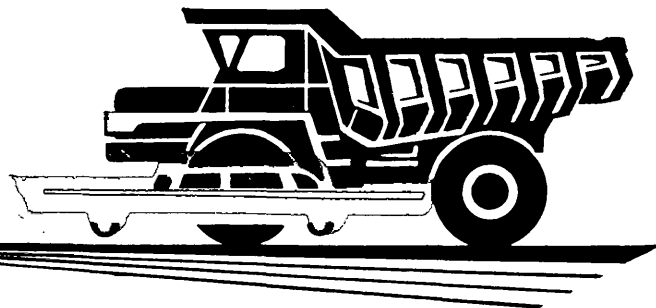


ISSN 0005-2337

А **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1981

8



СОДЕРЖАНИЕ

А. И. Титков, В. Н. Филимонов, Е. А. Устинов — Экономить ресурсы, внедрять достижения науки и техники	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
В. И. Гусев, Г. П. Антипов — Выбор оптимальной стратегии организации капитального ремонта автомобилей (В порядке обсуждения)	5
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ	
Л. А. Захаров, В. Г. Рабеко, А. В. Попов, С. Н. Соколов, В. Я. Бусыгин — Повышение эффективности поршневого карбюраторного двигателя	7
Ю. А. Чумаков, Л. Л. Светлогорский — Разработка и некоторые результаты экспериментального исследования диагональной турбины	10
К. П. Родькин — Использование энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) в автомобильных газотурбинных двигателях	11
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
Н. В. Дизаков, А. Н. Стрельников — Топливный баланс автомобиля	13
Э. И. Наркевич — Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность городских автобусов	15
Л. В. Крайнык, П. Н. Гащук — Критериальная оценка динамичности и топливной экономичности разгона автомобиля	17
Л. А. Румянцев — Оценка топливно-экономических характеристик автомобиля с диапазонной гидropередачей	20
П. Ф. Кузнецов — Исследование собственных частот изгибных колебаний рамы автомобиля Урал-4320	23
Н. П. Дергунов, Ю. Д. Силуков — Система подвески автомобиля как стохастическая система автоматического управления с заданными динамическими свойствами	24
ТЕХНОЛОГИЯ	
В. И. Ткаченко — Новые технические решения и повышение эффективности производства подшипников	26
В. А. Быков, А. В. Самсонов — Вибропоглощающие свойства битумного виброшумопоглощающего материала	30
В. П. Воинов, Б. А. Тягельский — Сварка трением деталей гидроамортизаторов	30
А. З. Исагулов, В. А. Левинсон, И. В. Матвеев, Ю. А. Евстифеев — Изготовление форм отливок радиаторов методом высокоскоростного прессования	31
А. А. Лосев, Ф. Е. Пузов, С. А. Шкляр, П. И. Шаргородский — Моечно-сушильный агрегат для труб	33
ИНФОРМАЦИЯ	
На ВДНХ СССР:	
В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ СССР	34
Станки и оборудование для нужд отрасли:	
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Автоматы и полуавтоматы	35
Новые нормативные материалы:	
Единые технические требования к подголовникам сидений	36
Новые отечественные автомобили:	
Н. А. Мухин — Автомобиль КамАЗ-55102	36
Новости зарубежного автомобилестроения:	
Б. Д. Колубаев — Природный газ как автомобильное топливо	37
П. Ф. Буграцевич — Состояние и развитие роботостроения за рубежом	39

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечеистов, 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. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. главного редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

8
АВГУСТ
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Экономить ресурсы, внедрять достижения науки и техники

А. И. ТИТКОВ, В. Н. ФИЛИМОНОВ, Е. А. УСТИНОВ

ОДНОЙ из самых насущных и жизненно необходимых задач, которые предстоит решать нашему народному хозяйству в 80-е годы, XXVI съезд Коммунистической партии Советского Союза назвал дальнейшее повышение эффективности экономики, т. е. такую работу всех отраслей, при которой итоги производства растут быстрее, чем затраты на их выпуск. В этой связи важнейшее значение приобретает всемерная экономия топливно-энергетических ресурсов, вовлекаемых в производство и в эксплуатацию машин.

Слова товарища Л. И. Брежнева о том, что за их правильное, рачительное использование мы несем ответственность не только перед нынешним, но и перед будущими поколениями, восприняты всеми работниками автомобилестроительной отрасли с огромным вниманием, стали мощным стимулом и программой работы по улучшению топливной экономичности выпускаемой и вновь создаваемой автомобильной техники, снижению энергозатрат на ее производство. Об этом говорят многочисленные факты и в первую очередь — характер социалистических обязательств, которые взяли на себя в 1981 г. коллективы производственных объединений, предприятий, научно-исследовательских, проектных, конструкторских и других организаций Министерства автомобильной промышленности, а также ход выполнения этих обязательств в последние месяцы первого года новой, одиннадцатой пятилетки.

Одним из обязательств, отвечающих решениям XXVI съезда КПСС и утвержденным на нем «Основным направлениям экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 г.», стало обязательство обеспечить — в целях повышения эффективности автомобильной техники в народном хозяйстве, снижение расхода топлива и масел — дальнейшей дизелизации автомобильного транспорта, увеличение в выпуске доли автомобилей с дизелями.

Недавно Центральный Комитет КПСС принял постановление «Об инициативе коллективов ряда предприятий города Москвы по широкому использованию достижений науки и техники в целях обеспечения экономии трудовых, материальных и энергетических ресурсов». В постановлении отмечается, что коллектив автомобильного завода им. И. А. Лихачева широко развернул социалистическое соревнование за ускорение внедрения в практику достижений науки и техники. Автозаводцы обязались на основе расширения и углубления творческого сотрудничества с научно-исследовательскими институтами страны внедрить 46 совместных разработок, направленных на повышение производительности труда и качества продукции, механизацию и автоматизацию производственных процессов, экономию материальных и энергетических ресурсов. С помощью разработанных мероприятий предусматривается увеличить ресурс работы автомобилей на 16%, двигателей — на 20%. Осуществление комплекса мероприятий по внедрению на заводе малоотходной технологии позволит снизить к концу пятилетки расход проката черных металлов против установленных нормативов на 120 тыс. т в расчете на годовой выпуск продукции.

Выполнение принятых обязательств даст возможность в 1981—1985 гг. получить экономический эффект в народном хозяйстве в размере более 320 млн. руб., сэкономить против норм 500 тыс. т бензина, 45 тыс. т печного и котельного топлива.

Высокие социалистические обязательства по экономии ресурсов на базе использования передовой техники и технологии приняли и другие московские предприятия. ЦК КПСС в указанном постановлении рекомендовал министерствам и другим организациям активно использовать опыт передовых предприятий Москвы по внедрению новой техники и технологии для экономии затрат труда, сырья, материалов, топлива и электроэнергии и увеличению

на этой основе выпуска продукции высокого качества.

В работе по всемерному развертыванию движения за экономию топливно-энергетических ресурсов участвуют практически все предприятия и организации отрасли.

Например, коллектив производственного объединения «ЗИЛ» в 1981 г. обязался изготовить опытные образцы автомобилей ЗИЛ-130М с дизелем, завершить в основном опытно-конструкторские работы по доводке дизельного автопоезда ЗИЛ-4331 грузоподъемностью 14 т, провести испытания опытного образца еще одного автомобиля с дизелем — ЗИЛ-133 ГЯС грузоподъемностью 18 т, предназначенного для эксплуатации в северных районах страны.

Труженики Камского объединения по производству большегрузных автомобилей приняли на себя обязательство не только увеличить выпуск ранее освоенных в производстве и хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации автомобилей, но и начать — совместно с Красноярским заводом автомобильных прицепов и Нефтекамским заводом автосамосвалов — серийный выпуск сельскохозяйственного дизельного автопоезда КамАЗ—55102 грузоподъемностью 14 т. В ответ на сердечное и горячее поздравление Генерального секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева по случаю завершения строительства объектов второй очереди завода и ввода его в действие на полную проектную мощность по выпуску 150 тыс. дизельных автомобилей в год коллектив объединения обязался сконцентрировать свое внимание на ускорении освоения введенных мощностей, разработке более производительных моделей автомобилей.

Кременчугские автомобилестроители решили приступить к серийному выпуску новых грузовых автомобилей КраЗ-260; специалисты объединения «УралАЗ» — разработать техническую документацию на грузовой автомобиль с дизелем воздушного охлаждения; коллектив Горьковского автозавода — изготовить опытные образцы и провести испытания дизельного автопоезда ГАЗ-4301 грузоподъемностью 9 т. Тягач этого автопоезда ГАЗ-4301 будет иметь дизельный двигатель воздушного охлаждения мощностью 74,5 кВт, что обеспечит надежную работу этого автомобиля в условиях сельского хозяйства, а повышенная более чем в 2 раза его грузоподъемность будет способствовать сокращению численности работающих на автотранспорте.

Столь же высокие и ответственные обязательства, направленные на дальнейшую дизелизацию автомобильного парка страны и снижение расхода топлива, взяли на себя моторостроители производственного объединения «Автодизель», ЗМЗ им. 50-летия СССР и др. заводов, а также коллективы всех научно-исследовательских, проектных и конструкторских организаций отрасли. Например, ученые, исследователи и конструкторы Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института (НАМИ) обязались выполнить совместно с соответствующими заводами, причем досрочно, большой объем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию дизелей для автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, УралАЗ, ВАЗ и УАЗ. Коллективы проектных организаций ищут возможность уточнить — и также досрочно —

проект реконструкции Московского автозавода им. И. А. Лихачева, предусматривающий выпуск установленного планами количества автомобилей с дизелями, и др.

Итоги работы предприятий и организаций отрасли за истекшие месяцы 1981 г. показывают, что слово автомобилестроителей — слово крепкое. Сошлемся на примеры.

Уже в самом начале года, в ходе широко развернувшегося социалистического соревнования за достойную встречу XXVI съезда КПСС коллектив ЗИЛа сумел завершить межведомственные испытания опытных образцов грузового автомобиля ЗИЛ-169 с дизелем ЗИЛ-645. КамАЗ выпустил промышленную партию для эксплуатационных испытаний автопоездов сельскохозяйственного назначения. Кутаисский автозавод им. Г. К. Орджоникидзе изготовил серию опытных образцов принципиально новых транспортно-технологических самосвальных автопоездов сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью 11 т. Тягач этого автопоезда КАЗ-4540 — полноприводный, типа 4×4 — способен работать в едином комплексе с различными сельскохозяйственными машинами при скоростях движения до 2,5—3 км/ч. Установка на тягаче односкатных широкопрофильных шин создает низкие удельные давления на грунт и обеспечивает ему проходимость не ниже, чем у лучших сельскохозяйственных автомобилей. Дизельный 6-цилиндровый двигатель тягача КАЗ-4540, унифицированный по «вертикальным» деталям с 8-цилиндровым дизелем КамАЗ-740, обеспечивает автопоезду низкие расходы топлива, повышенную надежность в эксплуатации и упрощает снабжение запасными частями.

Аналогичный самосвальный автопоезд транспортно-технологического назначения грузоподъемностью до 14 т разработан Уральским заводом на базе автомобиля Урал-4320. Тягач этого автопоезда Урал-9557 типа 6×6 также оборудован широкопрофильными шинами, создающими низкое удельное давление на грунт, в результате чего проходимость автомобиля значительно превосходит проходимость других сельскохозяйственных машин, что позволит ему начать работу на полях в более ранние сроки. Указанные транспортно-технологические автопоезда, как показывают испытания, проведенные совместно с организациями Госкомсельхозтехники и Министерства сельского хозяйства, очень нужны для решения продовольственной программы в стране и найдут широкое применение на полях и фермах колхозов и совхозов.

Большой победой рабочих, инженерно-технических работников Кременчугского объединения по производству большегрузных автомобилей стал выпуск в 1980 г. первой партии нового полноприводного автомобиля КраЗ-260 типа 6×6 повышенной до 9 т грузоподъемности. На автомобиле установлены дизель с турбонаддувом производства Ярославского моторного завода ЯМЗ-238 Л и новая совершенная цельнометаллическая кабина. Одновременно этот коллектив завершает работы по созданию нового самосвала типа 6×4 грузоподъемностью 16 т. Увеличение грузоподъемности на 4 т по сравнению с ныне выпускаемым автомобилем-самосвалом ставит новый автомобиль как по металлоемкости так и по расходу топлива в один ряд с зарубежными аналогами.

Взятые социалистические обязательства успеш-

но выполняют не только отдельные предприятия и организации, но и отрасль в целом. Достаточно сказать, к примеру, что отрасль досрочно, в середине июля 1980 г, поставила автомобильную технику, в том числе и автомобили с дизелями, сельскому хозяйству, выполнив тем самым социалистические обязательства, принятые на расширенном заседании Коллегии Министерства и Президиума ЦК профсоюза рабочих автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

Практическое решение проблемы экономии горюче-смазочных материалов, особенно топлива, идет, разумеется, не только по пути дизелизации автомобильного транспорта, но и по многим другим направлениям. Продолжается — на основе теоретических разработок и результатов исследований — совершенствование рабочего процесса карбюраторных двигателей; изыскиваются способы и средства борьбы с потерями энергии, связанными с работой автомобиля и его движением; все более широкое применение находят нетрадиционные источники энергии — сжатый природный газ, сжиженный газ, метанол, электроэнергия и т. д.

По всем этим направлениям работа идет постоянно, коллективы предприятий и организаций взяли на себя конкретные обязательства по ее ускорению и добиваются заметных успехов в их выполнении.

Советскими учеными разработан, как известно, совершенно новый рабочий процесс для карбюраторного двигателя — форкамерное зажигание топливно-воздушной смеси. После всесторонней доводки форкамерное зажигание применено на двигателях новых легковых автомобилей ГАЗ-3201 «Волга», первая промышленная партия которых — в полном соответствии с социалистическими обязательствами горьковских автомобилестроителей — была выпущена ко дню открытия XXVI съезда КПСС. Этот двигатель развивает мощность на 10% большую, чем его предшественник — двигатель автомобиля ГАЗ-24, а расход топлива у него значительно ниже — на 8—10%. Двигатель, кроме того, отличается низкой токсичностью отработавших газов.

Широкое признание в нашей стране и за рубежом получают созданные учеными и конструкторами отрасли карбюраторы типа «Озон», оборудованные принципиально новыми системами пуска и прогрева, отключением подачи топлива на принудительном холостом ходу и пневмоприводом вторичной камеры. Применение этих карбюраторов дает заметную экономию топлива на всех режимах движения автомобиля. К примеру, автомобили Волжского автозавода им. 50-летия СССР, оборудованные такими карбюраторами, в условиях городского движения расходуют топлива почти на 7% меньше, чем с карбюратором, применявшимся до 1975 г. К тому же и токсичность отработавших газов у двигателя с новым карбюратором оказывается меньшей. Аналогичные результаты дает и карбюратор К-131, который предназначен для двигателей модели 414 Ульяновского моторного завода.

В социалистических обязательствах, принятых работниками отрасли на 1981 г., очень четко отражены такие пути экономии топлива, как уменьшение — за счет соответствующих организационных, конструктивных и технологических мероприятий —

потерь, связанных с движением автотранспортных средств, и более рациональное использование возможностей двигателей (увеличение времени их работы на экономичных режимах). Это, в первую очередь, расширение производства прицепов и полуприцепов, создание и выпуск автопоездов, в том числе для сельского хозяйства и магистральных повышенной грузоподъемности, благодаря чему автомобиль становится способным перевозить значительно большие массы грузов при сравнительно небольшом возрастании расхода топлива.

Повышенные обязательства, способствующие решению этой задачи, приняли практически все предприятия, занятые производством грузовых автомобилей, а также прицепов и полуприцепов: Московский автозавод им. И. А. Лихачева (доводка автопоезда ЗИЛ-4331), Минский автозавод (выпустил первую партию и заканчивает подготовку производства к серийному выпуску большегрузных автопоездов МАЗ-6422 грузоподъемностью до 30 т), КамАЗ (организует серийное производство автопоездов повышенной до 20—22 т грузоподъемности с тягачами КамАЗ-54112 и КамАЗ-53213) и т. д. Многие из них уже достигли в этом деле заметных результатов. Например, в печати уже сообщалось об успешных испытаниях магистрального автопоезда Минского автозавода с новым тягачом и трехосным полуприцепом.

В первом году новой пятилетки расширяется выпуск автомобилей, оборудованных радиальными шинами, у которых, как известно, потери на качение значительно меньше, чем у диагональных шин.

Продолжаются работы по снижению собственной массы автомобильной техники. Достигается это за счет применения деталей, изготовленных из пластмасс (автомобили ВАЗ, «Москвич» и др.), а также из высокопрочных низколегированных сталей, специальных экономичных профилей и алюминиевых сплавов. В качестве примера можно привести обязательство конструкторов и технологов КамАЗа, решивших в текущем году изготовить опытные образцы серийно выпускаемого автомобиля КамАЗ-5320 с уменьшенной на 300 кг массой.

Большой практический интерес, с точки зрения экономии топлива, представляют собой работы научно-исследовательских организаций и предприятий отрасли по дальнейшему совершенствованию аэродинамических качеств автомобилей, прежде всего грузовых и магистральных автопоездов, и, как отмечалось выше, применению нетрадиционных топлив — сжатого природного газа, сжиженного газа, метанола, электроэнергии и т. д.

Как видно из социалистических обязательств на 1981 г. и результатов их выполнения в первом полугодии, по всем этим направлениям развернута большая работа.

Так, коллективы Горьковского автозавода и Московского автозавода им. И. А. Лихачева, выполняя взятые обязательства по созданию газобаллонных грузовых автомобилей ГАЗ и ЗИЛ, работающих на природном сжатом газе, заканчивают изготовление опытных образцов и приступают к их испытаниям. Коллективами Волжского им. 50-летия СССР, Ульяновского им. В. И. Ленина и Ереванского автозаводов созданы конструкции грузовых электромобилей грузоподъемностью 0,3—0,8 т.

В текущем году будут выпущены партии этих электромобилей для эксплуатации в реальных условиях. Коллектив НАМИ разрабатывает техническую документацию на электромобиль специальной конструкции, обеспечивающей повышенный запас хода. Успешно ведется опытная эксплуатация партии автомобилей ЗИЛ-130 в Главмосавтотрансе, работающих на бензине с добавкой 15% метанола, позволяющая экономить топливо нефтяного происхождения.

Продолжается внедрение как энергосберегающей технологии производства автомобильной техники, так и новых конструкционных материалов, замена и модернизация неэкономичного оборудования, расширяется утилизация вторичных энергоресурсов. Такая техническая политика, естественно, нашла свое отражение и в общепромышленных социальных обязательствах, в которых записано: «Улучшить использование энергоресурсов. Получить экономию — против плановых норм — не менее 720 кВт·ч электроэнергии и 50 тыс. т условного топлива». Многие производственные коллективы не только поддержали это начинание, но и выдвинули встречные планы. Например, коллектив Волжского объединения по производству легковых автомобилей решил экономить в текущем году 3 млн. кВт·ч электроэнергии, 200 тыс. м природного газа, $4 \cdot 10^{10}$ кДж тепловой энергии и, судя по итогам первого полугодия, успешно выполняет взятые на себя обязательства. Примерно так же идут дела и в других производственных объединениях.

