размерам частиц пыли, подлежащих улавливанию.

Воздухоочиститель с фильтрующим элементом из НФМ испытывали на лабораторной установке, соответствующей требованиям ГОСТ 8002—74.

№ комплекта НФМ	Число слоев НФМ	Толщина комплекта, мм	Масса задержанной пыли за опыт, г	Сопротивление воздухоочистителя, Па	Средний коэффициент пропускания пыли, %	Удельная пылеемкость комплекта НФМ, г/м ²
1	Четыре	26,7	579	118*/5148	0,52	8070
2	Пять	28,6	548	157/5498	0,18	7650
3	Пять	20,5	550	226/4900	0,22	7640
4	Пять	20,5	610	235/4900	0,22	8470

* В числителе — в начале опыта; в знаменателе — в конце.

Результаты этих исследований приведены в табл. 2.

Анализируя данные табл. 2, можно видеть, что комплекты НФМ № 3 и 4 имеют меньшую толщину и приемлемую удельную пылеемкость (7640 и 8470 г/м²) при коэффициенте пропускания пыли 0,22%. Толщина комплекта существенно влияет на габаритные размеры и массу воздухоочистителя.

Изменение показателей работы воздухоочистителя с комплектами № 3 и 4 в зависимости от количества задержанной пыли показано на рис. 2. Снижение сопротивления воздухоочистителя при остановах объясняется некоторым восстановлением толщины и величины пор НФМ под действием упругих сил волокон. В связи с этим кривая сопротивления имеет пилообразный характер.

Данные, приведенные на рис. 2, показывают, что коэффициент пропускания каскадного воздухоочистителя с комплектами НФМ № 3 и 4 одинаков и составляет 1,3% в начале опыта, а затем снижается и в конце опыта равен 0,06%. В среднем за опыт коэффициент пропускания пыли составил 0,22%. Пылеемкость воздухоочистителя с комплектом НФМ на 10% меньше, чем с комплектом № 3 и составляет соответственно 610 и 550 г до достижения сопротивления 4900 Па. Таким образом, комплекты № 3 и 4 имеют достаточно хорошую эффективность очистки воздуха от пыли, значительную пылеемкость и могут использоваться в автомобильных воздухоочистителях. Например, в воздухоочистителе грузового автомобиля с полезной нагрузкой 6 т можно разместить ~0,48 м² комплекта НФМ толщиной 20 мм. При средней удельной пылеемкости НФМ 8000 г/м² такой воздухоочиститель до достижения сопротивления 4900 Па задержит 3,840 кг пыли, т. е. его пылеемкость достаточно высока.

Расчетный пробег автомобиля до технического обслуживания воздухоочистителя составляет 23 850 км. В связи с тем, что грузовые автомобили имеют

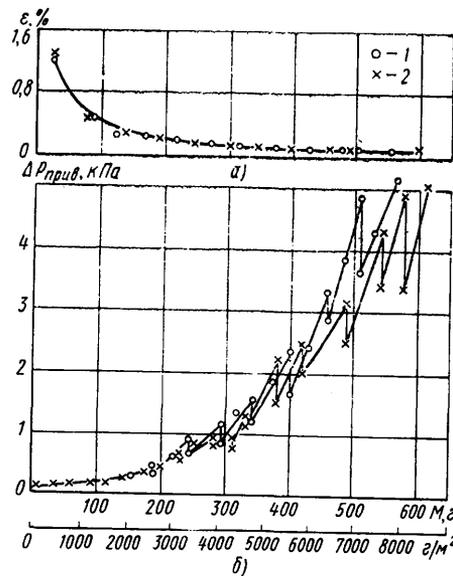


Рис. 2. Изменение коэффициента пропускания пыли ϵ (а) и сопротивления $\Delta P_{прив}$ (б) каскадного воздухоочистителя в зависимости от массы M задержанной пыли. (Воздушная нагрузка 720 м³/ч·м²; кварцевая пыль с удельной поверхностью 5600±150 см²/г): 1 — комплект НФМ № 3; 2 — комплект НФМ № 4

годовой пробег ~40—50 тыс. км, то для этого потребуется одно—два технических обслуживания воздухоочистителя с НФМ. Необходимо отметить, что такие воздухоочистители должны быть снабжены индикаторами разрежения, указывающими на достижение предельно допустимого сопротивления и на необходимость его обслуживания. Это обеспечит экономное расходование нетканого фильтровального материала.

Использование нетканых фильтровальных материалов обеспечивает значительную экономию моторного масла и бензина за счет исключения во время эксплуатации заправок и промывок воздухоочистителей.

Автомобильная промышленность, № 9, 1982 г.



НА ВДНХ СССР

УДК 331.876.4:629.113.002

КРАСНОЗНАМЕННЫЕ КОЛЛЕКТИВЫ ОТРАСЛИ НА ДОСКЕ ПОЧЕТА ВДНХ

КОЛЛЕКТИВЫ производственных объединений и предприятий Министерства автомобильной промышленности в ответ на Постановление ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ВЦСПС и ЦК ВЛКСМ «О Всесоюзном социалистическом соревновании за успешное выполнение и перевыполнение за-

даний одиннадцатой пятилетки» широко развернули социалистическое соревнование под девизом: «Работать эффективно и качественно». Шесть из них по его итогам в первом году пятилетки признаны победителями. Это Волжское объединение по производству легковых автомобилей, Московский

автозавод им. И. А. Лихачева, Кременчугское объединение по производству большегрузных автомобилей, Уральский автозавод, 4-й Государственный подшипниковый завод и Московский завод автотракторного электрооборудования (АТЭ-1). Коллективы этих предприятий за достижение наиболее высоких и устойчивых показателей в выполнении встречных планов и повышенных социалистических обязательств награждены переходящими Красными знаменами ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ВЦСПС и ЦК ВЛКСМ и занесены на Всесоюзную доску почета ВДНХ СССР.

Так, коллектив Московского автозавода им. И. А. Лихачева по инициативе бригады коммунистического труда кузнецов-штамповщиков, возглавляемой С. Фифилиным, принял и активно выполнял напряженные социалистические обязательства, направленные на максимальную экономию труда, материальных и энергетических ресурсов, на ускоренное внедрение в производство достижений науки и техники. В обязательствах нашли широкое отражение вопросы научно-технического сотрудничества с НИИ и высшими учебными заведениями, повышения качества выпускаемой продукции, совершенствования технологии и управления производством, улучшения организации инженерного труда, развития изобретательства и рационализации, защиты окружающей среды. Как показал 1981 г. и первая половина 1982 г., эта инициатива, одобренная ЦК КПСС, воплощается в конкретные дела.

Например, в результате творческого сотрудничества специалистов объединения, НИИ и высших учебных заведений в 1981 г. завершены опытно-конструкторские работы и проведены межведомственные испытания дизельного автопоезда ЗИЛ-4331 грузоподъемностью 12 т, изготовлены первые партии грузовых автомобилей, работающих на природном газе, опытные образцы автомобилей переходной модели ЗИЛ-130М с дизелем и с карбюраторным форкамерным двигателем, проведены заводские испытания опытного образца грузового автомобиля ЗИЛ-133ГЯС с дизелем. На всех предприятиях объединения продолжалось совершенствование производства: только за один год было внедрено 15 автоматических и 13 поточно-механизированных линий. Экономический эффект от внедрения мероприятий по новой технике составил несколько миллионов рублей, а выпуск продукции с Государственным знаком качества достиг 70,2%.

В настоящее время коллектив зиловцев встал на передовую вахту под девизом: «60-летию образования СССР — 60 ударных недель». Их почин поддержан многими предприятиями отрасли.

Коллектив Волжского объединения по производству легковых автомобилей, не снижая суточных темпов выпуска продукции, успешно осваивал новые, более комфортабельные модели автомобилей, увеличивал производство запасных частей и современного технологического оборудования. Например, в 1981 г. выпуск автомобилей ВАЗ-2121, пользующихся большим спросом в стране и за рубежом, возрос по сравнению с 1980 г., на 16,5%, а годовой выпуск автомобилей модели ВАЗ-2105 составил около 100 тыс. шт. В основном закончена подготовка к производству автомобиля ВАЗ-2107 и начата подготовка к выпуску более совершенной модели.

Постоянной заботой волжских автомобилестроителей является повышение качества выпускаемой продукции, и 1981 г. не был исключением из этого правила: выпуск продукции высшей категории качества в общем объеме валовой продукции составил 76,3%. Шесть моделей автомобилей удостоены Государственного знака качества.

Достижению таких высоких показателей в большой мере способствовало дальнейшее развертывание соревнования: между бригадами, связанными между собой единым технологическим

циклом, коллективами подразделений ВЛЗа и коллективами заводов-поставщиков металла, материалов, комплектующих изделий.

Успехи, достигнутые в ходе соревнования кременчугскими автомобилестроителями в сотрудничестве со специалистами НАМИ и МВТУ им. Н. Э. Баумана, позволили дать народному хозяйству страны новые высокоэффективные полноприводные грузовые автомобили семейства КраЗов (КраЗ-250, КраЗ-260), которые обладают повышенными, по сравнению с прежними моделями, производительностью, ресурсом до первого капитального ремонта, меньшими удельными материалоёмкостью и расходом топлива. Повышению качества новых автомобилей способствовало также совершенствование технологии производства: на КраЗе в 1981 г. внедрено пять автоматических и комплексно-механизированных линий, 94 ед. автоматического и полуавтоматического оборудования.

В результате широко развернутого социалистического соревнования больших успехов в 1981 г. добился и коллектив Уральского автозавода. Например, в 1981 г. заметно увеличился выпуск грузовых автомобилей, тракторных прицепов, трейлеров и тяжеловозных прицепов, товаров народного потребления. Большинство выпускаемой продукции (89% автомобилей) удостоено Государственного знака качества.

На Московском заводе автотракторного электрооборудования (АТЭ-1) в принятых социалистических обязательствах большое внимание уделялось экономии материальных, трудовых и энергетических ресурсов. Все обязательства выполнены: внедрено 173 мероприятия с экономическим эффектом свыше 500 тыс. руб., условно высвобождено 150 человек, сэкономлено 1025 т черных металлов, 60,2 т цветных металлов, 3107 тыс. кВт электроэнергии и 193 т условного топлива; введено в эксплуатацию 85 единиц нового высокопроизводительного оборудования, 25 единиц специального технологического оборудования; разработано и внедрено 12 новых технологических процессов; налажено промышленное производство шести новых типов электромагнитов и т. д. Коллектив завода, носящий звание «Предприятие высокой культуры», принял на 1982 г. встречный план — дать государству дополнительной продукции на 650 тыс. руб.

Победителями в социалистическом соревновании первого года XI пятилетки признаны также Ярославский завод топливной аппаратуры, Запорожский автозавод «Коммунар» и 3-й Государственный подшипниковый завод, которые не только выполнили, но и перевыполнили плановые задания 1981 г. и обеспечили дальнейший рост выпуска продукции, качества и производительности труда. Все они награждены переходящими Красными знаменами ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ВЦСПС и ЦК ВЛКСМ.

Итоги работы в истекшие месяцы 1982 г. — второго года XI пятилетки показали, что предприятия отрасли, претворяя в жизнь решения XXVI съезда КПСС, с честью выполняют принятые на себя высокие социалистические обязательства. Продолжается социалистическое соревнование за коммунистическое отношение к труду под девизами «Работать без отставших», «Ручной труд на плечи машин», «Производственную программу — меньшей численностью, на основе бригадных комплексных планов». Особый накал оно приобретает в связи с решениями майского (1982 г.) Пленума ЦК КПСС. И нет сомнения в том, что все коллективы объединений, предприятий и организаций отрасли, направив свои усилия на выполнение и перевыполнение социалистических обязательств, внесут достойный и весомый вклад в решение Продовольственной программы, задач, поставленных партией.

М. Б. АНДРЕЕВ

УДК 331.876.4:629.113.066

СМЕЖНО-СКВОЗНОЕ СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЕ СОРЕВНОВАНИЕ. ОПЫТ АТЭ-1

АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛИ, как и все трудящиеся нашей страны, с высокой политической и трудовой активностью претворяют в жизнь решения XXVI съезда КПСС, положения, выдвинутые товарищем Л. И. Брежневым на ноябрьском (1981 г.) и майском (1982 г.) Пленумах ЦК КПСС, XVII съезде профсоюзов СССР. Их усилия направлены на повышение эффективности общественного производства и качества работы, ускорение научно-технического прогресса, достижение высоких результатов при наименьших затратах сырья, материалов, электроэнергии, топлива, финансовых и трудовых ресурсов. Свидетельство тому — недавно опубликованные итоги выполнения плана социального и экономического раз-

вития в первом полугодии 1982 г., широко развернувшееся социалистическое соревнование за достойную встречу славного юбилея всего советского народа — 60-летия образования СССР.

Формы этого соревнования, как известно, самые разнообразные. Об одной из них — смежно-сквозном социалистическом соревновании — рассказывают экспозиции тематической выставки ВДНХ СССР (в павильоне «Машиностроение») «Опыт московского завода автотракторного электрооборудования (АТЭ-1)», открывшейся в апреле 1982 г.

Материалы, представленные на выставке, убедительно доказывают, что коллектив завода АТЭ-1 сделал смежно-сквоз-

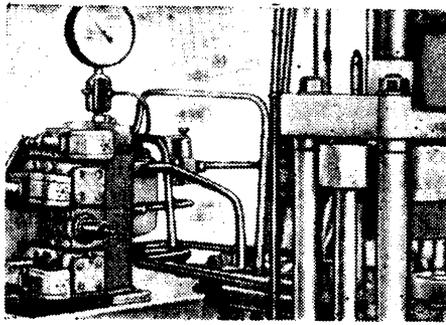


Рис. 1

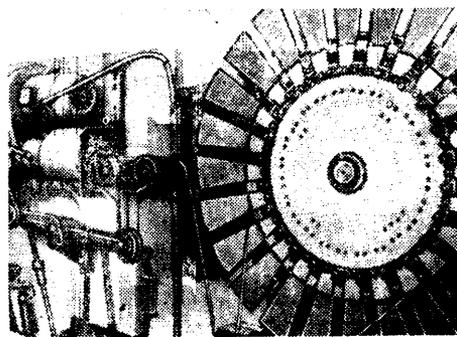


Рис. 2

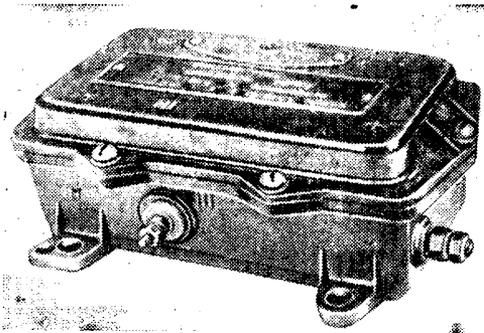


Рис. 3

ное соревнование действительно мощным средством совершенствования производства на основе научно-технического прогресса, повышения качества выпускаемой продукции, активизации всех членов коллектива. Достаточно сказать, что им сейчас охвачено более 90% труженников завода.

Основой, на которой базируется смежно-сквозное соревнование, является производственно-технологическая сквозная цепочка. Она может быть внутрибригадной, внутрицеховой, внутри- и межцеховой. Свои цепочки могут быть и на участках или охватывать несколько цехов и т. д. Но суть их всегда одна — обеспечить высокое качество конечного для данной цепочки продукта труда при наименьших затратах. Особенно наглядно эта суть проявляется при бригадной форме организации труда на один наряд с оплатой по конечным результатам. Именно поэтому такая форма на заводе АТЭ-1 и получила довольно быстрое распространение. Например, если в 1978 г. в бригадах, работающих на один наряд, трудилось 8,3% рабочих, то в 1981 г. — уже 41,7%. Каждой такой бригаде — все они находятся на хозрасчете — рассчитывается аккордный наряд на пятилетку, в котором указываются (по годам) плановые объемы производства в нормативной заработной плате, численность бригады, рост производительности труда, фонд заработной платы, процент роста средней заработной платы и средняя ее величина по бригаде.

Коллектив бригады заключает с администрацией цеха договор (также на пятилетку), в котором предусматриваются взаимные обязанности сторон. Так, бригада обязуется строго выполнять смежное задание, месячный и годовой планы, повышать производительность труда, снижать трудоемкость изготавливаемой продукции, выпускать продукцию высокого качества, добиваться освоения всеми членами бригады смежных операций и др. Администрация же цеха обязуется обеспечить бригаду материально-техническими средствами, деталями и узлами хорошего качества в соответствии с производственным планом, доводить до сведения коллектива бригады изменение плановых заданий и номенклатуры не позднее 10 числа текущего месяца, содействовать бесперебойной работе бригады.

Таким образом, коллектив бригады заранее нацеливается на тот объем производства и экономические показатели, на которые он должен выйти к концу текущей пятилетки. Заблаговременное же знание плана и причитающегося за его выполнение заработка являются хорошим стимулом, ориентирует людей на быстрое и безупречное выполнение задания.

Так бригада стала одним из основных звеньев цеховой цепочки.

Как показал опыт завода АТЭ-1, важнейшим условием высокой результативности сквозного соревнования в бригадах, участках и цехах является инженерная поддержка рабочей инициативы. В связи с этим при организации сквозного соревнования в технологические цепочки были включены звенья ИТР, которые сначала были проверены и полностью себя оправдали в подразделениях инструментального хозяйства завода: здесь благодаря участию в социалистическом соревновании специалистов по инструменту и оснастке из отдела главного технолога резко снизилось число претензий на некачественную разработку технической документации, неувязок ее с условиями производства, усилился взаимный контроль и т. д. В звенья ИТР основного производства входят специалисты отделов главного конструктора и технолога, центральной заводской лаборатории и др. Работают такие комплексные звенья под руководством советов цепочек в соответствии с договорами, заключенными с цехами, и социалистическими обязательствами, в которых предусматривается оказание помощи производственным коллективам в осуществлении технического прогресса, внедрении передовой техники и техно-

логии, повышении качества и производительности труда. На основании договоров и обязательств составляется годовой тематический план работы звеньев ИТР и ежемесячные планы-отчеты. Заключаются также договора со звеньями ИТР смежных цепочек.

Эффективность участия ИТР в смежно-сквозном соревновании определяется результатами, достигнутыми финишными участками технологических цепочек, т. е. качеством выпускаемой продукции, темпом роста производительности труда, достигнутым экономическим эффектом и т. д.

На заводе АТЭ-1 эти результаты, как показала выставка, весьма значительны. В качестве примера можно сослаться на многие образцы прогрессивного технологического оборудования, разработанного и изготовленного на заводе, а также на изделия автотракторного оборудования, отличающиеся высокими эксплуатационными качествами и завоевавшими признание потребителей.

Так, на заводе разработан и применяется пресс-полуавтомат (рис. 1) для опрессовки и клепки магнитопроводов и якорей электромагнитов переменного тока, благодаря которому производительность выполнения этих операций возросла в 2,5 раза. На этом полуавтомате автоматически выравниваются пластины пакета магнитопровода, автоматически же выполняются их предварительное поджатие и клепка. Цикл работы прессы — 7 с. Экономический эффект от внедрения одного такого автомата составляет 19,5 тыс. руб. в год.

Заинтересовал посетителей выставки и автомат (рис. 2) для резки и зачистки концов проводов, при помощи которого можно нарезать медный эмалированный провод диаметром 1,1 мм на куски различной длины — от 150 до 800 мм, а также — одновременно — зачищать концы (на длину до 45 мм) этих кусков с точностью $\pm 0,02$ мм по диаметру. Автомат увеличивает производительность труда, по сравнению с отрезкой и зачисткой традиционными способами, почти в 2 раза.

Хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации такие изделия завода АТЭ-1, как бесконтактные полупроводниковые регуляторы напряжения (рис. 3), устанавливаемые на автомобилях ЗИЛ, ГАЗ, УАЗ и т. д., стартеры для пуска двигателей автомобилей «Чайка», ГАЗ, ЗИЛ, «Москвич» и т. д., фильтры для снижения уровня помех радиоприему и многие другие изделия, созданные конструкторами, технологами и рабочими завода.

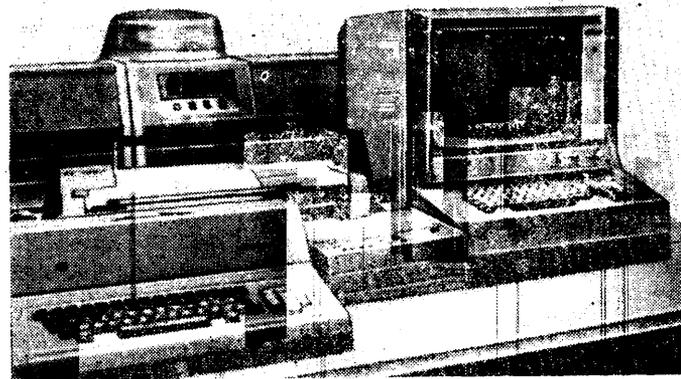


Рис. 4

На выставке была показана также автоматизированная система исполнительской деятельности (рис. 4). При помощи этой системы каждый утвержденный директивный документ (или принятое социалистическое обязательство) расчленяется на задания — элементарные директивные мероприятия, каждое из которых адресовано одному исполнителю. Эти задания поступают в ЭВМ, которая, отпечатав и выдав «контрольные (учетные) карты» по ним для исполнителей, сами задания хранит в своей памяти. После выполнения задания информация об этом поступает в ЭВМ, которая после каждого отчетного периода выдает в группу контроля исполнительской деятельности сведения о числе заданий, выполненных в срок, с опозданием и невыполненных, а также величину коэффициентов исполнительской деятельности по каждому исполнителю. Все это позволяет оценивать результаты сквозного социалистического соревнования в звеньях и технологических цепочках, а также соревнования между ними, смежными участками и цехами, заводом АТЭ-1 и заводами-поставщиками материалов и комплектующих изделий, принимать быстрые и эффективные меры в случае появления «сбоев» в работе. Последнее особенно важно: режим современного производства, его эффективность даже при отличной работе всех технологических цепочек в смежно-сквозном соревновании может быть нарушен в случае неритмичной поставки продукции с предприятий-смежников, поэтому все большее значение получает в смежно-сквозном соревновании его выход за рамки одного предприятия.

Цели и принципы организации внутризаводского сквозного соревнования и смежных предприятий одни и те же. В одном случае — это соревнование цехов и участков, взаимосвязанных одним технологическим процессом, в другом — соревнование между предприятиями — поставщиками материалов и комплектующих изделий с коллективами заводов, выпускающих готовую продукцию, поэтому можно считать, что сквозное внутризаводское соревнование является частью соревнования смежных предприятий.

Практика заключения договоров на смежно-сквозное соревнование с предприятиями-смежниками совершенствуется из года в год. Например, еще недавно подольский завод «Микропровод» несвоевременно поставлял провода малого сечения, допускал выпуск некачественной продукции. За годы сотрудничества положение с поставкой проводов изменилось. Вступив в соревнование, работники завода «Микропровод» аккуратно выполняют свои обязательства. Этому способствовали прежде всего тесные контакты, установившиеся между коллективами, совместное рассмотрение претензий и принятие мер по их устранению, в том числе и организация, в случае необходимости, взаимной помощи по ликвидации «узких» мест.

Другой пример. Рабочие константиновского металлургического завода им. М. В. Фрунзе заключили договор на смежно-сквозное соревнование с заводом АТЭ-1. Обязательство обеспечить заводу АТЭ-1 ритмичную поставку металла нуж-

ных профилей высокого качества константиновским металлургическим заводом они выполняют полностью и в срок.

Иногда заводу-смежнику, чтобы выполнить свои обязательства перед заводом АТЭ-1, приходится заключать договора на социалистическое соревнование с другими своими смежниками. Так было, например, с заводом «Кирскабель», который для выполнения своих обязательств по договору с заводом АТЭ-1 вынужден был одновременно заключить договор на соревнование с родственным гомельским заводом «Гомелькабель».

Технические средства, совершенствование технологии и оборудования — очень важные условия результативности смежно-сквозного соревнования. Однако главное ее условие — целенаправленная организаторская и воспитательная работа партийной, профсоюзной и комсомольской организаций. Именно благодаря этой работе сейчас, как упоминалось выше, более 90% работников являются участниками смежно-сквозного соревнования. Примером могут служить действия партийной организации цеха генераторов переменного тока: в самом начале, когда идея смежно-сквозного соревнования еще только зарождалась, здесь очень быстро и точно была разработана структура и организована технологическая цепочка (ее обеспечивали 600 человек), заключены договора на соревнование как внутри цепочки, так и с коллективами-смежниками. Все это очень быстро сказалось на выполнении объемов производства, ритмичности и номенклатуре поставки деталей, следовательно, и на показателях цеха.

Партийный комитет завода установил порядок, в соответствии с которым на проводимых им оперативных совещаниях с участием представителей профсоюзной, комсомольской организаций и администрации завода еженедельно заслушивается информация о ходе соревнования по технологическим цепочкам, координации действий подразделений, устранению выявившихся в ходе работы недостатков. Таким образом, усилия партийных, общественных организаций и администрации партийный комитет направляет на внедрение новых починов, создание в коллективах такого психологического климата, при котором между участниками соревнования устанавливаются отношения доброжелательности и взаимопомощи, увеличивается ответственность каждого участника соревнования за порученное дело.

Материалы, представленные на ВДНХ СССР, убедительно доказывают: опыт трудового соперничества и сотрудничества коллективов в соревновании по технологическим цепочкам за конечные результаты работы полностью себя оправдал. Смежно-сквозное соревнование помогает вскрывать неиспользованные резервы и сочетать личные интересы работников с интересами общественными, активизирует деятельность трудящихся в сфере управления производством, т. е. успешно выполнять задачи, поставленные перед тружениками отрасли XXVI съездом КПСС.

А. Н. САВЕРИНА

НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УДК 628.517.2:629.113.006

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТЕРЬ ПРОТИВОШУМНЫХ ПРОКЛАДОК

КАК ИЗВЕСТНО, вибрации и шумы, возникающие в салонах и кабинах автомобилей, утомляют водителей и пассажиров и отрицательно влияют на безопасность движения. Для их снижения применяются битумные противошумные прокладки. Однако их эффективность была не всегда достаточно высокой. И это понятно: до недавнего времени вибропоглощающая способность прокладок фактически не определялась, так как не было единого отраслевого руководящего материала, регламентирующего метод ее определения. Сейчас положение иное. В 1981 г. Минавтопромом утверждены РТМ 37.002.0353—81 «Прокладки битумные противошумные. Метод определения коэффициента потерь».

Метод определения коэффициента потерь битумных прокладок предусматривает определение резонансной частоты при максимальном электрическом напря-

жении в резонансе U_p , возбуждаемом в датчике консольно закрепленным образцом при его механических колебаниях, а также определение частот f_1 и f_2 соответственно слева и справа от резонансной частоты при напряжениях, равных $0,7 U_p$ (рис. 1.)

Образцы для испытаний представляют собой пластинки листовой кузовной стали толщиной 0,8—1,0, длиной 250—300 мм и шириной $12 \pm 0,2$ мм и слоя битумного материала таких же размеров, наклеенного на стальную пластинку после ее обезжиривания ацетоном. Наклеивание может осуществляться различными способами: при помощи клея, который используется на данном заводе для установки битумных прокладок на автомобиль; клея 88НП; путем выдерживания стальной пластинки с наложенным на нее испытуемым битум-

ным материалом в сушильной камере ($T=410 \div 450$ К, $t=30$ мин).

Коэффициент потерь определяется на установке (рис. 2), состоящей из прибора ДМП-1, генератора звуковых колебаний (ГЗ-33, ГЗ-106 или ГЗ-13), элект-

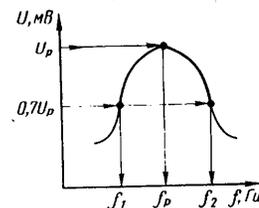


Рис. 1. Схема определения резонансных частот в зависимости от возбуждаемого напряжения

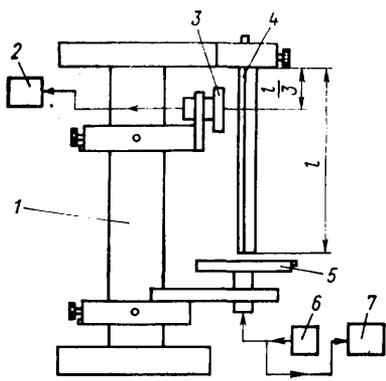


Рис. 2. Установка для определения коэффициента потерь:

1 — прибор ДМП; 2 — электронный вольтметр; 3 — датчик; 4 — испытуемый образец; 5 — вибратор; 6 — генератор звуковых колебаний; 7 — частотомер

тронного вольтметра (В7-22 или ВЗ-44), частотомера (ЧЗ-22, ЧЗ-34 или ЧЗ-39), датчика (телефонного капсюля ТК-47-800) и вибратора (телефонного капсюля ТК-47-64). Образец устанавливается (рис. 2) так, чтобы стальная пластинка была обращена к датчику и располагалась на расстоянии 0,8 мм от него. К пластине подводится вибратор — так, чтобы пластинка заняла положение против середины его торца, на удалении 1—2 мм. Измерения начинаются с установки частоты (20 Гц) сигнала, идущего от генератора. Затем частоту начинают увеличивать, добиваясь резонанса, и фиксируют соответствующие ему напряжения U_p и частоту f_p . Далее уменьшают, а затем увеличивают частоту до тех пор, пока напряжения в обоих случаях станут равными $0,7 U_p$, и фиксируют частоты.