Специалисты отрасли находят резервы экономии топлива не только при создании и производстве автомобильной техники, но и в процессе ее эксплуатации. Главный из резервов — организация фирменного обслуживания, которое хорошо зарекомендовало себя применительно к автомобилям ВАЗ. Фирменное обслуживание позволяет поддерживать параметры двигателей и автомобиля в целом на расчетном уровне, исключить потери топлива и смазок из-за разрегулировок систем, недопустимого износа деталей и т.п. Именно поэтому ряд предприятий отрасли принял на себя обязательства улучшить техническое обслуживание и обеспечение запасными частями для ремонта автомобилей, находящихся в эксплуатации. В том числе на 20% увеличить число автоцентров (КамАЗ), развить сеть и укрепить материально-техническую базу автоцентров по гарантийному ремонту, техническому обслуживанию и обеспечению запасными частями карьерных автомобилей-самосвалов БелАЗ («БелавтоМАЗ»), увеличить производственные мощности по техническому обслуживанию автомобилей («АвтоВАЗтехобслуживание», «Москвич», «Запорожец») и т.д. Принятые обязательства успешно выполняются: растет число автоцентров, объем и качество выполняемых работ. Этому в значительной мере способствуют и принятые в 1981 г. меры по укреплению организационной структуры и хозяйственного механизма системы обслуживания автомобилей, в частности создание республиканских и межобластных центров.

На нынешнем этапе развития системы автотехобслуживания задача состоит в том, чтобы на основе накопленного опыта развивать и совершенствовать ее, добиваясь фирменного обслуживания потребителей, будут выполнены.

всей автомобильной техники, находящейся в эксплуатации.

Большой резерв экономии топлива кроется в эффективности проведения капитальных ремонтов автомобилей и двигателей.

Находящиеся в парке грузовые автомобили практически на 60% состоят из моделей, двигатели которых подверглись капитальному ремонту. Как показали обследования, проведенные НАМИ, двигатели, прошедшие капитальный ремонт, расходуют от 10 до 30% больше топлива и на 30—50% масла, а срок службы их не превышает 40—50% от двигателей, выпускаемых автозаводами Минавтопрома. В то же время ремонт двигателей ЗИЛ-130, ГАЗ-53 и ЯМЗ-238, выполненный автозаводами — изготовителями этих двигателей, и последующая их эксплуатационная проверка на автомобилях показали: полное восстановление всех технико-экономических параметров двигателей, включая и расход топлива и масла, доведение их ресурса не менее чем до 80% от ресурса новых, возможно. Однако в массовом масштабе — только на индустриальной основе и по технологии, подобной технологии изготовления новых двигателей.

Ряд заводов отрасли, и в первую очередь Ярославский моторный, КамАЗ и ЗИЛ, создали такую технологию и ведут работу по организации показательного ремонтного производства, опыт которого затем будет использован на ремонтных заводах Госкомсельхозтехники, минавтотрансов союзных республик и других организаций.

Учитывая, что борьба за экономное расходование горюче-смазочных материалов — задача общегосударственная, в ее решении очевидно должны участвовать не только автомобилестроители, но и работники автотранспортных организаций. Именно они — по роду своих занятий — должны поддерживать автомобильную технику в том состоянии, в котором она вышла из заводских ворот, рационально использовать заложенные в ней качества, своевременно проводить техническое обслуживание и ремонт, выдавать информацию о всех изменениях ее экономических показателей в процессе длительной работы. Такое деловое сотрудничество, если к нему подходить творчески, позволит, с одной стороны, заметно ускорить процесс совершенствования топливно-энергетической экономичности автомобилей, а с другой — вырабатывать научно обоснованные рекомендации для специалистов автотранспортных организаций.

Здесь, конечно, перечислены, хотя и кратко, но далеко не все аспекты проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов за счет конструкторско-технологических решений. Поэтому о некоторых из них рассказывается в других материалах, которые публикуются в данном номере журнала; о некоторых — наиболее существенных — будет рассказано в статьях, намечаемых к опубликованию. Но совершенно ясно одно: требования руководства Минавтопрома о том, что к данной проблеме надо подходить ответственно и комплексно, что в ее решении очень большая роль должна принадлежать партийным, комсомольским, профсоюзным организациям и всем специалистам отрасли, выполняются, причем выполняются успешно, абсолютным большинством научно-исследовательских и производственных коллективов. А это означает, что решения XXVI съезда КПСС по вопросам экономии топливно-энергетических ресурсов автомобилест-

Выбор оптимальной стратегии в организации технологических процессов капитального ремонта автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук В. И. ГУСЕВ, Г. П. АНТИПОВ
Московский автомобильно-дорожный институт

Для существующей организации авторемонтного производства характерно разнообразие применяемых технологических процессов восстановления деталей. На авторемонтных предприятиях применяют как подефектную, так и маршрутную технологию восстановления деталей.

В первом случае восстанавливаются только те поверхности деталей, у которых в результате проведения дефектовочных работ выявлено наличие дефектов. При этом объем восстановления точно соответствует реальному количеству дефектных деталей, определяемому через вероятность возникновения дефектов на их поверхностях.

Во втором случае детали, поверхности которых имеют дефекты, объединяются в группы с учетом вероятностей их взаимных связей, выявленных при дефектации.

Часть деталей используется повторно с «допустимыми износами» поверхностей. Таким образом, на сборку поступает массив деталей, имеющих значительный разброс характеристик, что вызывает необходимость принятия решений в условиях риска. С целью получения экономии от использования остаточного ресурса деталей авторемонтные заводы затрачивают существенную долю общей трудоемкости ремонта на выявление 20—30% деталей с «допустимыми износами» и около 20% трудоемкости — на формирование маршрутов восстановления деталей. Обеспечивая таким образом некоторый экономический эффект от экономии металла при восстановлении указанных выше деталей, такая организация восстановления и сборки приводит в то же время к дополнительным расходам на сортировку, комплектование и групповой подбор отдельных сопряжений, на транспортировку, хранение и учет широкой номенклатуры разнородных по геометрическим характеристикам деталей, к снижению ресурса восстановленных деталей из-за отклонений во взаимном расположении их рабочих поверхностей.

В условиях мелкосерийного производства при использовании малопроизводительного и универсального оборудования, когда трудоемкость восстановления сложных дефектов достаточно высока, такая организация ремонта оправдывала себя. Но развивающаяся в последние годы специализация и концентрация авторемонтного производства на основе взаимодействия с автомобильной промышленностью требуют совершенствования организации технологических процессов восстановления и сборки деталей.

Одной из форм организации ремонта автомобилей может быть восстановление деталей по единому технологическому процессу. В этом случае подлежащая восстановлению деталь должна рассматриваться как исходная заготовка для получения восстановленной детали с геометрическими характеристиками, соответствующими требованиям завода-изготовителя. Такая организация технологического процесса восстановления деталей практически позволит: исключить процесс дефектации (кроме выявления деталей, имеющих механические и усталостные повреждения и скрытые дефекты); использовать высокопроизводительное специализированное оборудование с восстановлением и обработкой поверхностей инструментами, настроенными на размер; сократить дополнительные затраты на комплектование и групповой подбор при сборке сопряжений; перейти на методы полной взаимозаменяемости, реализующие преимущества массово-поточного производства.

При такой организации технологии восстанавливаются все служебные поверхности независимо от их состояния у деталей, не имеющих физико-механических повреждений. Следовательно, необходимость в процессе дефектации при такой технологии исключается, но появляются дополнительные затраты на восстановление поверхностей деталей, не достигших предельного состояния.

Одним из путей, позволяющих оценить эти дополнительные затраты и определить для конкретных производственных условий оптимальную стратегию организации технологических процессов восстановления деталей, является введение показателя, характеризующего состояние поверхностей деталей.

Такой показатель может быть получен из выражения для

определения полной вероятности возникновения совместных событий (дефектов), так как последние на служебных поверхностях сопрягаемых деталей возникают во взаимной их связи при функционировании в механизмах. Тогда

$$\xi_n = \frac{P\left(\sum_{i=1}^n x_i\right)}{\sum_{i=1}^n P(x_i)} = 1 - O_T \left[\frac{\sum P(x_{j_1}, x_{j_2})}{\sum P(x_i)} \right] + \dots = \sum_{m=1}^n (-1)^{m-1} O_T \left[\frac{\sum P\left(\prod_r x_r\right)}{\sum P(x_i)} \right], \quad (1)$$

где x_i — характеристика i -й поверхности ($x_i > \alpha$ и $x_i < \beta$); α, β — допустимые отклонения характеристики поверхности;

$r = j_1, j_2, \dots, j_m$ — номера поверхностей, входящих в множественную связь;

$j_1 < j_2, \dots, < j_m; j = 1, 2, \dots, n; j_1 \leq n - m + 1; 1 \leq m \leq n$ — число элементов в множественных связях; $i = 1, 2, \dots, n$ — номер поверхности.

Полученный таким образом обобщенный показатель ξ_n отражает удельный вес двойных, тройных и т. д. связей дефектных служебных поверхностей. Так, $P(x_i)$ определяет вероятность возникновения дефектных поверхностей как каждой в отдельности, так и во взаимной связи с другими поверхностями; $P(x_{j_1}, x_{j_2})$ содержит вероятность возникновения парных связей, входящих также в тройные, четвертные и m -связи, и т. д.

При организации технологического процесса восстановления и сборки деталей необходимо учитывать конструктивные и технологические связи между их поверхностями, чтобы в итоге были восстановлены не только изношенные поверхности, но и взаимное положение всех служебных поверхностей. Это требование учитывается введением в выражение (1) для ξ_n технологического оператора O_T , обеспечивающего выполнение

$$O_T \left[P \prod_{i=1}^n (x_i) \right] = P \left(\sum_{i=1}^n x_i \right). \quad (2)$$

Действие оператора проиллюстрируем на следующем примере. Пусть имеется деталь с тремя поверхностями, матрица (см. таблицу) распределения дефектов на поверхностях по результатам контроля десяти деталей показывает, что дефекты на поверхности x_1 возникают с частотой 0,6; на поверхности x_2 — с частотой 0,4; на поверхности x_3 — с частотой 0,7. Совместное возникновение дефектов имеет частоту 0,3. Пусть из конструктивных связей необходимо восстанавливать все три поверхности при наличии дефекта хотя бы на одной из них. Следовательно, условная вероятность их совместного возникновения будет не 0,3, а через технологический оператор определится как

$$O_T [P(x_1, x_2, x_3)] = \sum_{i=1}^3 P(x_i) - \sum_{i_1 < i_2} P(x_{i_1}, x_{i_2}) + \sum_{i_1 < i_2 < i_3} P(x_{i_1}, x_{i_2}, x_{i_3}) = 0,6 + 0,4 + 0,7 - 0,3 - 0,4 - 0,5 + 0,3 = 0,8$$

Номер детали	Наличие дефекта на поверхностях		
	x_1	x_2	x_3
1	1	0	0
2	1	0	1
3	1	0	1
4	1	1	1
5	1	1	1
6	1	1	1
7	0	1	1
8	0	0	1
9	0	0	0
10	0	0	0

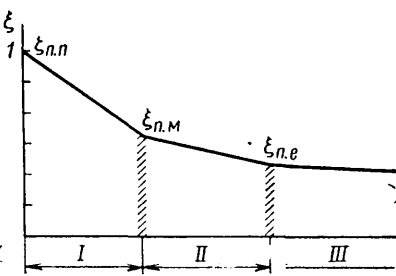


Рис. 1. Границы целесообразной организации технологического процесса восстановления деталей:
 I — поддефектная организация; II — маршрутная организация; III — единый технологический процесс стратегии в организации восстановления деталей

С целью определения границ показателя ξ_n , соответствующих различным стратегиям восстановления дефектных деталей, необходимо показать, что с увеличением числа множественных связей дефектных поверхностей этот показатель монотонно убывает.

Пусть у дефектных деталей отсутствуют множественные связи дефектов и на поверхностях деталей присутствуют лишь одиночные несовместные дефекты. Такая ситуация является идеальной для поддефектной организации технологического процесса восстановления деталей. Для этого случая вероятность суммы случайных событий равна сумме вероятностей этих событий и, следовательно, $\xi_{n:n} = 1$.

Для маршрутной организации, характеризующейся рассмотрением множественных связей дефектных поверхностей, часто одиночных дефектов, входящих также в двойные, тройные и т. д. связи, больше, чем для случая поддефектной организации технологии, но меньше, чем при едином технологическом процессе, основываемом на введении (через технологический оператор) жесткой корреляционной связи между служебными поверхностями.

Таким образом, $\xi_{n:n} > \xi_{n:m} > \xi_{n:e}$ и, следовательно, показатель ξ_n , характеризующий состояние поверхностей деталей, может быть принят как один из критериев для определения границ целесообразной организации технологического процесса восстановления деталей (рис. 1).

Однако для определения границ оптимальной организации технологического процесса восстановления деталей недостаточно руководствоваться лишь состоянием их рабочих поверхностей — необходимо учитывать масштаб ремонтного производства, влияющий на технико-экономические показатели технологического процесса.

Так, при небольшом масштабе производства целесообразной формой организации технологического процесса может оказаться поддефектная технология, при более крупном масштабе — маршрутная организация и в условиях массово-поточного производства — восстановление деталей по единому технологическому процессу.

Окончательное решение о выборе формы организации технологического процесса восстановления может быть принято на основании анализа суммарных приведенных затрат по всей технологической системе (дефектация — восстановление — сборка), отнесенных к единице пробега изделия.

Организационные формы технологического процесса восстановления определяют точность геометрических характеристик и расположения рабочих поверхностей восстановленных деталей, однородность их состояния и соответственно организационные формы сборки изделия и трудоемкость.

При сборке изделия из восстановленных деталей основной задачей является обеспечение заданной точности замыкающего звена и точности взаимного расположения деталей и поверхностей в собранном изделии. В зависимости от точности геометрических характеристик поверхностей деталей, поступающих на сборку, требуемая точность замыкающего звена может быть обеспечена пятью различными известными в машиностроении методами, трудоемкость которых неодинакова. Наиболее полно реализуются преимущества массово-поточного сборочного производства при использовании метода неполной взаимозаменяемости. Этот метод позволяет расширить допуски на геометрические параметры деталей и осуществить сборку на принципах полной взаимозаменяемости с риском получения при сборке дефектных изделий с такой вероятностью, чтобы экономия от снижения требований к точности геометрических характеристик деталей была не ниже издержек производства на устранение возможных дефектов изделий.

Поиск оптимальной стратегии организации технологических процессов капитального ремонта автомобилей может осуществляться на основе рассмотрения математической модели, блок-схема которой представлена на рис. 2. Назначая различные формы организации восстановления деталей и задавая

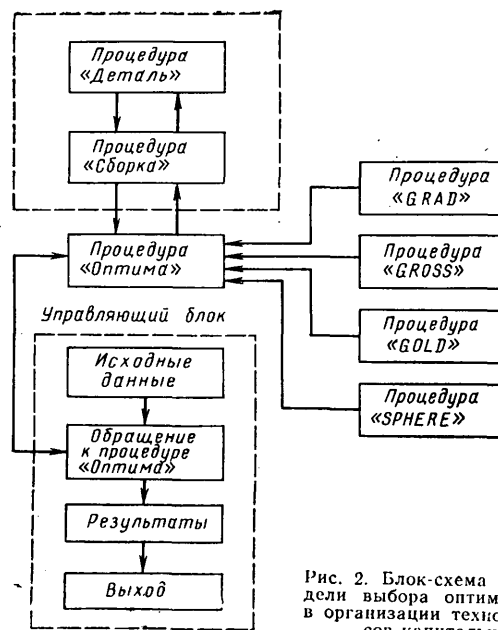


Рис. 2. Блок-схема математической модели выбора оптимальной стратегии в организации технологических процессов капитального ремонта

различными значениями коэффициента риска, определяющего метод обеспечения заданной точности сборки, выбирается оптимальная для различных производственных условий стратегия восстановления деталей и сборки изделия, обеспечивающая минимум суммарных приведенных затрат.

Процедура «Деталь» в блок-схеме служит для моделирования технологического процесса восстановления детали. Входными параметрами процедуры являются: \vec{x} — вектор характеристик поверхности деталей и \vec{P} — вектор поверхностей подлежащих восстановлению деталей, число деталей в изделии. Процедура «Деталь» осуществляет поочередный просмотр вариантов по трем формам организации технологического процесса восстановления. Технологический процесс рассматривается как комплекс различных состояний детали при переходе от операции к операции, задаваемых операционным оператором K_i при различных значениях ξ_n и масштабах производства N . При этом учитывается, что единый технологический процесс оправдывает технологически (а при достаточном масштабе ремонта — и экономически) применение высокопроизводительного специализированного оборудования, позволяющего обрабатывать одновременно ряд взаимовязанных служебных поверхностей детали (например, многоинструментальная обработка), обеспечивая как точность геометрических параметров отдельных поверхностей, так и точность их взаимного расположения, что не может быть достигнуто при использовании универсального оборудования, сопутствующего маршрутной и тем более поддефектной организации. Технологическое время совместной обработки комплекса поверхностей детали на специализированном оборудовании не превышает времени обработки отдельно взятой поверхности на универсальном оборудовании, не говоря уже об экономии вспомогательного времени.

В качестве выходных параметров процедуры «Деталь» имеют для каждой из трех рассмотренных форм организации суммарную трудоемкость восстановления каждой входящей в изделие детали, себестоимость восстановления и характеристики поверхностей восстановленных деталей.

Процедура «Сборка» позволяет рассмотреть ряд методов обеспечения точности замыкающих звеньев как сборочных единиц, так и изделия в целом с заданной величиной риска при различных формах организации технологического процесса восстановления и вычислить векторы характеристик и трудоемкости сборки сборочных единиц, а также суммарную трудоемкость и себестоимость сборки изделия данного типа. Входными параметрами процедуры «Сборки» являются выходные параметры процедуры «Деталь».

Оптимизацию системы капитального ремонта, т. е. отыскание минимума затрат на восстановление деталей и сборку изделия при разных формах организации технологических процессов, выполняет подпрограмма «Оптима», которая состоит из процедур:

«GRAD», служащая для определения направления градиента оптимизируемых параметров технологического процесса (суммарные приведенные затраты, суммарная трудоемкость);

входными параметрами этой процедуры являются нижние и верхние ограничения варьируемых параметров (сочетания дефектов или ξ_{no} и N_0); выходными параметрами — направление поиска оптимума, а также значения варьируемых параметров (ξ_n и N);

«CROSS», определяющая точку пересечения направления градиента оптимизируемых параметров с границей области допустимости их; входные параметры этой процедуры — направление вектора градиента поиска экстремума, промежуточные значения варьируемых параметров, ограничения варьируемых параметров; выходные параметры — координаты точки пересечения линии градиента с границей области допустимости варьируемых их параметров;

«GOLD» служит для определения области поиска методом «золотого сечения»; входными параметрами процедуры явля-

ются выходные параметры процедуры «CROSS» и текущие координаты варьируемых параметров; выходные параметры — координаты квазиоптимальной точки варьируемых параметров;

«SPHERE» осуществляет окончательный выбор координат оптимальной точки варьируемых параметров методом случайного поиска.

Очередность выполнения процедур в модели обеспечивает управляющая программа (диспетчер).

Таким образом, формы организации технологических процессов восстановления деталей и сборки изделия зависят от ряда факторов. Предложенная математическая модель оптимизации технологической системы авторемонтного производства позволяет определить оптимальную для различных типов производства стратегию в организации технологических процессов восстановления и сборки.



УДК 621.43.018

Повышение эффективности поршневого карбюраторного двигателя

Канд. техн. наук Л. А. ЗАХАРОВ, В. Г. РАБЕКО, А. В. ПОПОВ, С. Н. СОКОЛОВ, В. Я. БУСЫГИН
Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР

Э ФФЕКТИВНОСТЬ современных поршневых карбюраторных двигателей оценивается по таким показателям, как экономические, энергетические, токсические, простота конструкции, технологичность, материалоемкость, возможность автоматизации процесса изготовления, а также использования существующего оборудования, надежность конструкции, взаимозаменяемость элементов конструкции, себестоимость изготовления и эксплуатации, удельная масса.

Перед исследователями была поставлена задача повысить эффективность поршневого V-образного восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 4250 см³ производства Заволжского моторного завода имени 50-летия СССР и, в первую очередь, его энергетических и экономических показателей.

Проведенные на заводе теоретические исследования показали, что энергетические показатели двигателя можно улучшить за счет совершенствования его рабочих процессов, т. е. увеличением коэффициента расхода топлива, индикаторного КПД и частоты вращения коленчатого вала. Улучшение этих показателей возможно путем гомогенизации рабочей смеси, подогрева топливной пленки во впускном трубопроводе и улучшения распределения рабочей смеси по цилиндрам. Для этого необходимо оптимизировать проходные сечения в трубопроводах, что ведет к увеличению скорости движения рабочей смеси, т. е. к улучшению гомогенизации, увеличить поверхность подогрева впускного трубопровода для повышения скорости испарения топливной пленки и подобрать оптимальные фазы газораспределения.

При этом было отмечено, что совершенствование рабочих процессов, как правило, приводит к зна-

чительному снижению токсичности отработавших газов по содержанию углеводородов и окиси углерода при небольшом увеличении окислов азота.

В процессе исследований были проанализированы показатели работы серийного двигателя на режимах холостого хода, частичных и полных нагрузках, а также влияние системы газообмена двигателя и особенно конструкции впускного трубопровода на эти показатели.

На рис. 1 представлена схема серийного впускного трубопровода, газовые каналы которого имеют прямоугольные сечения и выполнены в два яруса с X-образным пересечением. Верхний ярус трубопровода питает горючей смесью цилиндры 2 и 3 правого ряда и цилиндры 5 и 8 левого ряда от камеры I карбюратора. Нижний ярус питает горючей смесью цилиндры 1 и 4 правого ряда и 6 и 7 левого ряда от камеры II карбюратора (камеры карбюратора включены параллельно). Горючая смесь, поступая из камер, при своем движении по трубопроводу делает два поворота под углом 90° и два поворота под углом менее 90° (через острые кромки). Вертикальные газовые каналы, идущие от карбюратора, имеют разную длину, а в зоне их поворота на 90° горючая смесь поступает в горизонтальные каналы с неизбе-

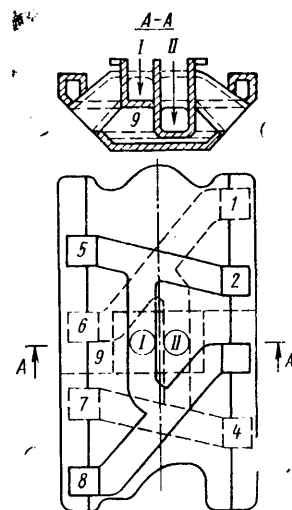


Рис. 1. Схема двухъярусного впускного трубопровода

Рис. 2. Схема одноярусного впускного трубопровода

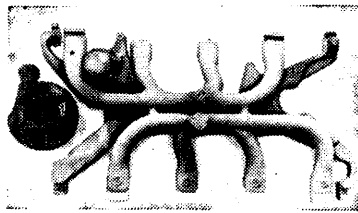
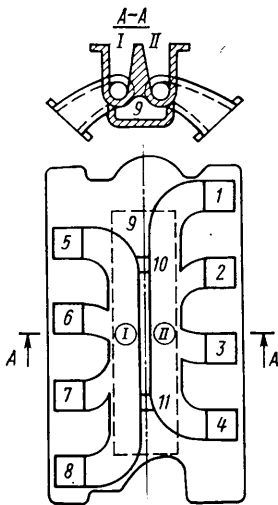


Рис. 3. Стержни одноярусного трубопровода

три (рис. 3). Стержни полной массой 6,8 кг в единый узел не собираются, а устанавливаются непосредственно в кокиль отечественной полуавтоматической двухпозиционной кокильной машины типа 4546В. Заполнение кокиля металлом производится полуавтоматическим дозатором типа Д 630М. Полностью ликвидирован участок сборки и контроля стержней, резко сократился ручной труд. Масса песчаных стержней уменьшена на 12,4 кг, т.е. на 64%. Масса отливки уменьшилась с 11,8 кг до 10,28 кг, т.е. на 12,8%, масса литниковой системы уменьшилась с 19 кг до 14,5 кг, т.е. на 24,7%. Площадь сечения прямоугольных каналов двухъярусного трубопровода составляла 1500 мм², а круглые сечения каналов одноярусного трубопровода имеют площадь 800 мм² (диаметр 32 мм), т.е. на 46,6% меньше.

Одноярусный впускной трубопровод, изготовленный по новому технологическому процессу, прошел безмоторные, стендовые моторные и лабораторно-дорожные испытания. При безмоторных испытаниях был определен коэффициент расхода газовых каналов. Для двухъярусного трубопровода при средних подъемах впускного клапана 7 мм этот коэффициент составил 0,74—0,8, а для одноярусного — 0,78—0,84, т.е. на 5—5,4% выше. Улучшение коэффициента расхода произошло за счет уменьшения аэродинамических потерь на поворотах и вводе балансировочных отверстий 10 и 11 (см. рис. 2). Величина и расположение отверстий были подобраны испытанием по оптимальным коэффициентам расхода.

Стендовые моторные испытания проводились по ГОСТ 14846—69. При снятии внешней скоростной характеристики выяснилось, что применение одноярусного впускного трубопровода приводит к повышению энергетических показателей при малых и больших частотах вращения коленчатого вала и к понижению их при средних частотах. Перемещение впускных кулачков распределительного вала в сторону опережения впуска на 3—6—9° поворота распределительного вала повысило энергетические показатели во всей внешней скоростной характеристике. Оптимальным при этом оказался угол 9°. Однако при определении характеристики холостого хода было обнаружено, что разрежение во впускном трубопроводе снизилось. Это отрицательно повлияло на тормозную характеристику автомобиля, поэтому от увеличения предварения впуска на 9° отказались. Смещение только одних выпускных кулачков в ту или другую сторону не дало желаемых результатов. Расширение фазы выпуска с 252° до 268° п.к.в. несколько улучшило показатели двигателя. Поворот всего распределительного вала на 6° в сторону опережения впуска обеспечил повышение энергетических показателей при малых, средних и больших частотах вращения коленчатого вала. Разрежение во впускном трубопроводе на режиме холостого хода повысилось и не оказывало влияния на тормозную систему.

На рис. 4 приведены внешние скоростные характеристики серийного (сплошные линии) и опытного (штриховые линии) двигателей с одним регулируемым систем питания и зажигания. Анализ кривых показывает преимущество опытного двигателя с одноярусным впускным трубопроводом: по энергетическим показателям при малых и больших частотах вращения коленчатого вала на 5,5—5,8%,

ным выпадением топливной пленки. Эти горизонтальные каналы имеют водяной подогрев на участке 9, причем верхний ярус подогревается только с нижней стороны, а нижний — с трех сторон: с нижней и с двух боковых. Разные длины вертикальных каналов I и II, повороты через острые кромки, разный уровень ярусов, небольшая и неодинаковая поверхность участка подогрева 9, неодинаковое число поворотов ухудшают характеристики расхода рабочей смеси по отдельным цилиндрам, уменьшают общий коэффициент расхода, снижают равномерность распределения смеси по цилиндрам и тем самым снижают эффективную мощность двигателя, ухудшают его экономичность и токсичность.

Серийный впускной трубопровод конструктивно сложен, нетехнологичен, материалоемок в изготовлении и не позволял автоматизировать процесс его отливки. Изготовление отливок начиналось с изготовления 12 песчаных стержней, которые доводились вручную, собирались в единый узел с применением клея и скреплялись в двенадцати точках жидким алюминием. Узел контролировали по толщине стенок, геометрии, расположению стержней и устанавливали в кокиль в полувертикальное положение. Заливка кокиля осуществлялась вручную. Масса отливки 11,8 кг, масса литниковой системы 19 кг.

Совместными усилиями исследователей, конструкторов и литейщиков разработана новая конструкция впускного трубопровода (рис. 2) в виде одноярусного трубопровода, устранявшего недостатки серийного. Новую конструкцию можно представить как два трубопровода четырехцилиндрового двигателя, имеющих общую продольную стенку и соединяющихся друг с другом двумя отверстиями: 10 и 11. Секции карбюратора I и II питают все цилиндры правого и левого ряда. Сечение каналов круглое, и каждый канал имеет два плавных поворота, подогрев каналов осуществляется по всей длине на участке 9. Вертикальные каналы I и II одной длины. Было изготовлено четыре варианта трубопроводов с разными диаметрами каналов: 32, 36, 38 и 40 мм. Наилучшие показатели в процессе испытаний были у трубопровода диаметром каналов 32 мм, что согласуется с теоретическими исследованиями. В нем увеличивается скорость потока и, следовательно, гомогенизация смеси.

Изготовление отливок также начинается с изготовления песчаных стержней, но их стало только

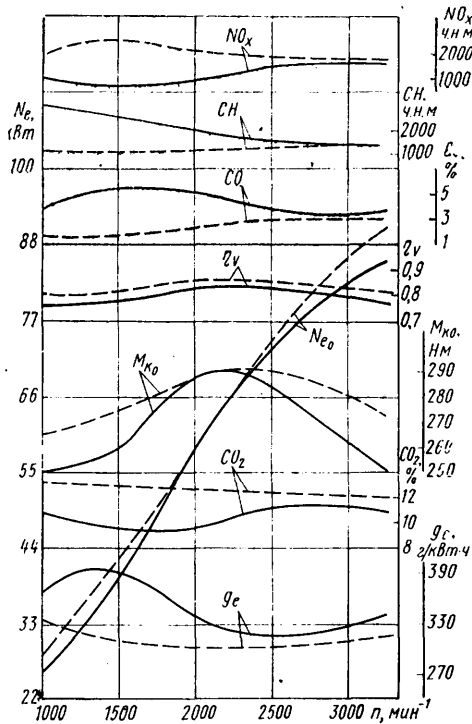


Рис. 4. Внешние скоростные характеристики V-образного восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 4250 см³

по экономическим — на 9—7,2%. Меньшее содержание углеводородов и большее содержание окислов азота и двуокси углерода в опытном двигателе (см. таблицу) подтверждает улучшение смесеобразования во впускном трубопроводе и лучшее протекание процессов сгорания. Аналогичные результаты были получены по регулировочным пределам по внешней скоростной характеристике.

Двигатель	Содержание токсичных веществ в отработавших газах			
	CO, %	CO₂, %	CH, ч. н. м.	NO _x , ч. н. м.
По внешней скоростной характеристике				
Серийный	3,6—5,2	9,6—11,3	1000—1400	1000—1600
Опытный	1,6—3,1	12,2—13,2	1100—1400	1800—2500
На частичных режимах				
Серийный	0,3—3,1	11,3—12,5	850—1900	1250—4000
Опытный	0,3—2,6	12,9—13,9	650—1400	1600—4500

Для оценки работы двигателя на частичных нагрузках от режима холостого хода до полных нагрузок были определены оптимальные регулировочные пределы характеристик серийного и опытного двигателей при частоте вращения коленчатого вала $n=1000, 2000$ и 3000 мин⁻¹. На рис. 5 приведена оптимальная нагрузочная характеристика при $n=3000$ мин⁻¹. Анализ кривых и здесь показывает преимущество опытного (штриховые линии) двигателя. Удельный расход топлива g_e опытного двигателя оказывается на 3—4% меньше, чем у серийного. Коэффициент избытка воздуха $\alpha=0,84—0,94$ для серийного и $0,9—1,01$ для опытного двигателей.

Экономичность опытного двигателя подтвердилась повышением коэффициента избытка воздуха, меньшим содержанием углеводородов, большим содержанием окислов азота и двуокси углерода в отработавших газах (см. таблицу).

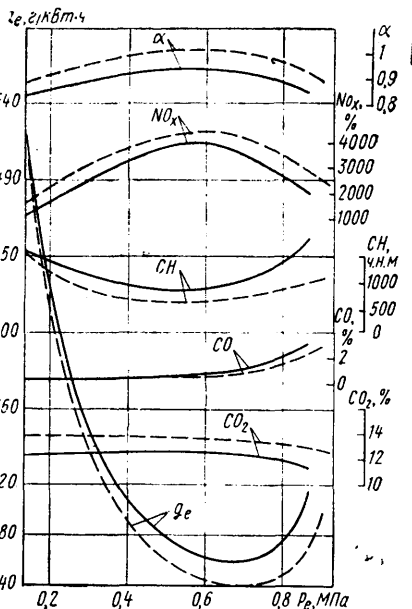


Рис. 5. Нагрузочные характеристики оптимального регулирования V-образного восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 4250 см³

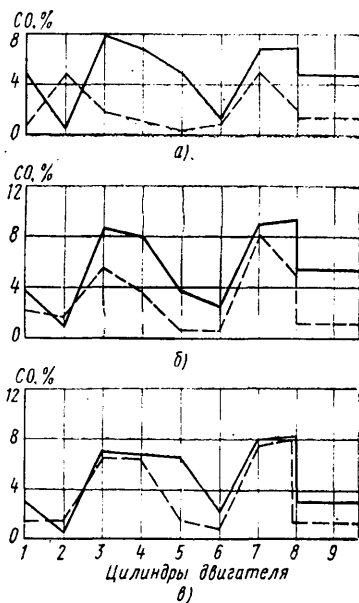


Рис. 6. Содержание окиси углерода в отработавших газах из каждого цилиндра и общее для V-образного восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 4250 см³

Таким образом, применение одноярусного впускного трубопровода с уменьшенной площадью поперечного сечения и большей поверхностью подогрева в сочетании с подобранными фазами газораспределения привело к улучшению гомогенизации смеси во впускном трубопроводе и улучшению процесса сгорания.

При $n=1000$ мин⁻¹ были получены аналогичные результаты, при $n=2000$ мин⁻¹ получены одинаковые показатели как у опытного, так и у серийного двигателей.

При исследовании равномерности распределения горючей смеси по отдельным цилиндрам измеряли температуру отработавших газов и их токсичность (содержание окиси углерода) около выпускных клапанов отдельных цилиндров и полученные результаты сравнивали. Анализ кривых (рис. 6) показывает, что содержание окиси углерода в отработавших газах, выходящих из отдельных цилиндров, составляет: при $n=1000$ мин⁻¹ (а) у серийного двигателя от 0,4 до 7,4%, у опытного — от 0,5 до 5%, общее по двигателям соответственно 4,8 и 1,4%; при $n=2000$ мин⁻¹ (б) у серийного двигателя от 1,0 до 9,4%, у опытного — от 0,4 до 8,2%, общее по двигателю соответственно 5,4 и 1,2%; при $n=3000$ мин⁻¹ (в) у серийного двигателя от 0,5 до 8,4%, у опытного — от 0,9 до 8,2%, общее по двигателю соответственно 2,9 и 1,4%.

Таким образом, опытный трубопровод уменьшает токсичность выхлопных газов и не ухудшает распределения смеси по цилиндрам.

Была проведена также проверка пусковых качеств опытного двигателя в холодной камере в соответствии с ОСТ 37.001.066—75 при температурах от 268 до 253К без дополнительного воздействия на воздушную и дроссельную заслонки и без изменения углов опережения зажигания. Испытания показали, что пуск восьмицилиндрового V-образного двигателя рабочим объемом 4250 см³ на масле АС-8 осуществлялся до температуры 253К как с двухъярусной трубой, так и с одноярусной с первой

попытки. Средняя продолжительность пуска 4—4,1 с.

Детонационные испытания серийного и опытного двигателей проводили как в стендовых, так и в дорожных условиях по ГОСТ 10373—75. Они показали, что двигатель с одноярусным впускным трубопроводом по антидетонационным качествам имеет показатели, практически одинаковые с серийным двигателем, и требует несколько меньших углов опережения зажигания с сохранением регулирования серийного прерывателя-распределителя. Мощность опытного двигателя повысилась по сравнению с мощностью серийного двигателя с 84,6 до 89,4 кВт.

Надежность опытного двигателя с одноярусной впускной трубой проверяли испытанием на безотказность в течение 400 ч по ГОСТ 14846—69. Это испытание двигатель выдержал. Удельная масса опытного двигателя уменьшилась на 4,8%.

Лабораторно-дорожные испытания серийного и опытного двигателей проводили на автомобиле

ГАЗ-53А. Восьмицилиндровый V-образный двигатель рабочим объемом 4250 см³ переоборудовали в опытный путем замены трубопровода на одноярусный и монтажом распределительного вала с измененными фазами газораспределения. Угол опережения зажигания устанавливали 25° п.к.в. до ВМТ при $n=2000$ мин⁻¹ и полностью открытой дроссельной заслонке. Испытания проводили в соответствии с принятыми стандартами, и они показали преимущество опытного двигателя. Динамические качества автомобиля возросли на 4—5%, расход топлива при установившемся движении в диапазоне скоростей 60—90 км/ч составлял 30,4 л/100 км пути для серийного и 29 л/100 км пути для опытного двигателя, т.е. для опытного на 4,4% меньше, что особенно важно для народного хозяйства. Полученные результаты были подтверждены испытаниями на ГАЗе и Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ.

УДК 621.43.031.3.001.5

Разработка и некоторые результаты экспериментального исследования диагональной турбины¹

Канд. техн. наук Ю. А. ЧУМАКОВ, Л. Л. СВЕТОГОРСКИЙ
Московский автомеханический институт

ОДНИМ из путей повышения эффективности агрегатов турбонадува является применение малоразмерных компрессоров и турбин с новыми формами проточной части. Анализ конструкций агрегатов турбонадува отечественного и зарубежного производства свидетельствует, что наибольшее распространение получили турбокомпрессоры с радиально-осевыми и осевыми турбинами и только в очень редких случаях — с диагональными [1].

В системах турбонадува автомобильных поршневых двигателей мощностью до 150—250 кВт применяются рабочие колеса турбин максимальным диаметром не более 110 мм. В таких габаритах ступени осевых турбин имеют значительное относительное удлинение лопаток, что не всегда позволяет иметь необходимый запас прочности рабочих колес. Радиально-осевые турбины не всегда приемлемы. Чтобы обеспечить их высокую прочность, во входном сечении рабочих колес необходимо выдерживать лопаточный угол, равный 90°, что ограничивает выбор других параметров турбины (степени реактивности, степени радиальности, выходного угла лопаток и т. д.), а следовательно, не позволяет обеспечить высокий внутренний КПД.