Такие же измерения повторяют при других резонансных частотах (резонансы следуют друг за другом при отношениях последовательных резонансных частот, равных 6; 3; 2).

Коэффициент потерь для каждой резонансной частоты равен отношению разности частот, измеренных при $0,7 U_p$, к резонансной частоте.

Заметим, что практически резонансные частоты следует брать на частотах ниже и выше 200 Гц, а значение коэффициента потерь при 200 Гц — для сравнения — определяется графически.

Канд. физ.-мат. наук В. А. БЫКОВ,
канд. техн. наук В. М. ЖАРОВ,
Р. Н. ЛАРИОНОВА

СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.865.8:629.113.002

РОБОТЫ И МАНИПУЛЯТОРЫ

Промышленный робот мод. БРИГ-10-3АЗ (рис. 1) предназначен для автоматизации погрузочно-разгрузочных работ при обслуживании основного технологического и вспомогательного оборудования, для межоперационного и межстаночного транспортирования в условиях массового и серийного производства.

Система программного управления обеспечивает управление основным технологическим оборудованием и средствами автоматизации, входящими в робототехнологический комплекс. Она — цикловая, выполненная на базе интегральных микросхем серии К511. Набор программ осуществляется на штекерной панели. Система координат — цилиндрическая.

Техническая характеристика робота

Число степеней свободы (не считая захвата)	5
Число точек останова:	
при повороте руки	3
при остальных перемещениях	2
Максимальная грузоподъемность, кг	10
Точность позиционирования, мм	±0,3
Вертикальное перемещение руки:	
ход, мм	100
скорость, мм/с	300
Горизонтальное перемещение руки:	
ход, мм	600
скорость, мм/с	600
Поворот руки относительно вертикальной оси:	
угол, град	210
скорость, град/с	90
Вращение захвата:	
угол, град	180
скорость, град/с	90
Усилие захвата, кН	1,1
Потребляемая мощность, кВт	0,3
Габаритные размеры, мм	1500×690×970
Масса, кг	340

Робот заменяет операторов на тяжелых, опасных и монотонных работах, повышает производительность труда.

Разработчик и изготовитель — Запорожский автозавод «Коммунар».

Промышленный робот РБ-211 (рис. 2) применяется для нанесения при помощи пистолета покрытий лаком, эмалью, термоизоляционными материалами и т. д. Он позволяет ликвидировать ручной труд на вредных операциях. Три основные части робота — это манипулятор (во взрывобезопасном исполнении), гидростанция и система управления. Кинематическая схема робота отвечает требованию применения контурного управления и обеспечивает максимальную маневренность при большом рабочем объеме.

Управление роботом осуществляется при помощи мини-ЭВМ с аналоговой обратной связью. Запоминающее устройство позволяет сохранить десять программ со «случайным выбором». Программирование осуществляется ручным проводом рабочего органа по заданному контуру в режиме обучения. По сигналам, поступающим от шести аналоговых датчиков, ведется управление сервоклапанами в рабочем режиме

Техническая характеристика робота

Грузоподъемность, кг	15
Точность позиционирования, мм	±3
Максимальная рабочая скорость, м/с	2
Емкость памяти (общая продолжительность), с	900
Число входных и выходных сигналов	10
Максимальное число одновременно запоминаемых программ	75
Масса, кг	550

Робот изготавливается комбинатом «Берое» (НРБ). Промышленный робот РБ-231 (рис. 3) создан по модульному принципу и обладает широкими возможностями автоматизации вспомогательных операций. Может быть быстро перенастроен при помощи введения новых модулей. Программирование позволяет вводить несколько рабочих программ одновременно при частом изменении технологии. Основные движения выполняются при помощи сервоуправления с аналоговой обратной связью, а локальные движения — при помощи серво- или двухпозиционного жесткого механического управления.

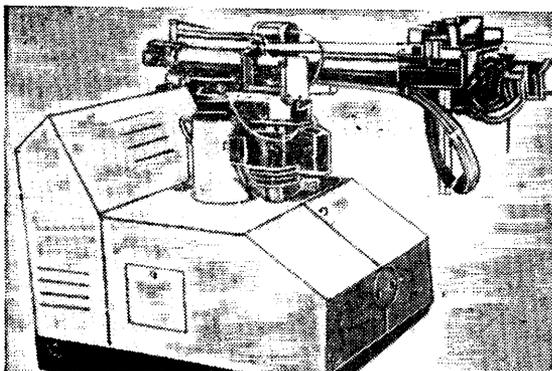


Рис. 1

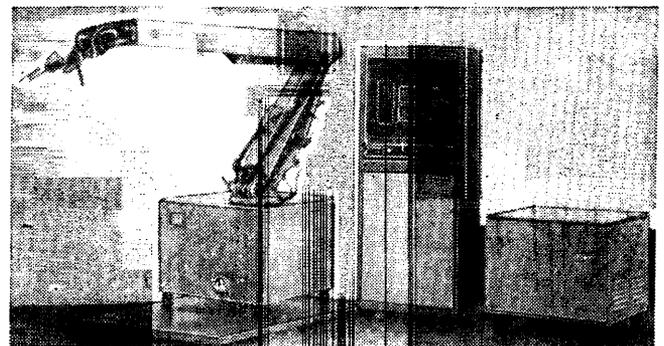
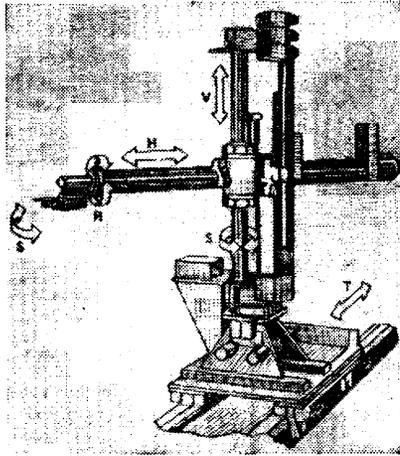


Рис. 2



Техническая характеристика робота

Вращение			
угол поворота, град	360		
скорость, град/с	100		
грузоподъемность (включая захватное устройство), кг	69		
Величина горизонтального хода <i>H</i> руки, мм:			
стандартного исполнения	720		
специального исполнения	1066,8		
Скорость движения руки, м/с	0,91		
Подъем <i>V</i> :			
высота, мм	762		
скорость, м/с	0,91		
точность позиционирования	±0,76		
Вращение <i>S</i> :			
угол поворота, град	240		
скорость, град/с	90		
точность позиционирования, мм	±1,52		
Перемещение <i>T</i> :			
расстояние, мм		По желанию потребителя	
скорость, м/с		0,45	
точность позиционирования			В зависимости от способа исполнения и управления

Разработчик и изготовитель робота — комбинат «Берое» (НРБ).

Промышленный робот «Универсал-15» (рис. 4) применяется на подъемно-транспортных и основных производственных операциях (загрузка-разгрузка технологического оборудования, межстаночное транспортирование и складирование, контактная и дуговая сварка, нанесение лакокрасочных и теплозащитных покрытий и др.). Рекомендуются для применения в массовом, крупносерийном и серийном производствах.

В заготовительном производстве может использоваться в кузнечных цехах при обслуживании оборудования в линиях горячей штамповки на основе прессов КГШП усилием от 25 кН и более, в прессовых — при обслуживании двухстоечных кривошипных прессов усилием 3,15 кН и более, в литейных — при обслуживании участков на основе машин литья под давлением, по выплавляемым моделям и др.

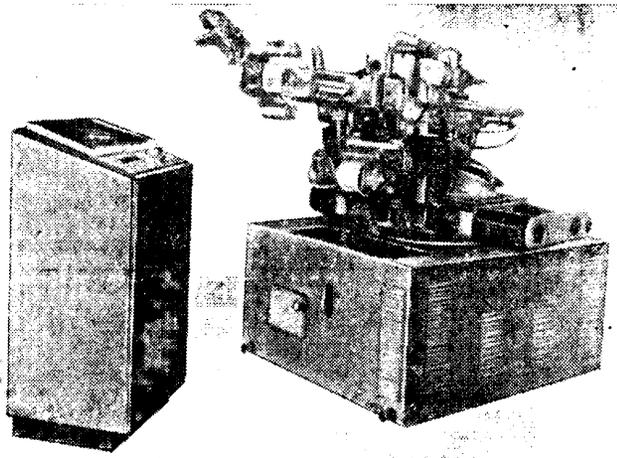


Рис. 4

В механоборочном производстве может применяться для обслуживания металлорежущего оборудования любых моделей, работающего в полуавтоматическом цикле. Компоновка и оснастка оборудования при этом должна обеспечивать свободный подход захвата (или руки) в пределах рабочей зоны робота. Этот робот может быть использован также для выполнения операций некоторых видов контактной (точечной) и дуговой сварки, окраски, нанесения различных покрытий.

Возможно его применение на сборке подузлов и узлов. Число обслуживаемых установок — от 1 до 5 (в зависимости от размеров деталей и др.).

Габаритные размеры перемещаемых деталей зависят от размера рабочей зоны оборудования, компоновки станка, оснастки, а также от программируемых перемещений рабочих органов робота. Масса деталей вместе с захватом не должна превышать 15 кг.

Роботы «Универсал» выпускаются четырех модификаций: 15.01; 15.02; 15.03; 15.04.