Диагональные турбины лишены указанных выше недостатков осевых и радиально-осевых турбин. У них можно получить высокие КПД при удовлетворительной прочности рабочих колес. Однако методы проектирования диагональных ступеней турбин¹, в особенности способы профилирования проточной части, разработаны недостаточно. Поэтому кафедрой «Транспортные ГТД» МАМИ был предложен метод профилирования диагональных рабочих колес, проточная часть которых ограничена линейчатыми поверхностями, и разработана ступень диагональной турбины с безлопаточным направляющим аппаратом, которая имеет следующие параметры:

Внутренний КПД турбины η_T	0,74
Степень понижения давления ступени π_T	1,6
Расход газа G_T , кг/с	0,4
Частота вращения ротора n_T , мин ⁻¹	65 000
Температура заторможенного газа на входе в ступень T^* , К	973
Средний диаметр рабочего колеса турбины на ее входе D_m , мм	110
Степень реактивности θ	0,6

¹ Под диагональным рабочим колесом подразумевается колесо, у которого касательная к меридиональному обводу во входном сечении ротора образует с осью вращения угол $\leq 90^\circ$.

Режимный параметр $x_s = u_1/c_s$	0,76
Угол лопатки на входе в рабочее колесо β_1 , град	137
Степень радиальности $\mu = D_2/D_1$	0,614

Необходимо отметить, что радиально-осевых и диагональных турбин, спроектированных на близкие к приведенным параметрам, в настоящее время не существует.

Отметим некоторые особенности профилирования диагональной турбины, характеристики которой приведены выше.

1. Рабочее колесо имеет профиль, образованный двумя парами линейчатых поверхностей (рис. 1): внутренняя и наружная поверхности лопаток — однополостные гиперboloиды вращения 2; боковые поверхности двух соседних лопаток — гиперболические параболоиды 1. Такое профилирование позволяет получить на входе в рабочее колесо турбины угол лопатки, отличающийся от 90°, и сохранить радиальность ее средней линии в этом сечении. Поэтому при произвольном угле лопатки удается сохранить высокие прочностные качества рабочего колеса при больших окружных скоростях.

2. Рабочее колесо турбины, выполненное по предлагаемой геометрии, имеет угол лопатки на входе в рабочее колесо $< 90^\circ$.

3. Между углами лопаток на входе (β_1) и выходе (β_2) из рабочего колеса имеется однозначная зависимость.

Испытания диагональной турбины проводили на холодном воздухе. Их цель — получить характерные и мощностные характеристики ступени. Режимы испытаний: $x_s = 0,3 \div 1,0$ при $\pi_T = 1,2; 1,4; 1,6$. Экспериментальная характеристика изменения степени реактивности θ от режимного параметра x_s показана на рис. 2,а.

Степень реактивности зависит от аэродинамического сопротивления рабочего колеса, поля центробежных сил и скоростей на входе и выходе из рабочего колеса. Как видно из

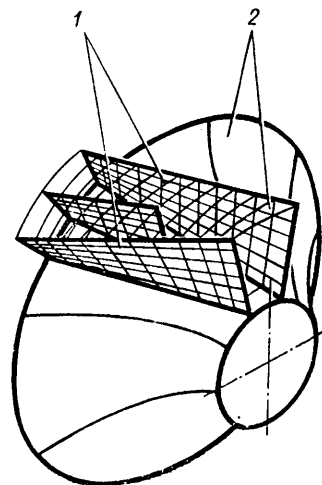


Рис. 1. Профиль межлопаточного канала рабочего колеса диагональной турбины.

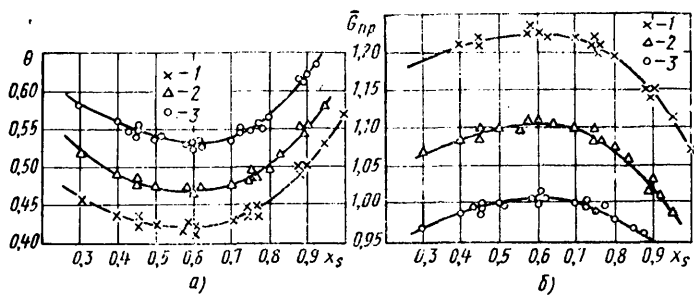


Рис. 2. Характеристики диагональной турбины:
1 — $\pi_T = 1,2$; 2 — $\pi_T = 1,4$; 3 — $\pi_T = 1,6$

рис. 2, при увеличении x_s от 0 до 0,6 абсолютные потери в рабочем колесе монотонно уменьшаются, что должно приводить к соответствующему уменьшению θ . В этом диапазоне изменения x_s влияние поля центробежных сил $(u_1^2 - u_2^2)/2$ мало, и θ уменьшается в основном за счет уменьшения потерь в рабочем колесе. При дальнейшем увеличении x_s влияние поля центробежных сил возрастает, и все большая часть теплоперепада, срабатываемого в ступени турбины, приходится на рабочее колесо, что приводит к росту степени ее реактивности. При x_s выше 0,76 работа на преодоление поля центробежных сил и потери в рабочем колесе начинают расти (увеличение угла атаки на входе в рабочие лопатки). Действие этих факторов приводит к значительному увеличению степени реактивности турбины. Таким образом, на кривой есть явно выраженный минимум степени реактивности, чего нет у осевых и радиально-осевых турбин. Это объясняется тем, что в диагональной турбине угол лопатки на входе в рабочее колесо β_1 существенно отличен от 90° , поэтому при уменьшении окружной скорости скорость потока газа в относительном движении вначале падает до некоторого минимального значения. До этой точки протекание характеристики такое же, как у осевых и радиально-осевых турбин (правая ветвь кривой на рис. 2,а). При дальнейшем уменьшении окружной скорости ($x_s < 0,6$) влияние потерь в рабочем колесе при нерасчетном угле атаки становится преобладающим (действие центробежных сил в этом диапазоне изменения параметра x_s мало), что приводит к увеличению степени реактивности ступени даже при росте относительной скорости W_1 (левая ветвь кривой на рис. 2,а).

Изменение степени понижения давления в ступени турбины от 1,2 до 1,6 не приводит к смещению минимума степени реактивности.

Закономерности изменения относительного приведенного расхода газа при $\bar{G}_{пр} = G_{пр}/G_{пр,расч}$ от x_s и π_T показаны на рис. 2,б. При изменении режимного параметра x_s от 0,6 до 0 при $\pi_T = 1,2; 1,4; 1,6$ расход газа через ступень диагональной турбины изменяется незначительно (уменьшается на 4%), что объясняется рассмотренной выше закономерностью изменения степени реактивности θ . Начиная со значений $x_s > 0,6$, уменьшение относительного приведенного расхода становится более значительным, т. е. практически таким же, как у осевых и радиально-осевых турбин.

Изменение потерь энергии с выходной скоростью \bar{C}_2^2 (а) и угла вектора абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса α_2 (б) в зависимости от режимного параметра показано на рис. 3. Из рисунка видно, что минимум потерь с выходной скоростью составляет $\sim 10\%$, что соответствует $x_s = 0,6$ ($\alpha_2 = 105^\circ$). При уменьшении x_s от 0,6 до 0 потери с выходной скоростью растут, но незначительно. Они практически не зависят от степени понижения давления в ступени турбины.

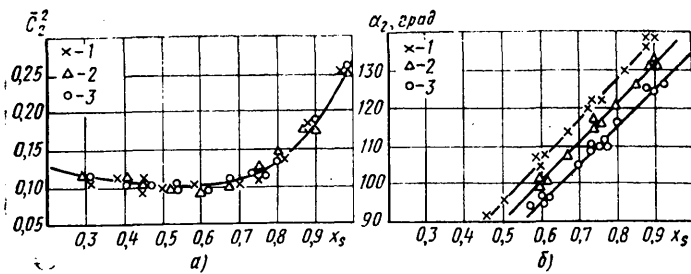


Рис. 3. Зависимость потерь энергии с выходной скоростью (а) и угла вектора абсолютной скорости из рабочего колеса (б) от x_s (обозначения те же, что на рис. 2)

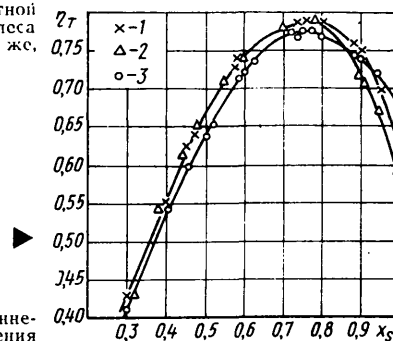


Рис. 4. Зависимость внутреннего КПД от x_s (обозначения те же, что на рис. 2)

На рис. 4 показана зависимость изменения внутреннего (мощностного) КПД ступени турбины η_T от режимного параметра x_s и степени понижения давления в ней. Из рисунка видно, что при $\pi_T = 1,2$ максимальное значение КПД (0,78) достигается при $x_s = 0,76$. Полученный КПД соответствует равномерному подводу воздуха к безлопаточному сопловому аппарату турбины из ресивера больших размеров. Кривая зависимости КПД от параметра x_s довольно пологая (это, видимо, объясняется особенностями применяемого профилирования рабочих каналов турбины).

При увеличении степени понижения давления до 1,6 КПД турбины уменьшился на 2%, что можно объяснить характером изменения степени реактивности: при $\pi_T = 1,6$ степень реактивности изменяется более заметно (рис. 2), чем при $\pi_T = 1,2$. Неоптимальность угла атаки, а следовательно, и потери на входе в рабочие лопатки турбины, в первом случае больше, чем во втором.

В исследованном диапазоне изменения параметров x_s и π_T выполнен расчет характеристик ступени диагональной турбины по методике, предложенной профессором А. П. Шерстюком [2]. Экспериментальные кривые совпадают с расчетными при коэффициенте «смягчения удара» $k_i = 0,9$.

Таким образом, результаты проведенного экспериментального исследования показывают высокую эффективность диагональной турбины, рабочее колесо которой выполнено специальным профилированием линейчатых поверхностями, и позволяют считать ее перспективной для применения в агрегатах турбонаддува дизелей и транспортных газотурбинных двигателях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайченко Е. Н. Развитие зарубежных малоразмерных автотурбокомпрессоров. М.: НИИНавтопром, 1967. 117 с.
2. Шерстюк А. Н., Зарякин А. Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. 205 с.

УДК 621.438-66:629.113.4

Использование энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) в автомобильных газотурбинных двигателях

К. П. РОДЬКИН

Московский автомеханический институт

О ДНИМ из важнейших направлений развития энергетики является разработка новых видов искусственных топлив. Однако применение искус-

ственных топлив на автомобильном транспорте определяется ограниченными возможностями их аккумуляции на борту автомобиля. Особый интерес в

связи с этим представляет искусственное топливо в форме так называемых энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ).

ЭАВ представляют собой некоторые химические элементы, их сплавы и композиции, восстанавливаемые из соответствующих широко распространенных природных окислов за счет энергии, неудобной для использования на автомобилях (например, тепла, выделяющегося при сжигании угля, или ядерного горючего). Простейшими ЭАВ являются кремний и алюминий. Получение и использование ЭАВ в форме кремния происходит следующим образом: на тепловой (угольной или ядерной) станции окись кремния (песок) восстанавливается с затратой тепла. Полученным кремнием заполняют топливный бак автомобиля.

Окислять ЭАВ в автомобильной силовой установке можно различными способами, например водой или кислородом воздуха. Для окисления 1 кг кремния требуется 5 кг воздуха, максимальная температура окисления стехиометрической смеси Si и O₂ составляет 2950 К (при сгорании керосина на 700 К меньше).

Удобным видом ЭАВ являются композиции Si, Al и Mg, исходными материалами для которых могут служить шлаки и выбросы угольных электростанций. ЭАВ обеспечивают замкнутый процесс, т.е. способны к многократному восстановлению и потреблению. Термодинамика получения ЭАВ рассмотрена Л. С. Золотаревским¹.

Особый интерес вызывает возможность конвертации на ЭАВ автомобильных ГТД, поскольку ЭАВ не токсичны и относительно дешевы. Известно несколько схем автомобильных газотурбинных двигателей, использующих ЭАВ. Рассмотрим две из них.

Схема АГТД с окислением ЭАВ водой показана на рис. 1.

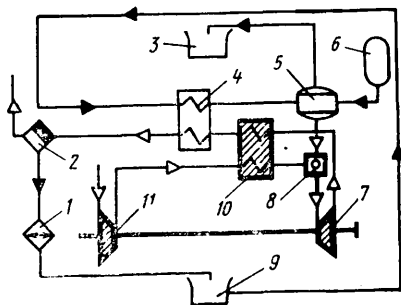


Рис. 1

В реактор 5 из топливного бака 6 подается ЭАВ, а из бака 9 — вода, которая перед поступлением в реактор нагревается и испаряется в экономайзере 4. Водород, образующийся в реакторе, направляется в камеру сгорания 8, куда поступает воздух от компрессора 11, прошедший через теплообменник 10. В этой схеме тепло, выделяемое в реакторе, снимается избыточной водой, поэтому в камеру сгорания 8 попадает воздух, водород и водяной пар. Из камеры сгорания смесь воздуха и водяного пара

¹ Золотаревский Л. С. Термодинамика использования и получения энергоаккумулирующих топлив. — В межвузовском сб.: Транспортные газотурбинные двигатели. М.: МАМИ, 1977, вып. 1, с. 119—137.

поступает на турбину 7. Продукты сгорания отдают свое тепло в теплообменнике двигателя 10 и экономайзере 4, затем поступают в конденсатор 2. Сконденсировавшаяся вода, охлаждаясь в радиаторе 1, возвращается в бак 9. Образующийся в реакторе окисел ЭАВ направляется в сборную емкость 3. Конвертировать обычный АГТД для использования по этой схеме нельзя, так как мощность турбины из-за увеличенного расхода рабочего тела (воздух из компрессора и пар из реактора) возрастает примерно в 2 раза.

Схема АГТД с окислением ЭАВ воздухом показана на рис. 2. ЭАВ из емкости 3 через подающее устройство 2 попадает в камеру сгорания 6, где сжигается в потоке воздуха, подаваемого компрессором 1 через теплообменник 7. Продукты сгорания перед расширением в турбине 5 проходят через сепаратор 4, отсепарированный окисел выводится в сборную емкость 8. Схема, показанная на рис. 2, обеспечивает простую конвертацию существующих АГТД с традиционных жидких углеводородных топлив на ЭАВ. При этом требуется лишь разработка соответствующей камеры сгорания, систем топливоподачи и регулирования.

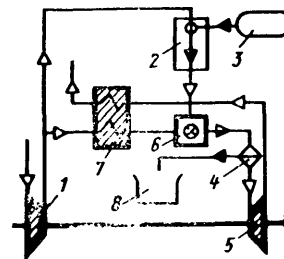


Рис. 2

Рассмотрим некоторые результаты сравнения показателей силовых установок, приведенных выше, с дизельной силовой установкой и обычным АГТД (см. таблицу). В сравнительных расчетах принималось, что в схеме, приведенной на рис. 1, все элементы (кроме реактора) выполнены на базе известных в технике конструкций (например, конденсатор смешивающего типа). Здесь приведены данные для случая, когда силовая установка автомобиля грузоподъемностью 8—12 т имеет мощность 150 кВт.

Показатели	Дизель	АГТД	АГТД на ЭАВ (рис. 1)	АГТД на ЭАВ (рис. 2)
Топливо	Дизельное	—	—	—
Теплотворная способность топлива, кДж/кг	43 580	43 580	30 600	30 600
Окислитель	Воздух	—	Вода	Воздух
Удельная масса двигателя, кг/кВт	5,0	3,0	4,8	3,3
Масса двигателя, кг	750	450	715	500
Удельный объем двигателя, м ³ /кВт	0,0094	0,0047	0,0086	0,0051
Удельный расход топлива на номинальном режиме, г/кВт	230	245	415	360
Удельный расход окислителя, г/кВт	—	—	1560	—
Расход топлива на 100 км, кг	29	31	53	45
Расход окислителя на 100 км, кг	—	—	200	—
Относительная емкость заправочных баков	1	1,0	6,8	0,9

В настоящее время во многих странах продолжают интенсивные разработки АГТД, что объясняется рядом их потенциальных достоинств, к числу которых относится возможность применения в этих двигателях ЭАВ.

Топливный баланс автомобиля

Д-р техн. наук Н. В. ДИВАКОВ, канд. техн. наук А. Н. СТРЕЛЬНИКОВ
Московский автомеханический институт

На современном этапе развития автомобилестроения особую актуальность приобретают исследования, связанные с оценкой и повышением топливной экономичности автомобилей в условиях эксплуатации. В настоящее время она оценивается экономической характеристикой, предложенной Е. А. Чудаковым в 1935 г. [1], контрольным и средним эксплуатационным расходами топлива, расходом топлива на определенном маршруте автомобиля или в ездовом цикле. Однако эти способы оценки не дают возможности дифференцировать расход топлива по его составляющим (на потери в двигателе и трансмиссии, на преодоление различных сопротивлений движению), установить основные и второстепенные факторы, влияющие на него, а следовательно, и выявить резервы повышения топливной экономичности. Правда, в работе [2] предложен и исследован топливный баланс установившегося движения различных автомобилей, а в работе [3] — автомобиля с дизелем, но авторы этих исследований определяют затраты топлива на преодоление потерь в двигателе путем измерения расхода топлива при работе на холостом ходу. Это ошибочно. Авторы работы [3] учитывают лишь потери на трение в двигателе и на привод вспомогательных агрегатов, упуская наибольшую часть расхода топлива, идущую на тепловые потери. Кроме того, методики построения топливного баланса, предлагаемые авторами перечисленных работ, сложны и неудобны для широкого использования.

Этих недостатков лишена, на наш взгляд, методика, разработанная на кафедре «Автомобили» Московского автомеханического института. В основу методики положена известная из работ [4 и 5] формула для определения путевого расхода топлива — Q_s , которая связывает между собой удельный эффективный расход топлива g_e , эффективную мощность двигателя N_e , скорость движения автомобиля v и удельную массу топлива γ . Главными составляющими этой формулы, от которых зависит расход топлива, являются эффективный удельный расход и эффективная мощность двигателя. Вследствие этого, чтобы составить топливный баланс автомобиля, нужно установить, от чего они зависят и куда затрачиваются.

Удельный расход топлива можно представить в виде двух составляющих: затрачиваемой на преодоление потерь в двигателе и идущей на преодоление сопротивлений движению и на прокручивание трансмиссии. Эффективную мощность двигателя можно представить как сумму мощностей, затра-

чиваемых на преодоление сопротивлений качению колес автомобиля, подъема, воздуха, разгона и потерь в трансмиссии. Выражая составляющие удельного расхода топлива через эффективный КПД, представляя его значение с учетом теплотворной способности топлива и механического эквивалента тепла, а составляющие эффективной мощности — через основные параметры автомобиля и коэффициенты, определяющие условия движения, из исходной формулы получим

$$Q_s = \frac{(1 - \eta_e) g_e + \eta_e g_e}{10 \gamma v} N_e = \frac{(g_e - 82) N_e}{10 \gamma v} + \frac{G f \cos \alpha}{44 \gamma} + \frac{G \sin \alpha}{44 \gamma} + \frac{c_x \rho F v^2}{11400 \gamma} + \frac{G \delta j}{44 \gamma} + \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \times \left(\frac{G f \cos \alpha}{44 \gamma} + \frac{G \sin \alpha}{44 \gamma} + \frac{c_x \rho F v^2}{11400 \gamma} + \frac{G \delta j}{44 \gamma} \right) = Q_{se} + Q_{sf} + Q_{sa} + Q_{sw} + Q_{sj} + Q_{s\eta}$$

где η_e — эффективный КПД двигателя;
 G — масса автомобиля, кг;
 f — коэффициент сопротивления качению;
 α — угол подъема дороги, град;
 c_x — коэффициент обтекаемости автомобиля;
 ρ — удельная масса воздуха, кг/м³;
 F — лобовая площадь автомобиля, м²;
 δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс;
 j — ускорение автомобиля, м/с²;
 η_T — КПД трансмиссии автомобиля;
 Q_{se} — расход топлива, затрачиваемого на преодоление тепловых, насосных и механических потерь в двигателе, а также на привод вспомогательных агрегатов, л/100 км;
 $Q_{sf}, Q_{sa}, Q_{sw}, Q_{s\eta}$ — расходы топлива, затрачиваемого на преодоление соответственно сопротивлений качению, подъема дороги, сопротивления воздуха, сопротивлений прокручиванию трансмиссии, л/100 км;
 Q_{sj} — расход топлива, затрачиваемый на ускорение автомобиля, л/100 км.

Полученная формула является аналитическим выражением топливного баланса автомобиля и может быть названа уравнением топливного баланса.

На рис. 1—3 приведены графики топливных балансов автомобилей «Жигули» ВАЗ-2101, ЗИЛ-130 и мотоцикла «Днепр» МТ-10-36, построенные по уравнению топливного баланса для движения на установившихся скоростях по горизонтальному участку дороги с асфальтобетонным покрытием ($f=0,016$). При расчетах зависимость коэффициен-

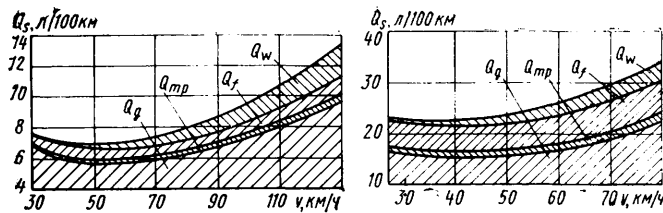


Рис. 1. Топливный баланс установившегося движения автомобиля «Жигули» ВАЗ-2101

та сопротивления качению от скорости автомобиля определяли по формуле, приведенной в работе [4], а КПД трансмиссии принимался не зависящим от скорости движения [4 и 5].

Из рисунков следует, что большая часть топлива, расходуемого автомобилем на 100 км пути (75—90%), затрачивается на преодоление тепловых и механических потерь в двигателе внутреннего сгорания, а также на привод его вспомогательных агрегатов. На преодоление сопротивлений движению автомобиля и на прокручивание его трансмиссии затрачивается лишь 10—25% топлива. Анализ составляющих расхода топлива легковыми автомобилями и мотоциклами показал, что со скорости установившегося движения, составляющей 50—60% максимальной, основной составляющей является расход топлива, затрачиваемый на преодоление сопротивления воздуха. Для грузового автомобиля во всем диапазоне скоростей наибольшая часть топлива расходуется на преодоление сопротивлений качению.

Предлагаемый топливный баланс автомобиля позволяет еще на стадии проектирования оценить влияние его отдельных конструктивных параметров на топливную экономичность. Кроме того, он позволяет акцентировать внимание исследователей и конструкторов на наиболее важных направлениях поиска путей повышения топливной экономичности автомобиля. Наиболее значимыми являются следующие пути: дизелизация автомобильного парка страны; повышение топливной экономичности карбюраторных двигателей на частичных нагрузках автоматическим изменением степени сжатия или числа одновременно работающих цилиндров (каждый из этих путей, по предварительным расчетам и экспериментам, может обеспечить снижение расхода топлива в эксплуатации на 20—25%); применение автоматической бесступенчатой передачи в трансмиссии автомобиля, позволяющей изменять передаточное число в достаточных пределах (это обеспечит постоянную работу двигателя на наиболее экономичных режимах и снижение расхода топлива на 15—20%); аккумулярование излишней энергии двигателя и энергии торможения автомобиля с применением механических (маховичных, пружинных), пневмогидравлических и других аккумуляторов энергии, что также может повысить топливную экономичность автомобиля на 15—20%. Менее существенную экономию топлива (на 5—10%) может дать применение двигателей с переменными фазами газораспределения, с форка-

Рис. 2. Топливный баланс установившегося движения автомобиля ЗИЛ-130

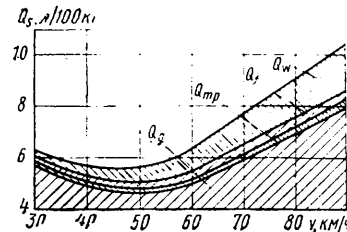


Рис. 3. Топливный баланс установившегося движения мотоцикла «Днепр» МТ-10-36

мерным зажиганием смеси; наддув двигателей с меньшей, чем сейчас, мощностью в тех случаях, когда требуется интенсивный разгон автомобиля или преодоление им высоких сопротивлений движению; введение блокируемого свободного хода в трансмиссию; использование прицепов и буксирование порожних автомобилей. Экономия топлива в пределах до 5% может дать применение экономайзеров рабочего режима с последовательным включением; экономайзеров принудительного холостого хода; кратковременное повышение антидетонационной способности топлива при полном или близких к полному открытиях дросселя, что возможно путем добавления в этих случаях незначительных количеств антидетонаторов (например, сжиженного газа); уменьшение мощности на привод вспомогательных механизмов двигателя; применение повышающей передачи на легковых автомобилях или делителя на грузовых; выключение двигателя при пассивных режимах движения автомобиля и при его остановках.

Большое количество топлива можно сэкономить снижением массы автомобилей, улучшением качества шин, уменьшением сопротивления воздуха движению автомобилей и потерь на прокручивание трансмиссии.

В отдельную группу путей повышения топливной экономичности автомобилей следует отнести способы, основанные на улучшении условий эксплуатации: повышение мастерства вождения, в том числе максимальное использование инерции автомобиля; содержание его в хорошем техническом состоянии; обеспечение наилучших условий движения (широкое использование системы «зеленая волна» и др., четкая, строго рассчитанная информация водителей о готовящейся смене сигнала светофора).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1935. 380 с.
2. Экспериментально-расчетные методы исследования топливной экономичности и скоростных свойств автомобилей на автополигоне НАМИ/А. А. Токарев, Э. И. Наркевич, В. С. Крупченко, Р. Г. Гаустян. — Труды НАМИ, 1980, вып. 178, с. 110—125.
3. Московкин В. В., Евграфов А. Н., Петрушов В. А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и его влияние на топливную экономичность. М.: Экспресс-информация. НИИНавтопром, 1978, 69 с.
4. Диваков Н. В., Яковлев Н. А. Теория автомобиля. М.: Высшая школа, 1962. 299 с.
5. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 239 с.

Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность городских автобусов

Э. И. НАРКЕВИЧ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

В РАБОТЕ [1] приведены результаты исследования влияния различных факторов на среднюю скорость и расход топлива автобусом в условиях городского движения. Однако эти исследования были выполнены методом однофакторного анализа при произвольно выбранных интервалах изменения переменных факторов, что не позволяет проводить объективную оценку степени их влияния и взаимосвязи. Кроме того, графическое представление результатов исследований не позволяет сравнивать эти результаты и может быть использовано не более чем для трех переменных факторов. Поэтому представляет интерес проведение этих исследований методом многофакторного анализа сложных систем с помощью интерполяционных моделей, полученных методом планирования эксперимента, для трех параметров оптимизации: средней скорости $v_{ср}$, расхода топлива Q_s и коэффициента эффективности работы автомобиля $\eta_{эф}$ [2].

При выборе факторов (фаз циклов) учитывали предъявляемые к ним основные требования [3] управляемости, т. е. возможности поддержания их на определенном уровне и постоянными в течение всего опыта; однозначности и непосредственного воздействия на объект исследования. К совокупности факторов предъявляются требования совместности и независимости, т. е. возможности установления фактора на любом уровне независимо от уровня других факторов, что возможно при отсутствии корреляции между ними. Однако требование некоррелированности не означает, что между факторами нет никакой связи. Достаточно, чтобы связь не была линейной.

Оценка априорной информации позволила выделить следующую совокупность возможных факторов: путь циклов; интенсивность разгона; конечную скорость разгона; путь движения с постоянной скоростью; путь движения при замедлении; интенсивность замедления при торможении двигателем (он является основным для городских автобусов); начальную скорость торможения; интенсивность замедления при торможении.

Исследовали два автобуса, у которых интенсивность разгона и замедления при торможении двигателем была постоянна в каждом эксперименте, так как эти параметры задаются скоростными характеристиками разгона с переключением передач и торможением двигателем. Поскольку каждый из автобусов имеет свою интенсивность разгона и торможения двигателем, то их влияние на параметры оптимизации можно оценить, сравнивая соответствующие коэффициенты регрессии этих интерполяционных моделей. Аналогично можно оценить и влияние топливной экономичности двигателя на топливную экономичность автобусов, так как один автобус оборудован дизелем, а другой — карбюраторным двигателем.

Такие факторы, как путь движения с постоянной скоростью и путь движения при замедлении, не выполняют требования совместности, потому что

в ряде циклов испытания они отсутствуют. Начальная скорость торможения тоже не выполняет требования совместности, так как она не может быть выше конечной скорости разгона. Однако изменение начальной скорости торможения при заданном пути циклов и конечной скорости разгона может существенно повлиять на показатели циклического движения. Поэтому в качестве фактора, учитывающего изменение начальной скорости торможения, принят коэффициент начальной скорости торможения K_T , с помощью которого в каждом опыте начальная скорость торможения определяется как произведение конечной скорости разгона на этот коэффициент.

Коэффициент начальной скорости торможения и остальные три фактора (скорость разгона, путь циклов и замедление при торможении) отвечают требованиям, предъявляемым к факторам, а в определенном диапазоне их варьирования — и требованиям к совокупности факторов. Поэтому они приняты для исследования.

Следующим этапом является выбор экспериментальной области факторного пространства, которую определяют исходя из оценки априорной информации [1] и требования совместности к совокупности факторов.

Область определения пути циклов движения имеет ограничение лишь со стороны минимальных значений и практически не ограничена в сторону увеличения. Учитывая наиболее характерные пути циклов городского автобуса, область определения пути циклов приняли от 50 до 1050 м. Верхний предел конечной скорости разгона ограничен действующим законодательством и составляет 60 км/ч, нижний предел принят равным 10 км/ч.

Интенсивность торможения в общем случае ограничена лишь свойствами тормозных механизмов и коэффициентом сцепления шин с дорогой. Так как интенсивность торможения $> 2 \text{ м/с}^2$ в эксплуатационных режимах городских автобусов встречается редко, то это значение и принято за верхний предел области определения. Нижний предел выбрали равным $0,5 \text{ м/с}^2$ из условия, что замедление при торможении не должно быть меньше, чем замедление при торможении двигателем.

Коэффициент начальной скорости торможения может изменяться в достаточно широких пределах. Верхний предел ограничен единицей, нижний принят равным 0,5 (из условия совместности факторного пространства и анализа результатов экспериментальных исследований).

При выборе основного (нулевого) уровня и интервалов варьирования факторов были учтены условия эксплуатации и необходимость исследования как можно большей доли области определения при совместности факторного пространства.

Исходя из условий эксплуатации городских автобусов, за нулевые значения факторов предварительно были приняты путь циклов 500 м, скорость разгона 30 км/ч, коэффициент начальной скорости

торможения 0,9 и замедление при торможении 1,0 м/с².

Результаты ранее проведенных исследований [1] показывают, что зависимости средней скорости и расхода топлива от пути циклов или конечной скорости разгона носят соответственно параболический или степенной характер, поэтому для повышения точности предсказания отклика за основу интерполяционной модели принят алгебраический полином второй степени. Для оценки коэффициентов уравнений регрессии использовали методику построения центральных композиционных ротатабельных планов второго порядка [4]. Условие ротатабельности определяет величину звездного плеча для ядра в виде плана полного факторного эксперимента как $a=2^{1/4}$, т. е. в нашем случае $a=2$. Учитывая это, был принят 10%-ный интервал варьирования от области определения факторов. Таким образом, исследованию подвергнуто в общей сложности 40% области определения пути циклов, поэтому принятый интервал варьирования в соответствии с работой [3] можно считать средним.

Пробными опытами в наиболее отдаленных точках факторного пространства были окончательно установлены основные уровни и интервалы варьирования факторов, обеспечивающие совместимость факторного пространства (см. таблицу).

Фактор	Обозначение	Уровень факторов					Интервал варьирования
		-2	-1	0	+1	+2	
Путь торможения, м	x_1	330	430	530	630	730	100
Скорость торможения, км/ч	x_2	20	25	30	35	40	5,00
Коэффициент начальной скорости торможения, м/с ²	x_3	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	0,05
Замедление при торможении, м/с ²	x_4	0,70	0,85	1,00	1,15	1,30	0,15

Для четырех факторов число опытов ядра плана $N_1=16$, число звездных точек $N_a=8$, число нулевых точек $n_0=7$, величина звездного плеча $a=2$, общее число опытов $N=31$. Коэффициенты квадратичной модели вычислялись известными методами [4], применимыми для центральных композиционных ротатабельных планов второго порядка. Значимость коэффициентов интерполяционных моделей определялась с помощью t-критерия Стюдента. Коэффициент считается значимым, если экспериментальное значение t-критерия t^3 больше табличного t^1 . Для определения экспериментального значения t-критерия необходимо знать дисперсию эксперимента (воспроизводимости) $S^2(y)$.

Так как в данном случае эксперимент проводят расчетным методом на модели, когда случайные ошибки могли быть выявлены в процессе проверки результатов расчета, а систематические ошибки малы, то обеспечивалось постоянство результатов в одинаковых опытах, и дисперсия воспроизводимости $S^2(y)$ не могла быть определена. Вследствие этого дисперсию воспроизводимости целесообразно определять экспериментально на реальном объекте. Для этого были проведены эксперименты на автобусе с дизелем при циклических режимах движения на пути циклов, равном 500 м, которые позволили определить оценки дисперсий эксперимента при числе степеней свободы $f(y)=13$: $S_0^2=0,778$; $S_v^2=0,5997$; $S_y^2=0,0083$.

Результаты повторных опытов были предварительно проверены на аномальность с помощью критерия Смирнова.

Табличное значение t-критерия для числа степеней свободы 13 и уровня значимости $\alpha=0,05$ равно 2,16. Сравнение экспериментальных и табличного значения t-критерия позволило оценить значимость коэффициентов и получить уравнение регрессии, позволяющие определять значения параметров оптимизации v_{cp} , Q_s и $\eta_{эф}$ в любой точке исследованной области факторного пространства при кодированных значениях факторов.

Для автобуса с карбюраторным двигателем:

$$v_{cp} = 26,43 + 0,651 x_1 + 3,194 x_2 - 0,351 x_2^2;$$

$$Q_s = 47,72 - 3,164 x_1 + 4,378 x_2 - 0,836 x_1 x_2 + 0,486 x_1^2 + 0,378 x_2^2;$$

$$\eta_{эф} = 1,0158 + 0,1076 x_1 + 0,1419 x_2.$$

Для автобуса с дизелем:

$$v_{cp} = 26,96 + 0,58 x_1 + 3,363 x_2 - 0,346 x_2^2;$$

$$Q_s = 30,29 - 2,157 x_1 + 1,913 x_2 + 0,486 x_3 - 0,423 x_1 x_2 + 0,355 x_1^2;$$

$$\eta_{эф} = 1,228 + 0,138 x_1 + 0,24 x_2.$$

Поскольку коэффициенты регрессии при квадратичных членах для коэффициента эффективности работы автомобиля оказались незначимыми, то коэффициенты регрессии при линейных членах учетом неортогональности векторов-столбцов x^2 матрицы планирования были пересчитаны по формулам для линейных моделей [3].

После получения коэффициентов интерполяционных моделей проверили их адекватность по критерию Фишера. Данные показали, что при принятой доверительной вероятности 0,95 все полученные интерполяционные модели являются адекватными, поэтому дальнейшим шагом является интерпретация результатов исследований.

Рассматривая влияние исследуемых факторов на среднюю скорость движения, можно отметить следующее. При принятых интервалах варьирования коэффициент начальной скорости торможения и замедление при служебном торможении не оказывают существенного влияния на среднюю скорость циклического движения. Значимыми оказались лишь коэффициенты при двух факторах: пути циклов и конечной скорости разгона. Причем последняя оказывает наибольшее влияние на величину средней скорости. Для нее же значимым оказался и коэффициент при квадратичном члене.

Коэффициенты при линейных членах имеют знак «плюс». Это означает, что при увеличении пути циклов или конечной скорости разгона средняя скорость циклического движения увеличивается. Знак «минус» перед квадратичным членом означает, что зависимость средней скорости от конечной скорости разгона имеет параболический характер, т. е. квадратичный член уменьшает влияние x_2 при его положительных значениях и увеличивает при отрицательных. Автомобиль с дизелем имеет среднюю скорость движения примерно на 2% выше. При увеличении значений факторов абсолютная разница в средних скоростях движения автобусов увеличивается, а относительная — практически не изменяется.

Характер влияния исследуемых факторов на топливную экономичность автобусов иной, чем на среднюю скорость движения. Для автобуса с карбюраторным двигателем значимыми оказались коэффициенты при линейных и квадратичных членах для x_1 и x_2 . Знак «минус» перед x_1 означает, что с увеличением пути циклов расход топлива уменьшается, и наоборот. Знак «минус» перед членом взаимодействия $x_1 x_2$ означает, что он уменьшает средний расход топлива при одновременном увеличении или уменьшении этих факторов, но наибольшего эффекта можно достичь (с учетом линейных эффектов) при увеличении пути циклов и уменьшении конечной скорости разгона. Знак «минус» перед x_1 и «плюс» перед x_2 означает, что изменение расхода топлива от этого фактора носит гиперболический характер. Знак «плюс» перед x_2 и x_2^2 означает, что изменение расхода топлива от этого фактора носит степенной характер. Наиболее сильное влияние на расход топлива оказывает конечная скорость разгона, несколько меньшее — путь циклов, остальные эффекты оказались незначимыми. Для автобуса с дизелем дополнительно оказался значимым коэффициент при линейном члене фактора x_3 , т. е. коэффициенте начальной скорости торможения. Так как он имеет знак «плюс», то для уменьшения расхода топлива начальную скорость торможения надо уменьшить. Значимость этого коэффициента только для автобуса с дизелем можно объяснить тем, что у дизелей отключается подача топлива при торможении двигателем, поэтому чем больше используется этот режим движения в цикле, тем последний экономичней. Наиболее сильное влияние на расход топлива автобуса с дизелем оказывают путь циклов и конечная скорость разгона. Начальная скорость торможения оказывает незначительное влияние. Расходы топлива автобуса с дизелем меньше (до 35%), чем с карбюраторным двигателем.