Техническая характеристика роботов

	15.01	15.02	15.03	15.04
Грузоподъемность, кг:				
при $v_{ном}$		15,0		
при $v_{мин}$		40,0		
Система координат		Смешанная		
Число степеней свободы	6	6	5	6
Одновременное перемещение по координатам	6	6	5	6
Точность позиционирования, мм:				
при $P_{ном}$		±2		
при P_{max}		±2		
Перемещение руки:				
горизонтальный ход, мм		1000		
угол поворота, град		340		
свиг, мм		400		
угол качания, град		50		
Средняя скорость перемещения руки, при:				
горизонтальном ходе (P_{max}), мм/с	400	400	400	450
угле поворота, град/с	45	45	65	65
сдвиге, мм/с		80		
угле качания при P_{max} , град/с	10	10	20	20
Захват:				
угол сгиба, град		190		
угол вращения, град		360		
Средняя скорость при $P_{ном}$, град/с:				
сгибания	70	70	100	100
вращения	90	90	130	130
Привод:				
тип		Электрогидравлический		
мощность электропривода, кВт		11		
давление масла, МПа		6		
рабочая температура, К		278—318		
срок службы до капитального ремонта, ч		12000		
наработка на отказ, ч		250		
габаритные размеры, мм		1260×1440×1600		
масса, кг		2300		

Робот изготавливается Волжским автозаводом им. 50-летия СССР.

Автоматические манипуляторы для окрасочного производства (рис. 5) предназначены для окраски плоских и приведенных к ним поверхностей кузова автомобилей и других деталей. Выполняются в вертикальном, горизонтальном и консольном исполнениях. Во всех манипуляторах краскораспылители совершают возвратно-поступательные движения и наносят краску на изделие, перемещаемое конвейером в плоскости, перпендикулярной направлению струи. Структурная схема разработанных манипуляторов состоит из трех систем: информационной, программного управления и механической.

Информационная система включает фотодатчик ФРС-16-0, число которых определяется числом заложённых в нем программ окраски. Система программного управления состоит из электропневматической и механической частей и предназначена для включения и выключения окрасочного манипулятора при поступлении изделия в зону окраски и выхода из нее.

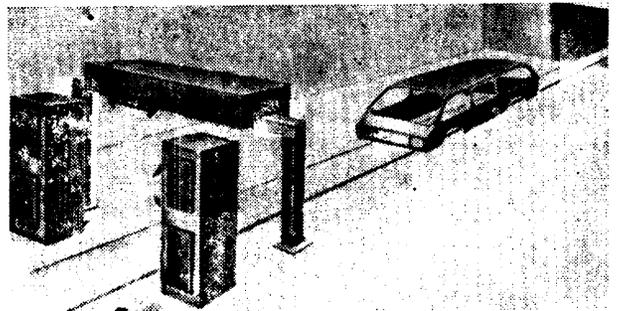


Рис. 5

Командоаппарат манипулятора предназначен для управления струей краски по высоте окрашиваемых изделий. Механическая система, т. е. сам манипулятор, состоит из несущей конструкции с направляющей, по которой перемещается тележка с краскораспылителем. Бесступенчатый регулируемый привод тележки (мотор-вариатор МВ-8Щ-В мощностью 0,6 кВт) позволяет изменять скорость перемещения краскораспылителей в диапазоне 24,8—62,4 м/мин.

Техническая характеристика манипулятора

Максимальные габаритные размеры окрашиваемого изделия, мм:	
высота	1700
ширина	2035
Ход тележек манипулятора, мм	1850—2200
Диапазон скоростей перемещения тележки, м/с	0,6—0,9
Число программ окраски	1
Тип краскораспылителей	КА-1

Производительность краскораспылителей, кг/мин	1,95
Давление лакокрасочного материала, МПа	0,05—0,2
Число краскораспылителей, шт.	3
Расход воздуха, м ³ /ч	65
Давление воздуха, МПа	2—0,4
Привод тележки манипулятора	Электрический
Электродвигатель:	
мощность, кВт	0,75
частота вращения, мин ⁻¹	3000
тип	В63А2
Тип датчиков системы	Фотозлектрический
Габаритные размеры манипулятора, мм:	
горизонтального	635×710×3200
вертикального	2850×635×710
Масса манипулятора, кг:	
горизонтального	650
вертикального	550

Разработчик и изготовитель ЭКТИавтопром (г. Львов).
Канд. техн. наук В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

УДК 621.7.024.06-52:621.822

АВТОМАТЫ И ПРИБОРЫ

АВТОМАТ мод. СМ-135 (рис.1) предназначен для промывки подшипников качения. Он может работать как в автоматической линии, так и вне ее, в автоматическом и наладочном режимах.

Конструкция автомата позволяет промывать подшипники одновременно двух типоразмеров. Механизм загрузки и перемещения переналаживают в течение 2—3 мин только при переходе на промывку подшипников с другим наружным диаметром.

Для постоянной очистки моющей жидкости автомат снабжен станцией фильтрования.

Автоматический цикл, с	6
Управление механизмами автомата	Пневматическое
Мощность электродвигателей, кВт	1,3
Вместимость, л:	
трех ванн моющей жидкости	150
бака насосной станции	35
Габаритные размеры, мм	289×980××2355
Масса автомата (без жидкости), кг	1450
Частота вращения промываемых подшипников, мин ⁻¹	162—380

Автомат защищен авторским свидетельством № 398708. Разработчик и изготовитель — ГПЗ-1.

Электромагнитный высокочастотный дефектоскоп мод. СК-39 МДШ 5 (рис. 2) предназначен для автоматического контроля качества поверхностного слоя стальных шаров. Он обладает, по сравнению с известными электромагнитными дефектоскопами, более высокой разрешающей способностью (чувствительностью к дефектам), полученной за счет оригинальных конструктивных и схемных решений.

Применение высокочастотного дефектоскопа позволяет осуществлять более качественный контроль дефектов поверхностного слоя шаров, структуры и состава стали. Совмещение в одном устройстве этих контрольных операций исключает необходимость визуального контроля.

Дефектоскоп оснащен устройством для развертки поверхности шара, содержащем соосно расположенные базирующую головку, ведущую головку с поводковым роликом и механизм для синхронного вращения головок.



Рис. 2

Техническая характеристика дефектоскопа

Производительность, шт/ч	4500
Диаметр контролируемых шаров, мм	5—10
Группа сортировки	«Годные», «Брак»
Число измерительных каналов	4
Ток	Трехфазный, переменный
Габаритные размеры, мм	1000×800×1540
Масса, кг	430

Дефектоскоп защищен авторскими свидетельствами № 413413 и № 436976. Разработчик и изготовитель ГПЗ-1.

В. Н. АЛЬБИЦКИЙ, А. А. ПОПОВ

Автомобильная промышленность, № 9, 1982 г.

Техническая характеристика автомата

Диаметр обрабатываемых подшипников, мм	60—120
Число одновременно обрабатываемых подшипников	12
Производительность, шт/ч	1200

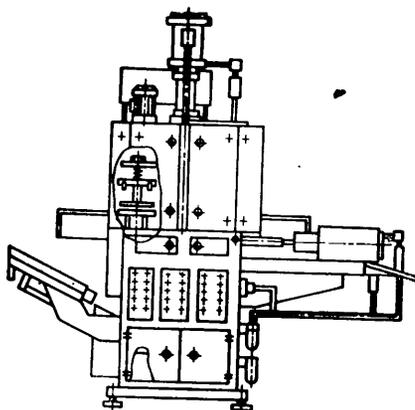


Рис. 1

УДК 621.774.63.06-52

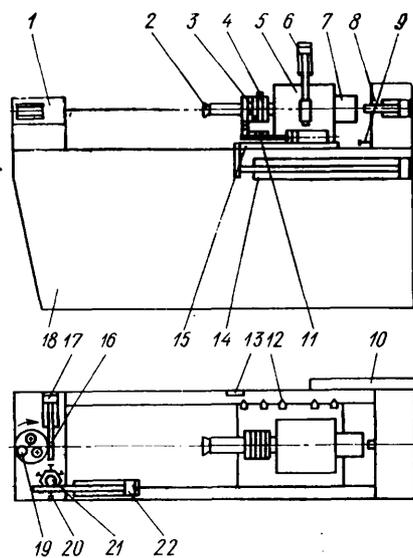
ПОЛУАВТОМАТ ДЛЯ ГИБКИ ТРУБ

НА ИРБИТСКОМ мотоциклетном заводе разработана техническая документация на полуавтомат ПТГ-27125 (см. рисунок), предназначенный для пространственной гибки толстостенных труб наружным диаметром d до 25 мм и длиной до 900 мм (без дорна) методом проталкивания заготовки через трехроликовую гибочную головку.

Техническая характеристика полуавтомата

Параметры заготовки:	
диаметр труб, мм	16—25
толщина стенки, мм	1,5—3
длина заготовки от начала первогогиба и до конца трубы, мм	900
Параметры гибки:	
наименьший радиус, мм	2 d
наибольший угол, град	180
наименьшая длина от торца трубы до начала первогогиба, мм	2 d
наименьший прямой участок между гйбами, мм	2 d

Точность гибки:	
по радиусу в % от d	±1
по углу сгиба, град	±1
по углу поворота плоскостой гибки, мин	±20
по прямому участку, мм	±1
Производительность, гибов/ч	800
Габаритные размеры, мм	2450×1580××1340
Масса, кг	2000
Мощность электродвигателя, кВт	7,5



На станине 18 полуавтомата установлен силовой стол с приводом от гидроцилиндра; на столе — гибочная и поворотнo-зажимная головки.

Возможна также установка механизма дорна.

Гибочная головка состоит из вертикального вала (на рисунке не показан), на торце которого закреплен гибочный ролик 19. Шестерня, расположенная на этом же валу, связана с рейкой 16 гидроцилиндра 17, которая может перемещаться до жестких регулируемых упоров 20 на поворотной головке 21, связанной реечной передачей с гидроцилиндром 22.