Для коэффициента эффективности работы автомобиля оказались значимыми только коэффициенты при линейных эффектах факторов x_1 и x_2 . Боль-

шее влияние на последний оказывает конечная скорость разгона, несколько меньшее — путь циклов. Коэффициент эффективности работы автобуса с дизелем примерно на 20% выше, чем с двигателем. Он увеличивается при увеличении пути циклов и конечной скорости разгона. Так как остальные факторы не оказывают существенного влияния на коэффициент эффективности работы автобусов, то для комплексных исследований их тягово-скоростных свойств и топливной экономичности при циклических режимах движения в качестве переменных факторов следует принимать путь циклов и конечную скорость разгона, оставляя, по возможности, одинаковыми коэффициент начальной скорости торможения и замедление при торможении. Условиями сравнимости при комплексных исследованиях являются одинаковые пути циклов и конечные скорости разгона.

Таким образом, использование математических методов исследования многофакторных систем позволяет формализовать условия проведения экспериментов, сократить число опытов, исследовать не только степень влияния, но и характер взаимодействия факторов и отбросить несущественные факторы и эффекты их взаимодействия. Получаемые интерполяционные модели несут больше информации, чем графический материал, удобны для практического применения и поэтому могут быть рекомендованы в качестве критериев при сравнительной оценке тягово-скоростных свойств и топливной экономичности городских автобусов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М.: Машиностроение, 1967. 163 с.
2. Наркевич Э. И., Токарев А. А. К оценке эффективности использования энергии автомобилем. — Автомобильная промышленность, 1978, № 5, с. 16—17.
3. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.
4. Михайлов В. И., Федосов К. М. Планирование экспериментов в судостроении. М.: Судостроение, 1978. 159 с.

УДК 629.113.07.3.286

Критериальная оценка динамичности и топливной экономичности разгона автомобиля

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Л. В. КРАЙНЫК, П. Н. ГАЩУК
Львовский политехнический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время существует много предложений по выбору критериев для оценки динамичности и топливной экономичности автомобиля на режиме разгона. Однако общепринятых и однозначных критериев для оценки указанных показателей пока нет.

Целью настоящего теоретического исследования является определение оптимальных критериев оценки динамичности и топливной экономичности автомобиля на режиме разгона на основе анализа существующих критериев и аналитического рассмотрения данной задачи.

Динамичность разгона, как правило, оценивают экспериментально — путем фиксирования времени

T_v , в течение которого автомобиль достигнет заданной конечной скорости v_k при известной начальной скорости v_n , или путем определения времени T_S , затраченного на преодоление мерного участка пути S в режиме разгона при заданной начальной скорости движения [1 и 2]. Возможны и другие элементарные, аналогичные по структуре критерии оценки динамичности процесса разгона автомобиля. Однако все они содержат одну очевидную неточность: при оценке разгона автомобиля всегда одна из величин: T , S , v_k — не принимается во внимание. Так, два процесса, для которых, например, одинаковы величины T , v_n и v_k , следует считать равнодинамичными с точки зрения

критерия T_v . Но при этом существенно могут различаться значения измерителя S , что указывает на то, что процессы не равнодинамичны. Аналогично, при прохождении автомобилем заданного мерного отрезка пути в различных режимах разгона за одинаковое время могут быть достигнуты различные конечные скорости [3].

Вследствие этого рядом исследователей были предприняты попытки разработать новые оценочные критерии динамичности разгона, позволяющие устранить или обойти указанную выше неточность критерием T_v и T_s . Так, в работе [4] предельную динамичность разгона автомобиля предлагается оценивать временем t_h разгона до скорости, равной половине максимально возможной. Метод основан на том, что при замене действительной тяговой характеристики автомобиля некоторой другой, обеспечивающей выполнение линейного закона изменения ускорения в функции скорости движения, параметры процесса разгона v_k/v_{max} и T оказываются связанными между собой зависимостью, которая инвариантна к конструкции автомобиля и его параметрам. Действительно, с учетом этого и граничных условий ($t=0; j=j_{max}; v=0; t=\infty; j=0; v=v_{max}$) связь величин v_k/v_{max} и T определяется тогда только значением параметра t_h :

$$v_k/v_{max} = 1 - e^{(-T/t_h) \ln 2} = 1 - 2^{-T/t_h}.$$

Однако подобная инвариантность, служащая обоснованием величины t_h как критерия динамичности, достигнута в ущерб адекватности отражения реальных процессов разгона, и, следовательно, критерий t_h не является корректным.

Затруднения возникают и при использовании в качестве критерия разгонных свойств автомобиля так называемого коэффициента ускорения. Данный показатель, представляющий собой отношение максимального ускорения к максимальной мощности двигателя, не позволяет полностью оценить процесс разгона, так как судить о свойствах любого процесса в целом, зная о характере его протекания лишь в отдельный момент времени, можно только в исключительных случаях.

В работе [5] предложено оценивать реальные процессы разгона автомобиля путем соотношения их с разгоном идеализированного автомобиля той же массы, у которого двигатель меньшей мощности постоянно работает на номинальном режиме благодаря идеальной, исключаящей диссипацию энергии, бесступенчатой трансмиссии. Задавая параметры реального процесса разгона (например, параметры T и v_k), можно определить необходимую мощность двигателя идеализированного автомобиля, отношение которой к фактической мощности двигателя — так называемый коэффициент использования мощности — служит критерием разгонных свойств. Определение величины «идеальной» мощности двигателя при заданных параметрах T , v_k , S

упрощено благодаря использованию специальной номограммы, разработанной Ростом [5].

Проведенный анализ показал, однако, неэффективность этого критерия, так как он неоднозначен и противоречив. Так, для того чтобы определить значение «идеальной мощности», достаточно задать два параметра разгона реального автомобиля. Но, задавая различные пары параметров (T , v_k или T , S), характеризующих один и тот же процесс, получим различные значения коэффициента использования мощности. Следовательно, одному и тому же процессу могут быть даны различные оценки; более того, часто процесс разгона одновременно может быть оценен и как лучший, и как худший по сравнению с другим.

Рассмотрим также предложенный академиком А. Янте [6 и 7] критерий интенсивности разгона σ , который представляет собой отношение среднеэффективной за период разгона скорости $v_{cp} = S/T$ к среднеарифметической $v_a = (v_n + v_k)/2$. Этот критерий, однако, дает искаженное представление об интенсивности некоторых процессов разгона. Сопоставим, например, процессы 1—5 (рис. 1). Процесс 1 отражает разгон реального автомобиля; процессы 2, 3, 4, 5 построены на основании соотношения

$$k_1 j_1(v) = k_2 j_2(v) = \dots = j(v),$$

где k_1, k_2, \dots — произвольно выбираемые множители.

Легко проверить, что с точки зрения критерия σ при заданных v_n и v_k эти процессы равноэффективны независимо от конечной скорости разгона автомобиля. При $v_n=0$ и заданной v_k для всех процессов значение критерия интенсивности разгона σ будет одно и то же, и зависимость величины σ от конечной скорости v_k разгона для каждого из рассматриваемых процессов можно представить (рис. 2) одной и той же кривой $\sigma = \sigma(v_k)$. Аналогично будут оценены эти процессы и с точки зрения средней эффективной скорости разгона [кривая $v_{cp} = v_{cp}(v_k)$]. Однако в действительности анализируемые процессы разгона не равнодинамичны.

Из приведенного анализа следует, что задача корректировки критериев интенсивности разгона автомобиля не такая уж тривиальная, как это могло вначале показаться. Очевидно, что понятие «мера динамичности разгона» не должно механически, без каких-либо уточнений, отождествляться по содержанию с существующими критериями. Термин «измеритель», таким образом, обозначает еще более общее понятие, чем термин «критерий». Например, измеритель — время T — более общий по содержанию, чем критерий — время разгона до заданной скорости T_v . Поэтому, если утверждается, что тот или иной критерий не работоспособен, то это вовсе не означает неработоспособности измерителя.

Критерий T_v является однозначным и непротиворечивым в том случае, если выполняется так называемое условие сравнимости процессов разгона, под которым понимается равенство фазовых координат автомобиля в начале и в конце разгона (фазовыми координатами считаются скорость движения автомобиля v и пройденный путь S). Например, процессы разгона 1 и 2 (рис. 3) до скорости $v_{к0}$ могут быть охарактеризованы как «строго сравнимые», но те же процессы разгона до

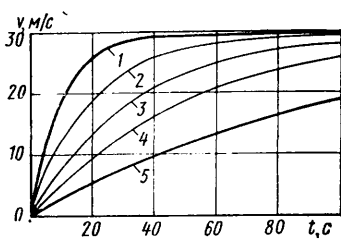


Рис. 1

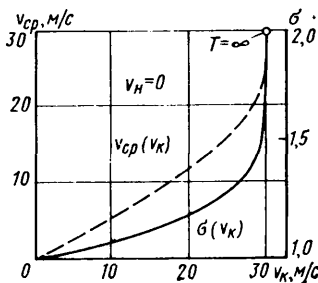


Рис. 2

любой другой скорости $v_k \neq v_{k0}$ не являются строго сравниваемыми. Таким образом, прежде чем оперировать показателем T_v в качестве критерия динамичности разгона автомобиля, необходимо уточнить принцип сравнения процессов как объектов исследования.

Разгон автомобиля следует трактовать как переход с одного установившегося режима движения на другой, более целесообразный в данной ситуации. Поскольку мгновенная смена установившихся режимов движения принципиально невозможна, необходимость разгона воспринимается через необходимость обеспечения другого установившегося режима движения автомобиля. Оценка интенсивности разгона автомобиля до некоторой заданной скорости v_k предполагает необходимость движения автомобиля в какой-то момент с установившейся скоростью $v = v_k$.

Чтобы сделать процессы геометрически строго сравниваемыми, достаточно искусственно продолжить их во времени — так, чтобы их конечные фазовые состояния совпадали (см. рис. 3). Это означает, что автомобилю, который уже достиг заданной скорости v_k , предоставлена возможность двигаться с этой скоростью. Тогда процесс движения в фазовую точку K будет включать в себя анализируемый реальный процесс разгона (OA_1 и OA_2) и искусственно дополняющий процесс движения с установившейся скоростью (A_1K и A_2K).

Следовательно, процессы OA_1K и OA_2K сравниваемы между собой, и время, затраченное на осуществление каждого из них, соответственно равно:

$$T_{OA_1K} = T_1 + \frac{S_2 - S_1}{v'_k} + \frac{S' - S_2}{v'_k};$$

$$T_{OA_2K} = T_2 + \frac{S' - S_2}{v'_k},$$

где $T_1(S_1)$, $T_2(S_2)$ — время (путь) разгона автомобиля до скорости v_k соответственно в процессах 1 и 2. Лучший процесс определяется сравнением величин T_{OA_1K} и T_{OA_2K} :

$$T_1 - \frac{S_1}{v'_k} > (=, <) T_2 - \frac{S_2}{v'_k}.$$

В этом уравнении координата S' не фигурирует. Следовательно, сравнимости процессов можно достичь и тогда, когда точка K будет принадлежать процессу 2 при $v'_k < v_{k0}$ или процессу 1 при $v'_k > v_{k0}$ (линия OK_01 , рис. 3). Таким образом, приходим к следующему выражению для критерия динамичности разгона автомобиля:

$$d = T - \frac{S}{v_k}.$$

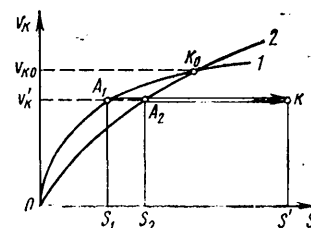
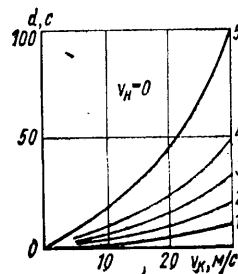


Рис. 3

Рис. 4



С помощью этого критерия к анализу теперь одновременно привлекаются все три параметра разгона: T , v_k , S . Поэтому разрешающие свойства оценочного показателя d отличаются от аналогичных свойств, например, показателей T_v и T_S . Вместе с тем критерий d лишен упомянутых выше недостатков существующих критериев динамичности. В частности, с его помощью можно проранжировать по динамичности процессы 1—5, показанные на рис. 1. Это сделано на рис. 4. Из него видно, что процесс 1 наиболее динамичен независимо от конечной скорости разгона (величина d на всем рассматриваемом множестве значений v_k для процесса 1 принимает меньшие значения), анализируемые процессы (если они сравниваются по степени интенсивности протекания) можно расставить только строго по порядку.

Критерий динамичности d учитывает потенциальное преимущество, которое приобретает автомобиль в результате более интенсивного разгона, а именно: при реализации более динамичного разгона автомобиль получает возможность раньше начать движение с требуемой установившейся скоростью. Поэтому оценки процессов разгона будут идентичны оценкам, получаемым при сравнении циклов движения автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963. 239 с.
2. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin—Heidelberg—New-York, Springer-Verlag, 1972. 529 S.
3. Шмидт А. Г. Влияние некоторых факторов на показатели скоростных свойств легкового автомобиля. — Автомобильная промышленность, № 7, 1970, с. 16—17.
4. Fiala E. Eine Näherungslösung für die Ermittlung des Beschleunigungsverhaltens von Straßenfahrzeugen. — ATZ 64, S. 195—197.
5. Malschaert F.-P. Der Leistungs-Nutzgrad von Kraftfahrzeugen in Anfahr-Beschleunigungsvorgängen. — ATZ 64, H. 4, S. 133—137.
6. Jante A. Entwicklungsrichtungen für die Fahrzeugmotoren-Kennlinien. — KFT, 1957, H. 7, S. 247—250, H. 8, S. 286—290.
7. Jante A. Über die Bewertung von Beschleunigungsvorgängen. — ATZ 67, T. 1, S. 56, T. 2, S. 121.

Уважаемые товарищи!

Не забудьте своевременно оформить подписку на журнал
«АТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
на 1982 г.

Подписку можно оформить в пунктах связи
и у общественных распространителей печати

Журнал распространяется только по подписке!

Оценка топливно-экономических характеристик автомобиля с диапазонной гидropередачей

Л. А. РУМЯНЦЕВ
НАМИ

ДИАПАЗОННЫЕ гидropередачи, выполненные по схеме «гидротрансформатор — фрикционное сцепление — ступенчатая механическая коробка передач», содержат гидротрансформатор, передача крутящего момента которым возможна только при наличии разности угловых скоростей вращения насосного ω и турбинного ω_T колес. Эта разность, или скольжение гидротрансформатора, приводит к снижению КПД гидropередачи, т. е. к снижению топливной экономичности автомобиля.

Для работы гидротрансформатора с заданными минимальными скольжениями необходимо, чтобы его характеристики были согласованы как с характеристиками двигателя, так и с приведенными к валу турбины гидротрансформатора основными характеристиками автомобиля.

В отечественной литературе по согласованию характеристик гидротрансформатора и автомобиля четких рекомендаций и инженерных методов расчета пока нет. Однако очевидно, что целью согласования должен быть такой выбор передаточного числа трансмиссии, которое обеспечивает заданные скоростные качества автомобиля при минимальных эксплуатационных расходах топлива. Для этого конструктору нужно иметь в своем распоряжении для всех возможных режимов движения автомобиля передаточные отношения в гидротрансформаторе и соответствующие им нагрузочные режимы работы двигателя, определяющие его мощность и удельный расход топлива.

В данной работе приведена методика согласования характеристик автомобиля, оборудованного дизелем, и характеристик диапазонной гидropередачи, в которой используется комплексный гидротрансформатор без фрикциона блокировки (рис. 1). При этом подразумевается, что согласование характеристик двигателя и гидротрансформатора выполнено так, что на режиме максимальной мощности двигателя гидротрансформатор работает в режиме гидромукты.

Исходными данными для расчета являются универсальные характеристики крутящего момента дизеля $M_e = f(\omega)$ при постоянных удельных расходах топлива; характеристики гидротрансформатора и диапазонной гидropередачи; основные технические характеристики автомобиля.

При движении автомобиля с постоянной скоростью и включенным сцеплением момент сопротивления движению, приведенный к валу турбины гидротрансформатора, выражается известным

уравнением [1], в которое входят масса автомобиля, радиус качения колеса, механический КПД трансмиссии, произведение передаточных чисел в трансмиссии, площадь лобового сопротивления автомобиля, коэффициент обтекаемости автомобиля и коэффициент сопротивления движению.

Крутящий момент турбинного колеса можно также определить через угловую скорость вращения коленчатого вала двигателя и характеристики гидротрансформатора, если коэффициент момента насосного колеса гидротрансформатора представить в виде аппроксимированной зависимости от передаточного отношения гидротрансформатора.

Совместное решение двух уравнений для крутящего момента турбинного колеса с учетом, что $\omega_T = \omega u$, позволяет получить уравнение для расчета передаточного отношения u гидротрансформатора:

$$u = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (1)$$

Комплексный гидротрансформатор работает на режиме гидромукты в интервале $u_M \leq u < 1$, где u_M — передаточное отношение при переходе на режим гидромукты. При этом коэффициент преобразования крутящего момента гидротрансформатором можно принять постоянным и равным K_M .

Для расчета передаточного отношения на режиме гидромукты в уравнение (1) необходимо подставить следующие значения коэффициентов:

$$A = M_T + 91,189 D_a^5 K_M b_2 \omega_T^2 = \\ = \frac{G_a \psi r_k + 0,757 r_k R F v_a^2}{\Pi \eta_M} + 91,189 D_a^5 K_M b_2 \omega_T^2;$$

$$B = 91,189 D_a^5 K_M \omega_T^2 (b_1 - 2 b_2 u_M);$$

$$C = 91,189 D_a^5 K_M \omega_T^2 (b_2 u_M^2 - \gamma \lambda_M - b_1 u_M),$$

где λ_M — коэффициент момента насосного колеса λ_n при $u = u_M$;

D_a — активный диаметр гидротрансформатора;

γ — удельный вес масла, заливаемого в гидротрансформатор;

b_1, b_2 — коэффициенты аппроксимации зависимости $\lambda_n = f(u)$.

На режиме преобразования крутящего момента гидротрансформатор работает в интервале $0 \leq u < u_M$. Для расчета передаточного отношения в уравнение (1) необходимо подставить коэффициенты:

$$A = \frac{G_a \psi r_k + 0,757 r_k R F v_a^2}{\Pi \eta_M} + 91,189 D_a^5 d_2 \omega_T^2;$$

$$B = 91,189 D_a^5 d_1 \omega_T^2;$$

$$C = -91,189 D_a^5 K_0 \gamma \lambda_0 \omega_T^2,$$

где K_0 — коэффициент преобразования крутящего момента при $u = 0$;

λ_0 — коэффициент момента насосного колеса λ_n при $u = 0$;

d_1, d_2 — коэффициенты аппроксимации зависимости $\lambda_n = f(u)$ на режиме преобразования крутящего момента

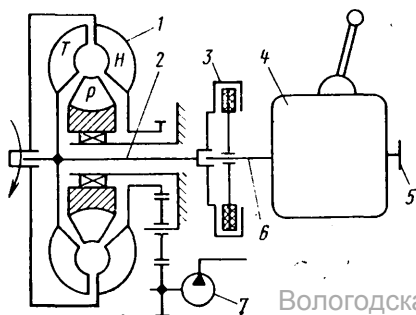


Рис. 1. Структурная схема диапазонной гидropередачи:

1 — гидротрансформатор; 2 — вал турбинного колеса; 3 — фрикционное сцепление; 4 — коробка передач; 5 — вторичный вал коробки передач; 6 — первичный вал коробки передач; 7 — насос подпитки гидротрансформатора; H — насосное колесо; T — турбинное колесо; P — реактор

Практически расчет ведется следующим образом. Для известных коэффициента сопротивления движению автомобиля и характеристик автомобиля необходимо задаваться скоростями автомобиля, начиная с максимальной, с интервалами 2—5 км/ч. Затем для каждой из взятых скоростей проводится расчет крутящего момента турбинного колеса. Далее, в зависимости от режима работы гидротрансформатора, определяются коэффициенты A , B и C и по уравнению (1) рассчитываются передаточные отношения. По заданной скорости автомобиля v_a находятся угловые скорости вращения вала турбинного колеса и вала двигателя.

Расчеты по приведенным уравнениям целесообразно проводить на ЭВМ. В этом случае в уравнение (1) подставляют значения коэффициентов A , B и C , действительных для работы гидротрансформатора на режиме гидромукфы. В программе расчета должно быть предусмотрено, чтобы $u \geq u_m$. Если это условие не выполняется, то расчет u ведется с использованием коэффициентов A , B и C , действительных для режима преобразования крутящего момента гидротрансформатором.

При использовании ЭВМ необходимо также по величине u проводить расчеты коэффициента преобразования крутящего момента K , заложив в ЭВМ аппроксимированную зависимость $K=f(u)$, например, в виде полинома второй степени [1].

Крутящий момент на коленчатом валу двигателя можно представить как сумму крутящего момента насосного колеса гидротрансформатора M_n и крутящего момента $M_{п}$ на приводе дополнительных агрегатов автомобиля:

$$M_d = M_n + M_{п} = M_0 + \beta (\omega - \omega_0) + \frac{M_{т}}{K} + M_{п}, \quad (2)$$

где ω_0 — минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода;

M_0 — крутящий момент потерь в гидропередаче на режиме холостого хода ($\omega = \omega_0$);

β — коэффициент, характеризующий возрастание механических потерь при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя.

На универсальной моментной характеристике двигателя для заданных скоростей движения автомобиля и рассчитанных соответствующих значений ω откладываются величины крутящих моментов M_n и M_d (рис. 2). Соединяя координаты рассчитанных значений M_d (точки 1, 2, 3, ...), получают кривую $M_d=f(\omega)$, определяющую нагруженность двигателя при движении автомобиля с заданными скоростями по дороге с определенным покрытием. Точка a соответствует максимально возможной в данных условиях движения скорости автомобиля при максимальной угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя.

Максимальная скорость автомобиля может быть рассчитана по уравнению, приведенному в работе [1], если известны параметры автомобиля, максимальные крутящий момент турбинного колеса и угловая скорость вращения вала турбины. Максимальный крутящий момент турбины (для точки a рис. 2) равен разности максимального крутящего момента насоса гидротрансформатора и крутящего момента механических потерь гидропередачи, умноженной на K_m . Максимальную угловую скорость

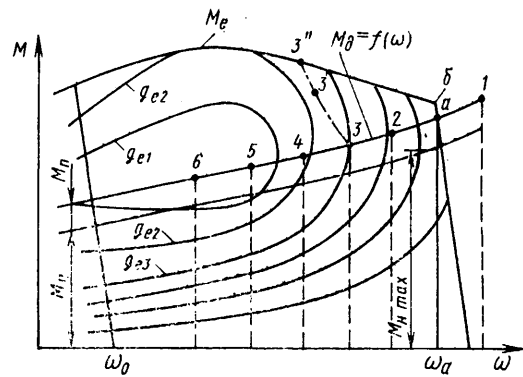


Рис. 2. Совмещение универсальной характеристики крутящего момента дизеля и нагрузочной характеристики гидропередачи

вращения турбины при $\omega = \omega_a$ можно получить из графика рис. 2 или расчетом на ЭВМ.

Точки $a, 2, 3, 4, \dots$ кривой $M_d=f(\omega)$ расположены на поле, охватываемом характеристикой двигателя $M_e=f(\omega)$, и наглядно отражают режимы работы двигателя при движении автомобиля с заданными скоростями движения. Кроме того, каждая из этих точек расположена в зоне определенного удельного расхода топлива g_e . Точка 1 расположена вне поля, охватываемого кривой M_e , поэтому с данным двигателем движение автомобиля на этом режиме невозможно.

Пользуясь точками пересечения кривых $g_e = \text{const}$ и $M_d=f(\omega)$, по известному уравнению [3] определяется расход топлива на 100 км пробега автомобиля в виде зависимости $Q_{т}=f(v_a)$. Таким образом удается построить искомую зависимость расхода топлива от скорости автомобиля $Q_{т}=f(v_a)$ при заданном передаточном числе трансмиссии автомобиля Π и дорожных условиях движения, определяемых коэффициентом ψ .

Определив передаточное отношение гидротрансформатора, угловую скорость вращения коленчатого вала двигателя и крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора, для каждой заданной скорости автомобиля можно рассчитать мощность, идущую на потери в гидропередаче:

$$N_{п} = [(M_{п} - M_{м}) (1 - K u) + M_{м}] \omega. \quad (3)$$

Достоверность результатов расчета по данному методу определяется точностью исходных данных. Величина ошибки в основном зависит от погрешности, получаемой при определении передаточного отношения гидротрансформатора. Для оценки точности в табл. 1 приведены рассчитанные и экспериментально определенные величины передаточных отношений u .

Данные, приведенные в табл. 1, получены при испытании автомобиля высокой проходимости на динамометрической дороге автополигона с асфальто-бетонным покрытием. Угловые скорости вращения $\omega_{т}$ и ω записывали на ленте осциллографа К12-21. Электрические импульсы тока получались при замыкании контактов герконов КЭМ-2 в тот момент, когда мимо них проходил магнит, установленный на вращающемся валу. Записи были сделаны при движении автомобиля с постоянной скоростью в начале и конце мерного участка.

Использованные при расчетах значения $\psi = 0,017$ и $RF = 0,76$ для испытуемого автомобиля были экспериментально определены В. В. Московкиным.

Таблица 1

v_a , км/ч		u	
По спидометру	Экспериментально-расчетное значение	Расчет на ЭВМ	Экспериментальное значение
70	69	0,9738	0,969
60	59,326	0,9618	0,961
50	49,9	0,9414	0,948
40	39,18	0,9022	0,920

Таблица 2

v_a , км/ч	ψ	$P_1=7,3316$			$P_2=8,0647$			$P_3=8,468$		
		Q_T , кг/100 км	N_{II} , кВт	u	Q_T , кг/100 км	N_{II} , кВт	u	Q_T , кг/100 км	N_{II} , кВт	u
70	0,017 0,025	685,13 —	10,59 —	0,956 —	678,26 909,58	8,2 12,84	0,974 0,958	707,79 —	7,28 —	0,98 —
60	0,017 0,025	624,50 839,73	10,5 18,35	0,40 0,910	626,76 819,92	8,1 13,39	0,962 0,939	630,98 816,09	7,15 11,55	0,97 0,952
50	0,017 0,025	590,95 824,53	10,96 20,99	0,912 0,865	585,75 789,51	8,25 14,79	0,941 0,908	591,25 773,81	7,25 12,6	0,953 0,925
40	0,017 0,025	578,79 796,57	11,93 17,26	0,857 0,820	569,57 781,86	9,13 15,71	0,902 0,850	588,20 766,95	7,87 15,23	0,920 0,873

Характеристики гидротрансформатора $K=f(u)$ $\lambda_n=f(u)$ и график потерь холостого хода $M_m=f(u)$ были сняты на стенде.

Как видно из табл. 1, экспериментальные и расчетные данные практически совпадают, что позволяет рекомендовать изложенный метод для инженерных расчетов.

Выбор передаточного числа трансмиссии P на прямой передаче в коробке передач следует проводить исходя из величины коэффициента ψ , соответствующего наиболее вероятным условиям движения автомобиля. Для грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости обычно при расчете принимают $\psi=\psi_1=0,025-0,03$, что соответствует сопротивлению горизонтальной грунтовой дороги. При этом точка a пересечения кривой $M_d=f(\omega)$ должна совмещаться с точкой b характеристики двигателя, что достигается расчетами на ЭВМ в режиме изменения (перебора) P . Выполнение этого условия обеспечивает на дороге с коэффициентом ψ_1 максимальную скорость автомобиля за счет реализации максимальной мощности двигателя.

Для $\psi=\psi_1$ при использовании зависимости $Q_T=f(M_d, \omega, g_e, v_a)$ определяют средний эксплуатационный расход топлива $Q_T=f(v_a)$ и по уравнению (3) — мощность потерь в гидропередаче $N_{II}=f(v_a)$, что необходимо знать для анализа системы охлаждения гидропередачи. Задавая $\psi=\psi_2=0,017-0,018$, рассчитывают контрольный расход топлива при движении автомобиля по горизонтальной дороге с асфальто-бетонным покрытием.

При использовании механических трансмиссий увеличение передаточного числа трансмиссии обычно приводит к уменьшению нагрузки двигателя и смещению рабочей точки в зону больших удельных расходов g_e , что ведет к возрастанию расхода топлива.

При увеличении общего передаточного числа трансмиссии в гидропередаче происходит разгрузка гидротрансформатора, приводящая к уменьшению в нем потерь. Это способствует снижению расхода топлива. Вследствие этого после выбора по изложенной методике величины P целесообразно попытаться уменьшить эксплуатационный расход топлива на наиболее вероятных режимах движения автомобиля, повторно рассчитав Q_T и N_{II} при увеличенном на 3—5% передаточном числе в трансмиссии.

Если после определения величины P вести расчет, задавая рядом значений ψ при $v_a=\text{const}$, т. е. решая уравнение $M_T=f(\psi)$, то можно построить кривые, позволяющие оценить режим работы гидропередачи, нагрузку двигателя и топливную экономичность автомобиля в зависимости от дорожных условий. На рис. 2 указанная кривая изображена штрих-пунктирной линией для $v_{a3}=\text{const}$ и соединяет точки 3,3' и 3". (Точка 3" позволяет определить максимальную величину ψ_{max} , при которой возможно движение автомобиля с заданной скоростью).

Знание указанных величин необходимо для подбора или анализа передаточных чисел ступеней в коробке передач автомобиля.

Для каждого режима движения, определяемого v_a и ψ , разность крутящих моментов M_e-M_d характеризует способность автомобиля к разгону и позволяет определить его динамические параметры.

При разработке и исследованиях диапазонных гидропередач расчеты по данной методике проводились на ЭКВМ «Искра-125» и ЭВМ «Мир». Полученные расчетом величины Q_T , N_{II} и u в функции скорости автомобиля, ψ и P приведены в табл. 2. Расчеты выполнены для диапазонной гидропередачи, совмещенной с быстроходным дизельным двигателем мощностью 295 кВт. Прочерки в таблице означают, что при $\psi=0,025$ с заданными передаточными числами P_1 и P_2 автомобиль не может развивать скорость $v_a=70$ км/ч, так как рабочие точки выходят из поля характеристики $M_e=f(\omega)$.

К преимуществам изложенной методики расчетов следует отнести возможность использования ЭВМ и наглядность при оценке режимов работы двигателя для заданных условий движения и скорости автомобиля, что позволяет подбирать наилучшие для каждого конкретного случая сочетания характеристик автомобиля, двигателя и гидропередачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Румянцев Л. А., Дубина О. Д., Кондрашкин С. И. Исследование динамики разгона автомобиля с диапазонной гидропередачей. — Труды НАМИ, 1979, вып. 173, с. 86—98.
2. Чередниченко Ю. И. О методах расчета экономических характеристик автомобиля с гидропередачей. — Автомобильная промышленность, 1962, № 7, с. 12—16.
3. Куликов Н. К. Исследование динамики и экономики автомобиля. Труды НАМИ, 1953, вып. 67, с. 31—32.

Исследование собственных частот изгибных колебаний рамы автомобиля Урал-4320

П. Ф. КУЗНЕЦОВ
Уральский автозавод

НА УРАЛЬСКОМ автозаводе проведено экспериментальное определение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) изгибных колебаний рамы автомобиля Урал-4320. Испытания проводили для двух состояний автомобиля: с номинальной нагрузкой 5 т и без нагрузки. Автомобиль устанавливали на ровной горизонтальной бетонной площадке. На раме автомобиля, между кабиной и платформой, на месте предварительно снятого дополнительного топливного бака помещали механический инерционный вибратор направленного действия. Для снижения помех от высокочастотной вибрации, возникающей в зацеплении шестерен вибратора, между его основанием и жесткой поперечиной, прикрепленной непосредственно к лонжеронам рамы, устанавливали резиновые подушки. Масса снятого дополнительного топливного бака компенсировалась массой установленного вибратора. Привод вибратора осуществлялся от двигателя постоянного тока мощностью 1 кВт. Суммарный дисбаланс активной части вибратора равнялся 0,56 кг·м. Равнодействующая вертикальных возмущающих сил пересекала продольную ось автомобиля. Вибратором задавалось синусоидальное возмущение в области частот 3—15 Гц. Измерение колебаний проводили с помощью виброаппаратуры SDM-132, SDM-162 фирмы RFT (ГДР). Колебания записывали на осциллографе К12-22.

Датчики ускорений типа КД-12, КД-13, КД-35а, КВ-11 устанавливали на левом лонжероне рамы в восьми точках: на переднем конце рамы, в районе переднего кронштейна передней рессоры, над передней осью, в районе заднего кронштейна передней рессоры, между кабиной и платформой, под передней частью платформы, над балансирной осью и на конце рамы. Установка и коммутация датчиков обеспечивали идентичность регистрации направления колебаний и масштаба записи во всех измеряемых точках.

Возмущающая сила задавалась путем плавного разгона вибратора (0,20—0,25 Гц/с). Низкая скорость разгона позволяла получить вынужденные колебания системы при аналоговом изменении частоты в исследуемой области. Преимущества такого способа перед дискретным состоят в том, что исключается возможность неучета колебаний на ряде частот, за счет чего повышается достоверность экспериментальной информации, сокращается время измерения, снижается расход фотоматериала и упрощается процесс обработки экспериментальных данных.

Одновременные сигналы с датчиков ускорений усиливались и интегрировались виброаппаратурой и записывались на осциллографической ленте в виде отклонений, пропорциональных виброскорости.

На рис. 1 приведен характерный участок осциллограммы поперечных колебаний рамы. Как видно из рисунка, амплитуда колебаний изменяется по мере удаления от переднего конца рамы. Колебания в точках 5, 6, 7 происходят в противофазе с колебаниями в остальных измерительных точках. Это свидетельствует об изгибе рамы в вертикальной продольной плоскости.

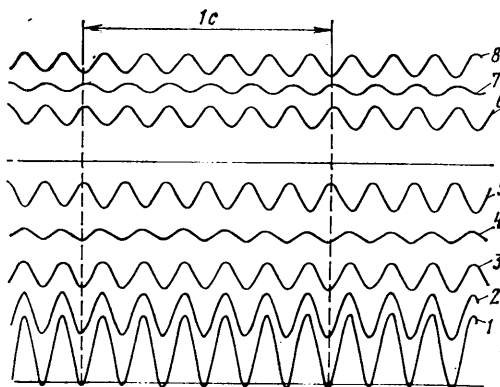


Рис. 1. Схема поперечных колебаний рамы (1—8 — измерительные точки)

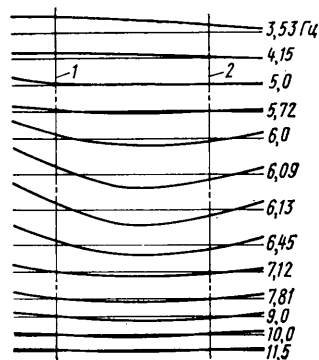


Рис. 2. Формы изгиба рамы автомобиля с грузом (1, 2 — оси передней и задней подвесок)

После расшифровки осциллограмм определялась амплитуда перемещения в каждой точке. Амплитудой H изгиба рамы названо амплитудное значение стрелы динамического прогиба под действием возмущающей силы. Амплитудные перемещения точек рамы при различных частотах колебаний представлены на рис. 2 в виде формы ее изгиба. Как видно из рисунка, колебательные перемещения рамы имеют характер, близкий к синусоидальному. Форма изгибных колебаний рамы как груженого, так и порожнего автомобиля такова, что раму можно представить как балку со свободными концами, лежащую на упругих опорах. Наличие двух узловых точек свидетельствует о том, что в области исследуемых частот рама имеет первую форму изгиба. На низких частотах рама совершает колебания нулевой формы, при этом происходят колебания подрессоренной части на подвеске и шинах. В данном опыте в связи с тем, что возмущающая сила вибратора на низких частотах невелика, колебания передней и задней частей автомобиля возникали на шинах вследствие блокировки подвески сухим трением в рессорах.

Стрела прогиба, полученная в процессе опыта, является результатом действия возмущающей силы, зависящей нелинейно от скорости вращения дисбалансов вибратора. Пользуясь допущением о линейности изгибной жесткости рамы в пределах малых колебаний, можно считать, что амплитуда изгиба рамы пропорциональна возмущающей силе и соотношению собственных и вынужденных частот колебаний.

Для построения амплитудно-частотной характеристики удобно воспользоваться амплитудой H_1 изгиба от постоянной динамической силы на различных частотах. Применяв искусственный прием для приведения зарегистрированной амплитуды изгиба к амплитуде от постоянной силы, разделим зарегистрированную амплитуду на квадрат круговой частоты. Зависимость амплитуды изгиба рамы от частоты при условии постоянной силы приведена на графиках амплитудно-частотных характеристик (рис. 3), на которых выделяется ярко выраженный резонанс. С изменением нагрузки от нуля до номинальной собственная частота изгибных колебаний рамы изменяется в пределах 6,30—7,25 Гц. В этих условиях резонансная область лежит в диапазоне частот 4—10 Гц. Форма графиков АЧХ показывает, что силы неупругого сопротивления изгиба рамы невелики.

Амплитудно-частотная характеристика может быть аппроксимирована уравнением¹

$$A = A_{ст} \beta,$$

¹ Анишев И. В., Тимофеев П. Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. М.: Машиностроение, 1965.