Поворотнo-зажимная головка 5 имеет цангу 2 для закрепления трубы при помощи гидроцилиндра 7. Поворот трубы осуществляется через реечную передачу гидроцилиндром 6. Для установки угла поворота служат диски 3 с передвиж-

ными кулачками 4, взаимодействующие с выдвижными упорами 11.

Программу гибки (число и плоскости гибов) настраивают кулачками 12 и набирают на коммутаторной штекерной панели 10.

Заготовку трубы вставляют через гибочную головку 1 и зажимают в цангу 2. Затем силовой стол 15 при помощи гидроцилиндра 14 перемещается в крайнее заднее положение — сначала быстро, а за 3—5 мм до него медленно — и плавно становится на регулируемый упор 9. После выдержки 0,5—1 с начинается обратное (рабочее) движение. При этом кулачки 12, установленные на столе, нажимают микропереключатель 13, который через счетное устройство выдает команду на программную коммутаторную панель 10.

Ю. А. КОЧЕГАРОВ

Ирбитский мотоциклетный завод

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.114.6:061.5(520)

ГОРОДСКОЙ АВТОМОБИЛЬ ХОНДА СИТИ

В УСЛОВИЯХ топливного кризиса большим спросом продолжают пользоваться автомобили особо малого класса (типичными его представителями являются такие модели, как Тальбо Самба, Остин Мини Метро, Фиат Панда), поэтому ведущие автомобильные концерны готовятся к выпуску новых их моделей. Примером перспективных разработок являются новая серия S-car концерна Джeneral Моторс, которая появится на рынке в 1983 г., и новый прототип NX-018 концерна Ниссан. На Токийском автосалоне 1981 г. фирма Хонда представила свою новую модель — городской автомобиль Хонда Сити (см. рисунок), прототипом которого был автомобиль SA-7. В том же году он появился на японском рынке в четырех вариантах: Е, Т, F и R (соответственно «экономичный», «двухместный», «пятиместный» и «спортивный»).

Эта новая модель имеет переднеприводную компоновку с поперечным расположением двигателя и трехдверный кузов типа «хэтчбек» длиной 3380 мм (длина такая же, как у модели Фиат Панда 45, и на 25 мм короче, чем у модели Остин Мини Метро), шириной 1575 мм и высотой 1473 мм. Решетка радиатора откидывается вперед для облегчения доступа к агрегатам двигателя и трансмиссии. Большое лобовое стекло и сильный наклон капота обеспечивают водителю хороший обзор.

Вопреки наметившейся тенденции установки на автомобили особо малого класса трехцилиндровых двигателей рабочим объемом около 1000 см³, для этой модели фирма Хонда предпочла четырехцилиндровый карбюраторный двигатель Комбакс рабочим объемом 1232 см³ с алюминиевым блоком цилиндров, разработанный на базе двигателя модели Сивик. Он выполнен длинноходным, с цилиндром диаметром 66 мм и ходом поршня 90 мм. Малый диаметр цилиндров дал возможность уменьшить длину блока и выполнить камеру сгорания более компактной, а увеличенный ход поршня — получить большой крутящий момент. Основная камера сгорания имеет форму конуса, в вершине которой расположена дополнительная камера. Двигатель — с жидкостным охлаждением, имеет степень сжатия 10 и развивает мощность 47,5 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹ и крутящий момент 99,5 Н·м при частоте вращения 3000 мин⁻¹, низкую токсичность отработавших газов и высокую топливную экономичность. Например, расход топлива в городском цикле для модели Сити Е составляет 5,25 л/100 км, а при скорости 60 км/ч — всего 3,44 л/100 км.

Предусмотрен и спортивный вариант автомобиля — Сити R. Его двигатель развивает мощность 49,3 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5500 мин⁻¹.

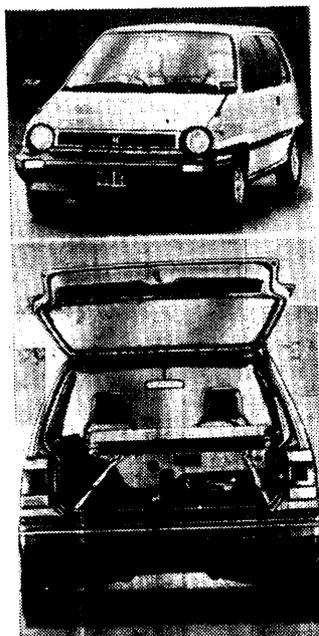
Для экспортных вариантов модели Сити в будущем предполагается уста-

навливать двигатель рабочим объемом 1000 см³.

Автомобиль Хонда Сити предлагается с трансмиссиями трех вариантов. Первый вариант — однодисковое сухосцепление с диафрагменной пружиной и механическая пятиступенчатая коробка передач с двумя ускоряющими передачами. Передаточные числа: на первой передаче — 2,916; на второй — 1,764; на третьей — 1,181; на четвертой — 0,846; на пятой — 0,714. Передаточное число главной передачи — 3,875, задней — 2,916. Второй вариант — механическая трансмиссия с четырехступенчатой коробкой передач с четвертой ускоряющей передачей. Третий вариант — автоматическая трехступенчатая трансмиссия Хондаматик с гидротрансформатором. Она также имеет ускоряющую передачу и свои наборы передаточных чисел: для экономичной модификации Сити Е и спортивной — Сити R. Передаточное число главной и задней передач в обоих случаях одинаковое.

При создании Хонда Сити ставилась цель достичь максимально возможного использования полезного пространства кузова. От своих аналогов автомобиль отличается высотой кузова (1473 мм), в среднем на 100—110 мм большей (у модели Мини Метро — 1360 мм, Дайхатсу Куоре — 1370 мм), что позволило несколько поднять задние сиденья и разместить под ними топливный бак — обычно большой для автомобиля такого класса емкости — 4100 см³. При этом маневренность автомобиля не ухудшилась, как это могло бы быть при увеличении его длины или ширины. В различных областях кузова появились 16 карманов и ниш для хранения различных принадлежностей (например, домкрат и знак аварийной остановки размещаются в специальных углублениях в задних боковых панелях кузова, освобождая тем самым дополнительное пространство для груза в багажнике).

Высокий кузов облегчил также посадку и высадку пассажиров и предоставил им большую свободу движений во



время езды. Комфортабельность езды на поворотах увеличили боковые валки на спинках сидений (передние сиденья — разделного типа, с подголовниками). Для облегчения погрузки багажа проем задней двери сделан на уровне бампера.

Масса автомобиля Хонда Сити в снаряженном состоянии составляет от 655 до 680 кг (в зависимости от модификации), что на 15—20% меньше массы аналогов (у модели Мини Метро — от 743 до 769 кг). Этого удалось достичь благодаря использованию деталей из высокопрочных сталей и пластмасс. Например, на нем так же, как и на новой модели Фольксваген Поло, передняя и задняя части кузова (до колесных арок) представляют собой единую деталь отформованную из пластмассы заодно с бамперами.

У автомобиля Хонда Сити хорошие приемистость и разгонные характеристики: с места до скорости 100 км/ч он разгоняется за 12,8 с, а вариант R — за 11,1 с. Максимальная скорость автомобиля равна 140 км/ч.

При проектировании автомобиля пре-

дусмотрено максимальное сближение центра тяжести и центра приложения аэродинамических сил, благодаря чему увеличена устойчивость автомобиля при боковом ветре. Улучшению аэродинамики способствует также то, что капот выполнен с большим наклоном, лобовое стекло смонтировано заподлицо с кузовом, а передний спойлер — заодно с бампером. Принятые конструктивные решения позволили получить коэффициент аэродинамического сопротивления 0,40.

Плавность хода автомобилю обеспечивает независимая подвеска всех четырех колес. Передняя и задняя подвески — типа Макферсон. Однако в задней подвеске для достижения большей компактности упругая стойка и спиральная пружина установлены на нижнем рычаге отдельно, обеспечивая в то же время достаточное перемещение колес. В подвеске автомобиля варианта R установлены пружины большой жесткости, стабилизатор поперечной устойчивости расположен сзади, что улучшает возможности езды. Рулевое управление — реечное, с уменьшенным передаточным числом 17,25 (для других моделей —

18,25), широкопрофильные радиальные шины 175/70SP12 со стальным брекерным поясом, а также устанавливаемые по заказу тахометр и колеса из легкого сплава. На передние колеса всех других моделей устанавливают дисковые тормоза с металлизированными тормозными накладками увеличенной износостойкости, на задние — барабанные (модификации E и R имеют усилитель тормозов). Ободья колес — облегченные стальные. Масса обода в сборе с радиальными шинами 145SR12—1,5 кг имеющими пониженный коэффициент сопротивления качению.

В условиях больших городов, для которых предназначен автомобиль, место стоянки часто бывает удалено от дома. Чтобы владеец мог быстро к нему добраться, фирма предлагает (см. рисунок) в комплекте с автомобилем складной микромотоцикл Мото-Компо с двигателем рабочим объемом 50 см³. Для его перевозки в автомобиле предусмотрено место за задними сиденьями.

Н. Ю. НЕКЛУДОВ

УДК 621.892.093

УРОВЕНЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ

В ПОСЛЕДНИЕ годы широкое распространение за рубежом получают универсальные всесезонные масла. Их универсальность достигается за счет применения тщательно подобранных противозносных и противозадирных присадок, обеспечивающих длительную работу зубчатых передач различных типов на всех режимах эксплуатации машин, всесезонность — за счет использования базовых масел с хорошими вязкостно-температурными свойствами, к которым добавляют загущающие полимерные присадки или синтетические компоненты. Особое внимание при этом уделяется совместимости комплекса присадок с базовым маслом.

Преимуществом универсальных всесезонных масел является возможность сокращения их ассортимента на автозаводах, в автохозяйствах и на заправочных станциях. Кроме того, их не нужно менять при наступлении очередного сезона эксплуатации, что снижает расход масел, трудозатраты, стоимость эксплуатации автомобилей и опасность загрязнения окружающей среды; они способствуют снижению расхода топлива в двигателях, так как обладают хорошими вязкостно-температурными свойствами.

Универсальные всесезонные трансмиссионные масла начали вырабатывать в США и других странах по военной спецификации США MIL-L-2105C (масла класса вязкости по SAE 80W-90 и 85W-140, приведенные в табл. 1).

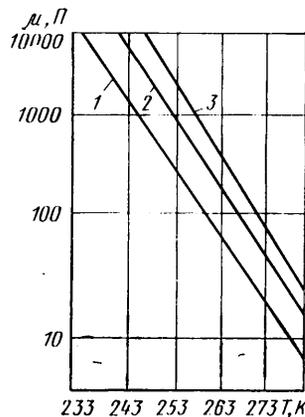
Таблица 1

Класс вязкости по SAE	Самая низкая температура, К, при которой динамическая вязкость не превышает 1500 П	Кинематическая вязкость при 372 К, мм ² /с	Назначение по климатическим зонам
А. Сезонные масла			
75 W	235	≥ 4,2	Арктическое Северное Зимнее Летнее Для жаркой зоны Для особо жаркой зоны
80 W	247	≥ 7	
85 W	261	≥ 11	
90	—	14—25	
140	—	25—43	
250	—	≥ 43	
Б. Всесезонные масла, по спецификации MIL-L-2105C			
75 W	233	≥ 4,2	Арктическое В северной и умеренной зонах В умеренной и жаркой зонах
80 W-90	247	14—25	
85 W-140	261	25—43	
В. Всесезонные масла, не вошедшие в спецификацию MIL-L-2105C			
75 W-90	233	14—25	В арктической, северной и умеренной зонах В северной, умеренной и жаркой зонах
80 W-140	247	25—43	

Эти масла, обладая высокими смазывающими свойствами (уровень не ниже GL-5 по классификации API) и хорошими вязкостно-температурными характеристиками, обеспечивают экономичную эксплуатацию автомобилей. Так, при эксплуатации грузовых автомобилей на трансмиссионном масле SAE 80W-140, используемом вместо масел SAE 140 и SAE 90, расход топлива двигателями снижается на 3%, т. е. на ~ 250 долл. в год на каждый автомобиль, осуществляющий грузовые перевозки при средней дальности рейсов. Таким образом, затраты на приобретение более дорогого трансмиссионного масла окупаются при пробеге автомобилями первых 19 тыс. км.

Преимущества всесезонных масел способствовали созданию новых марок универсальных трансмиссионных масел типа SAE 75W-90 и SAE 80W-140, которые не вошли в спецификацию MIL-L-2105C.

Из данных, приведенных в таблице, следует, что за рубежом наметилась тенденция создания и применения трансмиссионных масел, обладающих повышенной вязкостью при положительных температурах и низкой вязкостью при отрицательных температурах. В этом случае улучшаются смазывающие и антифрикционные свойства масел и уменьшаются потери энергии в трансмиссии при низких температурах. На рисунке приведена зависимость динамической вязкости универсальных всесезонных трансмиссионных масел Мобиллюе HD 80W-90 и Мобиллюе HD 85W-140 фирмы Мобил от температуры масел, отвечающих спецификации США MIL-L-2105C. Здесь же для сравнения приведена характеристика универсального всесезонного масла Мобиллюе HD 90 (спецификация MIL-L-2105B). Из рисунка видно, что по уровню вязкости при низких температурах первые имеют значительный запас качества: по классификации SAE они могут достигать вязкости 1500 П при температурах соответственно не выше 247 и 261 К, фактически же имеют эту вязкость при температурах соответственно 243—241 и 257 К. Сравнительно хорошими вязкостно-темпера-



Вязкостно-температурные свойства универсальных всесезонных трансмиссионных масел Мобиллюе HD фирмы Мобил:
1 — масло HD 80W-90; 2 — масло HD 90; 3 — масло HD 85W-140

Таблица 2

Показатели	80W-90	90	85W-140
Вязкость кинематическая, мм ² /с при 223 К	85	109	205,5
173 К	14,4	17	26,5
Индекс вязкости	98	98	95
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	1,6	1,2	1,4
Коррозия меди по методу ASTM D-130, балл, при 153 К, 3 ч	2а	1в	1а
143 К, 3 ч	2с	1в	1а
133 К, 3 ч	3в	3в	1в
123 К, 3 ч	4в	4с	4а
Коррозия стали 10 (защитные свойства) по ГОСТ 9.054—75, %:			
в камере влажности (за 200 ч)	5	5	6
в атмосфере соляного тумана (за 24 ч)	100	80	80
в морской воде (за 20 ч)	2	9	11
при воздействии НВГ (за 4 ч)	0	0	0
Смазывающие свойства по ГОСТ 9490—75:			
индекс задира	62	72	72
нагрузка сваривания, Н	2990	3350	3350
нагрузка заедания, Н	1500	1600	1600
показатель износа, мм	0,43	0,43	0,36
Нагрузка задира на стенде IAE, МПа	3000	3300	3300
Термоокислительная стабильность на приборе ДК-2НАМИ при 133 К (20 ч):			
осадок, %	0,05	0,07	0,14
коррозия меди М-1к, г/м ²	50	150	70
кислотное число, мг КОН на 1 г масла	1,30	1,40	1,72
изменение вязкости при 173 К, %	-1,6	0	-1,6
Термоокислительная стабильность на приборе ДК-2НАМИ при 123 К (20 ч):			
осадок, %	0,03	0,04	0,04
коррозия меди М-1к, г/м ²	435	460	430
кислотное число, мг КОН на 1 г масла	1,0	1,5	1,5
изменение вязкости при 173 К, %	2,0	1,6	5,0
Снижение вязкости за счет деструкции полимера, %	3	0	0
Температура вспышки в открытом тигле, К	55	43	43
Температура застывания, К	246	262	264

турными свойствами обладает и масла Mobilube HD-90 SAE 90, что свидетельствует об использовании высококачественного базового масла.

В табл. 2 приведены данные о температурах застывания масел. Из нее видно, что масло 80 W-90, например, имеет температуру застывания 246 К. Трогание же автомобилей с места, по мнению специалистов США, на этом масле возможно еще при температуре, когда его вязкость равна 1500 П (в данном случае 243—241 К). Температура застывания масла 85W-140—262 К, а трогание автомобиля возможно даже при температуре 257 К.

Сравнительно высокие температуры вспышки масел, также приведенные в табл. 2, свидетельствуют об использовании базовых масел узкого фракционного состава с высокой температурой кипения.

В табл. 2 представлены и данные об антикоррозионных и защитных свойствах масел. Чтобы оценить их, следует напомнить, что ранее спецификацией MIL-L-2105В допускалась коррозия меди при оценке по методу ASTM D-130 не более 2с баллов, но из-за трудности подбора противозадирных присадок, не вызывающих коррозию меди выше 2с баллов, в новой спецификации (MIL-L-2105С) требования снижены — коррозия меди допускается до 3в баллов (при испытании в течение 3 ч при 153 К). Фактически масла фирмы Мобил имеют, как видно из таблицы, значительный запас качества по этому показателю: уровень коррозии меди, соответствующий 3в баллам, достигается только при 133 К.

Значительно улучшены также защитные (консервационные) свойства масел. Масла 80W-90 и 85W-140 обладают высокой механической стабильностью. Уровень остальных показателей, приведенных в табл. 2, обычно характерен для универсальных трансмиссионных масел. Следует лишь обратить внимание на существенное увеличение коррозии меди, если окисление масел проводится не при 133, а при 123 К.

Таким образом, универсальные всесезонные масла обладают рядом эксплуатационных преимуществ. Исследованные масла по сравнению с маслами, соответствующими спецификации MIL-L-2105В, имеют улучшенные вязкостно-температурные, антикоррозионные и защитные свойства.

Канд. техн. наук П. П. ЗАСКАЛЬКО,

А. В. ЗАБЕЛИН,

канд. техн. наук Е. Г. КУЗНЕЦОВ,

Е. В. МЕЛЬНИКОВА, Е. В. РОМАНОВА,

Д. В. РЯБОВА

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

РЕФЕРАТЫ ДЕПОНИРОВАННЫХ СТАТЕЙ

УДК 629.11.012.61:311.14

Статистические характеристики поперечной реакции автомобильного колеса при качении с удомом. Пчелин И. К., Огиенко Ю. Г., Горбунов В. П. Ред. журн. «Автомобильная промышленность», Минавтопром, М., СибАДИ, Омск, 1982, 14 с., ил. Библиогр. 5 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 15 июня 1982 г., № 741ап—Д82)

Приведены результаты определения на шинном тестере в различных дорожных условиях силового взаимодействия с покрытием дороги шин 260—508Р при качении с удомом.

Обработка непрерывных записей динамических реакций дороги позволила определить статистические характеристики коэффициента сопротивления уводу и коэффициента поперечного сцепления. Приведены графики корреляционных функций и спектральных плотностей дисперсий, а также числовые значения основных коэффициентов.

УДК 629.114.4.012.3-254.61.001.5.539.38

Оценка напряженно-деформированного состояния ободьев колес больших грузовых автомобилей при неосесимметричном нагружении. Агамиров В. Л., Берлин Б. Н. Ред. журн. «Автомобильная промышленность», Минавтопром, Завод-втуз при ЗИЛе, М., 1981, 18 с. ил. Библиогр. 4 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 15 июня 1982 г., № 739ап—Д82)

Приведены методика и параметры оценки напряженно-деформированного состояния ободьев колес автомобилей особо большой грузоподъемности под действием неосесимметричных нагрузок по методу конечных элементов.

Проанализировано влияние напряжений и перемещений, являющихся результатом действия неосесимметричной части воздействующих на обод нагрузок, и проведено их сравнение с полными напряжениями и перемещениями. Приведены примеры расчета ободьев 19.50—49 и 24.00—51, которые используются совместно с бескамерными шинами на автомобилях грузоподъемностью 7,5 и 11,0 т соответственно. На основе расчетов даны рекомендации по рационализации конструкции обода с точки зрения повышения его прочности.

УДК 629.114.4.012.3—254.61.001.5.539.38

Оценка напряженно-деформированного состояния ободьев колес больших грузовых автомобилей при симметричном нагружении. Агамиров В. Л., Берлин Б. Н. Ред. журн. «Автомобильная промышленность», Минавтопром, Завод-втуз при ЗИЛе, М., 1982, 18 с. ил. Библиогр. 3 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 15 июня 1982 г., № 738ап—Д82)

На примере расчета бездисковых ободьев колес автомобилей особо большой грузоподъемности изложен порядок оценки напряженно-деформированного состояния сложнопрофильной, несимметричной относительно радиальной оси оболочки вращения по методу конечных элементов.

Расчетная схема и граничные условия выбраны с учетом особенности закрепления обода на ступице колеса, что приближает расчетную схему к реальной конструкции. Система внешних нагрузок определена характером взаимодействия обода с накаченной шиной.

Приведены примеры расчета ободьев 19.50—49 и 24.00—51, которые используются соответственно для автомобилей грузоподъемностью 7,5 и 11,0 т. В результате расчета построены графики распределения эквивалентных напряжений по сечениям ободьев.

Приведенный метод может быть использован на стадии проектирования ободьев для оптимизации их геометрических параметров.

УДК 629.113.001

Методология исследования процесса наезда автомобиля на дорожное ограждение. Агамиров В. Л., Игнатова Т. А., Макаров А. И., Сильвестров В. М., Кондратьев Р. В. Ред. журн. «Автомобильная промышленность», Минавтопром, Завод-втуз при ЗИЛе, М., 1982, 14 с., ил. Библиогр. 8 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 15 июня 1982 г., № 740ап—Д82)

В статье предложена методология исследования процесса наезда автомобиля на энергопоглощающее дорожное ограждение, основанная на комплексном подходе к решению данной задачи. В состав комплекса входят автомобиль (А), ограждение (О), траектория движения автомобиля до и после удара (А—О—Т). Для каждой из составляющих комплекса разработаны математические модели и взаимосвязанные программы вычислений на ЭВМ.

Математическая модель автомобиля основана на рассмотрении конструкции как пространственной системы, состоящей из окантованных суперпанелей. Математическая модель ограждения основана на рассмотрении энергопоглощающего ограждения, состоящего из многоопорной неразрезной балки на дискретно расположенных упругих опорах (стойках) и энергопоглощающих вставок, расположенных между стойками и балкой.

Предложенная методология позволяет определить траекторию движения автомобиля до и после удара, энергию деформации, поглощаемую автомобилем и ограждением, а также перегрузки, возникающие в различных точках автомобиля.



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ВНУТРЕННИЙ ВЫИГРЫШНЫЙ ЗАЕМ

1982 г.

ЭТОТ ЗАЕМ ВЫПУЩЕН СРОКОМ НА 20 ЛЕТ — С 1 ЯНВАРЯ 1982 Г. ДО 1 ЯНВАРЯ 2002 Г. ОБЛИГАЦИИ ЗАЙМА СВОБОДНО ПРОДАЮТСЯ И ПОКУПАЮТСЯ СБЕРЕГАТЕЛЬНЫМИ КАССАМИ.

ОБЛИГАЦИИ ЗАЙМА ВЫПУЩЕНЫ ДОСТОИНСТВОМ В 50 И 25 РУБ. ОБЛИГАЦИЯ ДОСТОИНСТВОМ В 25 РУБ. ЯВЛЯЕТСЯ ПОЛОВИЧНОЙ ПЯТИДЕСЯТИРУБЛЕВОЙ ОБЛИГАЦИИ. ПО ОБЛИГАЦИЯМ ЗАЙМА ДОХОД ВЫПЛАЧИВАЕТСЯ В ФОРМЕ ВЫИГРЫШЕЙ.

ВЫИГРЫШИ ПО ЗАЙМУ УСТАНОВЛЕННЫ В РАЗМЕРЕ 10 000, 5 000, 2 500, 1 000, 500, 250 И 100 РУБ. НА ПЯТИДЕСЯТИРУБЛЕВУЮ ОБЛИГАЦИЮ, ВКЛЮЧАЯ НАРИЦАТЕЛЬНУЮ СТОИМОСТЬ ОБЛИГАЦИИ (ПО ОБЛИГАЦИЯМ ДОСТОИНСТВОМ В 25 РУБ. ВЫПЛАЧИВАЕТСЯ ПОЛОВИНА ВЫИГРЫША).

ВЛАДЕЛЕЦ ВЫИГРЫША В 10 000 РУБ. ИМЕЕТ ПРАВО НА ВНЕОЧЕРЕДНУЮ ПОКУПКУ АВТОМОБИЛЯ «ВОЛГА» ИЛИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ТОГО ЖЕ КЛАССА, А ВЫИГРЫША В 5 000 РУБ. — АВТОМОБИЛЯ ДРУГОЙ МАРКИ КЛАССОМ НИЖЕ. РАЗНИЦА МЕЖДУ СТОИМОСТЬЮ АВТОМОБИЛЯ И СУММОЙ ВЫИГРЫША ВНОСИТСЯ ВЛАДЕЛЬЦЕМ ВЫИГРАВШЕЙ ОБЛИГАЦИИ.

В ТЕЧЕНИЕ ДВАДЦАТИЛЕТНЕГО СРОКА ЗАЙМА ПРОВОДИТСЯ 160 ТИРАЖЕЙ ВЫИГРЫШЕЙ — 8 ТИРАЖЕЙ ЕЖЕГОДНО В СЛЕДУЮЩИЕ СРОКИ: 15 ФЕВРАЛЯ, 30 МАРТА, 15 МАЯ, 30 ИЮНЯ, 15 АВГУСТА, 30 СЕНТЯБРЯ, 15 НОЯБРЯ И 30 ДЕКАБРЯ. В ЭТИ ЖЕ СРОКИ БУДУТ ПРОВОДИТЬСЯ ТИРАЖИ ВЫИГРЫШЕЙ ПО ГОСУДАРСТВЕННОМУ 3%-НОМУ ВНУТРЕННЕМУ ВЫИГРЫШНОМУ ЗАЙМУ 1966 Г.

ПОСЛЕ ПРОВЕДЕНИЯ 30 ИЮНЯ 1986 Г. ПОСЛЕДНЕГО ТИРАЖА ПО ЗАЙМУ 1966 Г. ВЛАДЕЛЬЦАМ ОБЛИГАЦИЙ ПРЕДОСТАВЛЯЕТСЯ ПРАВО ДО 1 ИЮЛЯ 1987 Г. ОБМЕНЯТЬ ИХ В СБЕРЕГАТЕЛЬНЫХ КАССАХ НА ОБЛИГАЦИИ ГОСУДАРСТВЕННОГО ВНУТРЕННЕГО ВЫИГРЫШНОГО ЗАЙМА 1982 Г. НА ЛЬГОТНЫХ УСЛОВИЯХ, Т. Е. БЕЗ УПЛАТЫ КУРСОВОЙ РАЗНИЦЫ.

ВЫИГРАВШИЕ ОБЛИГАЦИИ ЗАЙМА 1966 Г., А ТАКЖЕ ОБЛИГАЦИИ ЭТОГО ЗАЙМА, ПОДЛЕЖАЩИЕ ВЫКУПУ ПО ИХ НАРИЦАТЕЛЬНОЙ СТОИМОСТИ, МОГУТ БЫТЬ ПРЕДЪЯВЛЕНЫ К ОПЛАТЕ ДО 1 ИЮЛЯ 1988 Г.

НАХОДЯЩИЕСЯ В НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ У НАСЕЛЕНИЯ ОБЛИГАЦИИ ГОСУДАРСТВЕННОГО 3%-НОГО ВНУТРЕННЕГО ВЫИГРЫШНОГО ЗАЙМА 1966 Г. ПО-ПРЕЖНЕМУ СВОБОДНО ПОКУПАЮТСЯ СБЕРЕГАТЕЛЬНЫМИ КАССАМИ И УЧАСТВУЮТ В ТИРАЖАХ ВЫИГРЫШЕЙ, КОТОРЫЕ БУДУТ ПРОВОДИТЬСЯ ДО ИСТЕЧЕНИЯ СРОКА ЗАЙМА (ДО 1 ИЮЛЯ 1986 Г.).

ОБЛИГАЦИИ ГОСУДАРСТВЕННОГО ВНУТРЕННЕГО ВЫИГРЫШНОГО ЗАЙМА 1982 Г. ЯВЛЯЮТСЯ УДОБНОЙ И ВЫГОДНОЙ ФОРМОЙ ХРАНЕНИЯ ДЕНЕЖНЫХ СБЕРЕЖЕНИЙ НАСЕЛЕНИЯ.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

объявляет прием слушателей

на факультет переподготовки
дипломированных инженеров
по направлениям:

АВТОМАТИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИХ
РАБОТ

Слушатели получат знания в области
математической теории оптимального эксперимента;
теории оптимальных инженерных решений; теории
и практики использования ЭВМ, микро-ЭВМ
и специальных технических устройств применительно
к автоматизации экспериментальных исследований
и проектно-конструкторских разработок.

Срок обучения—9 месяцев с отрывом
от производства. Начало занятий—1 октября.

На время обучения за слушателями сохраняется
заработная плата по месту работы.

За справками обращаться в деканат факультета
по адресу:
105835 Москва, Красноказарменная ул., д. 14.

Спецфакультет, МЭИ.
Телефон 273-59-92, 273-54-07