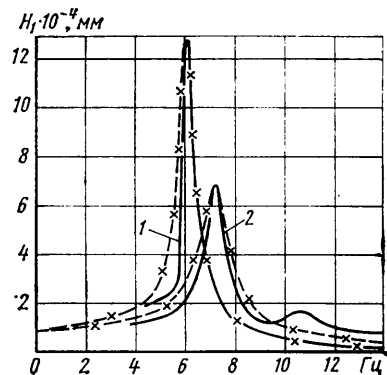


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика изгибных колебаний рамы (сплошная линия — экспериментальные; штриховая — аппроксимированные):

1 — автомобиль с грузом; 2 — автомобиль без груза

где $A_{ст} = \frac{P}{C}$ — амплитуда, соответствующая действию возмущающей силы P в статических условиях ($\omega=0$);
 C — жесткость системы;

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu}{f_c}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\gamma}{\pi}\right)^2 \left(\frac{\nu}{f_c}\right)^2}} \quad \text{— коэффициент}$$

передачи амплитуд;
 ν — частота возмущающей силы, Гц;
 f_c — собственная частота;
 γ — логарифмический декремент затухания.

На рис. 3 штриховыми линиями нанесены аппроксимированные кривые.

Изгибные колебания рамы исследуемого автомобиля можно представить как колебания простейшей одномассовой системы, заменяя поддрессоренную массу $M_{п.а}$ автомобиля и изгибную жесткость рамы эквивалентными: $M_0 = M_{п.а}$; $C_0 = EJ/l^3$, где E — модуль упругости материала рамы; J — момент инер-

ции поперечного сечения рамы в ее средней части; l — длина рамы.

Пренебрегая влиянием на собственную частоту неупругого сопротивления, эмпирическую формулу для определения собственной частоты изгибных колебаний рамы автомобиля можно записать в следующем виде:

$$f_c = \frac{\mu}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{l^3 M_{п.а}}}$$

где $\mu = 21,2$ — для автомобиля Урал-4320 с грузом;
 $\mu = 18,3$ — для того же автомобиля без груза.

Логарифмический декремент затухания для груженого автомобиля равен 0,245, для порожнего 0,462.

Проведенное экспериментальное исследование показало, что собственная частота изгибных колебаний рамы лежит в области частот, учитываемых при изучении плавности хода автомобиля, и соизмерима с собственной частотой колебаний недрессоренных масс. Учет изгибной жесткости рамы вскрывает дополнительные собственные частоты системы и позволяет проводить более полный анализ причин колебаний автомобиля.

УДК 629.113.012.8.001.63

Система подвески автомобиля как стохастическая система автоматического управления с заданными динамическими свойствами

Доктора техн. наук Н. П. ДЕРГУНОВ, Ю. Д. СИЛУКОВ
 Уральский лесотехнический институт им. Ленинского комсомола

«Автомобильная промышленность», № 8, 1981 г.

П РОБЛЕМА проектирования подвески в значительной степени сводится к проблеме оптимизации ее параметров и структуры [1]. Следовательно, метод проектирования должен иметь целенаправленный характер и представлять собой упорядоченную последовательность аналитических оптимизационных задач.

Рассмотрим метод аналитического проектирования подвесок, отличающийся от распространенной минимизации среднеквадратичного значения какого-либо параметра поддрессирования при ограничении среднеквадратичного значения другого параметра тем, что дополнительно учитывает динамические требования к подвеске при проезде автомобилем единичных неровностей и при других типовых его эволюциях. Предлагаемый метод учитывает также и время успокоения системы подвески после возмущения, точность выполнения эволюций автомобилем и инструментальную точность системы подвески. Эти дополнительные требования являются одними из основных при проектировании подвески. Кроме того, учет этих требований позволяет избежать тривиального решения при минимизации одного из показателей динамических свойств подвески (например, ее динамического хода) при отсутствии ограничения среднеквадратичного значения этого показателя [2].

Систему подвески можно представить как систему автоматического управления САУ (рис. 1), т. е. как замкнутую систему с передаточной функцией $\Phi(p)$. На вход этой системы поступает заданный сигнал $q_n(t)$, подлежащий заданному преобразованию $H(p)$. Он обычно характеризует типовые или наиболее неблагоприятные условия работы системы и имеет свое аналитическое выражение. Разность между сигналом точного преобразования $y_{пр}(t)$ и сигналом на выходе системы $y_{вых}(t)$ [ошибка преобразования $\varepsilon(t)$] не должна превышать некоторого наперед заданного значения ε_{max} .

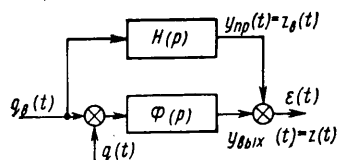


Рис. 1. Структурная схема системы подвески как системы автоматического управления

На вход системы поступает также сигнал $q(t)$ — помехи с известными статистическими характеристиками.

Время переходного процесса в системе обычно задано, т. е. система «помнит», что происходит на ее входе лишь в течение интервала времени T , следовательно, обладает «конечной памятью» T [3]. Необходимо построить систему [выбрать пере-

даточную функцию $\Phi(p)$] так, чтобы при этом среднеквадратичная ошибка преобразования $\varepsilon(t)$ имела минимальное значение.

Если в качестве входного воздействия $q_n(t)$ принять заданный профиль единичной неровности, которую должен преодолеть автомобиль с заданными динамическими требованиями, или траекторию типового маневра автомобиля, то $q(t)$ будет случайным воздействием от микропрофиля дороги. Аналитические выражения для детерминированного сигнала $q_n(t)$ и случайного сигнала $q(t)$ известны.

Например, при проектировании подвески в качестве сигнала $q_n(t)$ используются синусоидальные неровности, единичные неровности, уступы, колени и т. д. [4 и 5].

Проводимый в ходе проектирования анализ колебаний автомобиля во время преодоления единичных неровностей позволяет раскрыть закономерности взаимосвязи основных факторов, определяющих плавность хода автомобилей в этих условиях движения [4 и 5], а также сформулировать требования к переходным и установившимся процессам при воздействии на вход системы подвески сигнала $q_n(t)$, который в общем виде может быть задан своим аналитическим выражением в виде многочлена от t .

Величину ошибки $\varepsilon(t)$ обработки такого сигнала можно подсчитать по формуле (1.220), приведенной в работе [3]. Значения коэффициентов ошибки C_0, C_1, \dots, C_2 можно всегда подобрать так, чтобы удовлетворяло неравенство $\varepsilon(t) \leq \varepsilon_{доп}$ ($\varepsilon_{доп}$ — величина допускаемой ошибки).

Таким образом, заданность коэффициентов ошибки определяет динамическую точность воспроизведения системой подвески заданной неслучайной составляющей входного сигнала к моменту окончания переходного процесса, вызванного воздействием или неровностью дороги.

Время переходного процесса T характеризует частоту собственных колебаний автомобиля. Изменением этой частоты можно регулировать плавность хода, т. е. максимальные значения перемещений кузова, связанных с возмущениями, его ускорений, динамических прогибов рессор и т. д. Таким образом, зная требования к максимальным значениям указанных параметров, можно выбрать потребное время переходного процесса T . Требование наличия «конечной памяти» T , т. е. заданного времени переходного процесса, состоит в том, чтобы система реагировала лишь на часть входных данных, ограниченных промежутком времени T . В этом случае система, находящаяся в покое до момента $t=0$, в момент $t=T$ будет готова выполнить требование по точности воспроизведения $q_n(t)$ и оптимальной фильтрации помехи $q(t)$.

Воздействие единичных неровностей может повторяться через определенные моменты времени, и система подвески дол-

жиа иметь «память» (время переходного процесса) меньшую, чем средний промежуток времени или интервал (при периодическом воздействии) между последующими возмущениями. Для автомобилей, движущихся по неровной дороге, такими возмущениями могут быть воздействия от единичных ее неровностей или воздействия типа импульсов, которые возникают, например, при движении по бетонному шоссе, состоящему из плит одинаковой длины. Стыки между плитами с течением времени разрушаются и интенсивность воздействия становится значительной [4].

Следовательно, автомобиль должен быть системой с «короткой памятью» с тем, чтобы корреляционная связь между неустановившимися колебаниями при проезде неровности и колебаниями, появившимися на предшествующем участке дороги, была невелика.

При выборе «памяти» (времени переходного процесса) подвески следует учитывать также необходимое ограничение низкочастотных колебаний, которые определяются частотой собственных колебаний поддресоренных масс и могут способствовать появлению признаков «морской болезни» у водителя [5].

Для гидропневматических и пневматических подвесок требуется время переходного процесса («памяти») рекомендуется выбирать несколько большее, чем время действия возмущения при резком торможении и интенсивном разгоне [6]. Вместе с тем необходимо учитывать влияние величины T на время готовности автомобиля к движению после изменения статической нагрузки.

Известно, что стремление улучшить плавность хода ведет к уменьшению жесткости подвески и приводит при резком торможении или интенсивном разгоне автомобиля к сильным «клевкам». При рассматриваемом способе аналитического проектирования подвески такое возмущение является детерминированным, и его необходимо учитывать при выборе выражения для $q_b(t)$.

Возмущающие силы, возникающие при изменении направления движения по траектории (рис. 2, штрихпунктирная линия), носят, как правило, характер единичных воздействий [4]. При переходе автомобиля на другую полосу дороги (рис. 2, точка Б) на него действует переменная боковая сила $F_{бок}$, нарастающая до точки перегиба кривой перехода (рис. 2, точка А), а затем убывающая до момента выхода на другую полосу. На участке возвращения автомобиля на прежнюю полосу снова будет действовать единичная возмущающая сила, но в обратном направлении.

Наклон кузова под действием этого единичного возмущения будет зависеть от соотношения между периодом собственных колебаний и продолжительностью действия боковой силы. Чтобы размах поперечных угловых колебаний заметно не превышал отклонения при статическом действии боковой силы (соответствующем, например, движению автомобиля по кругу с постоянной скоростью при минимальном радиусе R_{min} траектории перехода), необходимо полупериод собственных колебаний делать возможно меньшим, чем продолжительность действия возмущающей силы. Это — дополнительное требование при выборе «памяти» подвески.

Важным требованием к динамическим качествам подвески является ограничение статического отклонения кузова от нарастающего или убывающего бокового усилия, возникающего при обгоне. Рассматриваемый подход позволяет реализовать систему подвески, обеспечивающую статические боковые отклонения кузова, не превышающие заданных.

Таким образом, единичную неровность дороги и возмущающую силу, действующую на подвеску, можно описать аналитическим выражением

$$q_b(t) = q_0 + q_1 t + q_2 t^2 + q_3 t^3,$$

где q_0 — величина уступа на дороге;

q_1 — крутизна уклона дороги;

q_2 — скорость изменения уклона (эквивалентна действию боковой возмущающей силы во время движения автомобиля по траектории с постоянной кривизной либо силы при интенсивном разгоне или резком торможении);

q_3 — скорость изменения возмущающей силы.

В момент t_0 (см. рис. 2) предполагается такой мгновенный поворот управляемых колес, что радиус траектории автомобиля (штриховая линия) становится равным R_0 . Далее радиус уменьшается до R_{min} .

На основании изложенного можно сформулировать дополнительные требования к подвеске: необходимо, чтобы к моменту $t \leq t_n$ ($T \leq t_n - t_0$) закончился переходный процесс, вызванный началом обгона, и чтобы боковое отклонение от возмущающей силы $F_{бок}$ было равно нулю или не превышало заданного значения, зависящего от величины коэффициента ошибок

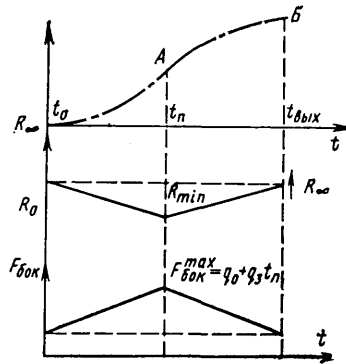


Рис. 2. График аналитического выражения для боковой возмущающей силы (t_n — точка перегиба, $t_{вых}$ — выход на другую полосу)

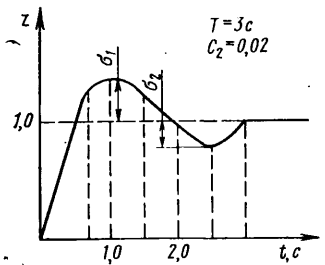


Рис. 3. Переходный процесс по перемещению поддресоренной массы

Требование точного воспроизведения (отработки) возмущающей силы является достаточно жестким и завышает среднеквадратичное значение случайной составляющей от помехи $q(t)$. Вследствие этого синтез системы с заданными коэффициентами ошибок более естественен. Так, коэффициенты ошибок можно выбрать из условия, рекомендованного в работе [6]: угловая жесткость в поперечном направлении должна быть такой, чтобы при боковой силе, равной 30—40% массы автомобиля, угол крена не превышал $6-7^\circ$. Коэффициентами ошибок можно также регулировать (задавать) инструментальную точность системы подвески.

При помощи оператора $H(p)$ (см. рис. 1) определяется необходимое преобразование детерминированного воздействия для точки автомобиля, в которой вычисляется реакция на это воздействие. Например, при анализе перемещения кузова $z(t)$ используется оператор $H(p)=1$. Подвеска должна через заданное время T с необходимой точностью воспроизводить заданное перемещение кузова $z_b(t)$. Точность воспроизведения задается коэффициентом ошибок C_0, C_1, C_2 и т. д.

Передаточная функция подвески $\Phi(p)$, минимизирующая случайную составляющую одного из измерителей [4], например перемещения кузова, должна быть оптимальной и удовлетворять требованиям по времени успокоения подвески T и заданной точности отработки возмущения $q_b(t)$. Например, при $q_3=0$ для спектральной плотности микропрофиля дороги в виде «белого шума» нужно определить $\Phi(p)$, обеспечивающую минимальное значение среднего квадрата перемещений поддресоренной массы автомобиля $z(t)$ при воспроизведении после окончания переходного процесса ($t \geq T$) детерминированного сигнала $q_b(t)$ с точностью, заданной коэффициентами ошибок C_0, C_1, C_2 . По методике, изложенной в работе [2], оптимальная импульсная переходная функция подвески $k(t) = A_0 + A_1 t + A_2 t^2, 0 \leq t \leq T$ и $k(t) = 0$ при $t \leq 0$ и $t \geq T$. Во время наезда на уступ после окончания переходного процесса координата $z(t)$ должна быть равна координате $q_b(t)$, т. е. $C_0=0$. Коэффициент ошибки $C_1=0$, так как после выезда на уклон и окончания переходного процесса должно быть обеспечено равенство $z(t) = q_b(t)$. При движении автомобиля по радиусу (поворот) допускается ошибка по z , которая задается коэффициентом C_2 . Коэффициенты A_0-A_2 определяют по заданным C_0-C_2 и T .

Интегрированием выражения для импульсной переходной функции получаем переходный процесс по $z(t)$ при наезде на уступ автомобиля с оптимальной подвеской (рис. 3).

После окончания переходного процесса ($t \geq T$) подвеска обеспечивает заданную точность отработки сигнала $q_b(t)$.

В рассматриваемом примере выбором значений T и C_2 можно получить время переходного процесса подвески, точностную характеристику отработки после его окончания, а также сформировать требуемый вид переходного процесса: величины перерегулирования σ_1 и σ_2 (рис. 3).

Если спектральная плотность неровностей дороги отличается от спектральной плотности «белого шума», то оптимальная импульсная переходная функция подвески имеет вид

$$k(t) = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + C_1' \delta(t) + D_1 \delta(t-T);$$

$$S_q(\omega) = \frac{2a N^2}{\omega^2 + a^2}.$$

Постоянные коэффициенты A_0, A_1, A_2, C_1, D_1 зависят от основного параметра a спектральной плотности коэффициентов

В том случае, если корреляционная функция неровностей микропрофиля поверхности автомобильных дорог $R_q(\tau) = N^2 e^{-a|\tau|} \cos \omega_0 \tau$, то при использовании предлагаемой методики оптимальная импульсная переходная функция подвески имеет вид

$$k(t) = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + B_1 e^{\lambda_1 t} + B_2 e^{\lambda_2 t} + C_1 \delta(t) + D_1 \delta(t-T);$$

$$0 \leq t \leq T,$$

где $\lambda_1 = -\lambda_2 = \sqrt{a^2 + \omega_0^2} = b$;

$A_0 \div D_1$ — коэффициенты, определяемые аналогично предыдущему случаю [1].

Поскольку спектральная плотность микропрофиля дороги зависит от скорости автомобиля, то для каждой скорости может быть получена соответствующая $\Phi(p)$, минимизирующая среднеквадратичное значение перемещения подрессоренной массы или другого показателя. Повышая последовательно скорость автомобиля, можно определить такую $\Phi(p)$, которая обеспечивала бы допустимое значение дисперсии одного из показателей (ускорения кузова или деформации рессоры). Подвеска с этой передаточной функцией обеспечит максимальную скорость передвижения по данной дороге.

Проведенные расчеты для грузового автомобиля средней грузоподъемности показали, что при сохранении существующих динамических качеств подвески (время переходного процесса и крен при поворотах) дисперсию случайных колебаний во время движения по неровной дороге можно снизить в

2,75 раза. Следовательно, предлагаемую методику целесообразно применять также при проектировании подвесок новых автомобилей, так как она позволяет по заданным динамическим требованиям (время и вид переходного процесса от единичных возмущений, точность удержания кузова при типовых эволюциях автомобиля и т. д.) сразу получить аналитическое выражение для структуры и параметров подвески, минимизирующей среднеквадратичное значение одной из характеристик колебаний автомобиля (перемещение или ускорение кузова, прогиб рессоры и т. д.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика системы «дорога — шина — автомобиль — водитель» / Под ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 536 с.
2. Дергунов Н. П., Силуков Ю. Д. Аналитическое конструирование системы подвески транспортных машин. — В Межвузовском сб.: Эксплуатация лесовозных автомобильных дорог в условиях Урала и Сибири. Свердловск: УПИ им. Кирова, 1979, с. 14—17.
3. Солодовников В. В. Статистическая динамика линейных систем автоматического управления. М.: Физматгиз, 1960, 124 с.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. 3-е перераб. и доп. изд. — М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
5. Яценко Н. Н., Пруткин О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 220 с.
6. Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 168 с.



Новые технические решения и повышение эффективности производства подшипников

УДК 621.822.002

В. И. ТКАЧЕНКО
ВНИИП

ВЫПОЛНЯЯ решения XXV съезда КПСС, подшипниковая промышленность в десятой пятилетке проделала значительную работу по увеличению объема производства за счет повышения производительности труда, экономии металла, электроэнергии и т. д. В десятой пятилетке производительность труда в целом по отрасли увеличилась на 27,2% при среднегодовом темпе прироста 4,95%. Потери от брака сократились на 3,5%. За 1976—1980 гг. сэкономлено 75,0 тыс. т металла. Уровень механизации погрузочно-разгрузочных работ в конце пятилетки достиг 70,4%.

Достижению высоких показателей способствовало внедрение прогрессивных технологических процессов по всем операциям изготовления деталей подшипников. В производстве заготовок деталей подшипников ставилась задача максимального приближения формы и размеров заготовок к форме и размерам готовых деталей. Предусматривалось техническое переоснащение кузнечно-штамповочного производства на базе новых видов специализированного оборудования с высокой степенью автоматизации и механизации. Эти задачи в основном выполнены, и новые, малоотходные технологические процессы привели к созданию автома-

тических и поточно-механизированных линий мод. Л-309, Л-234, ЛТ-03, Л-408 и др. Внедрение новых процессов и оборудования позволило повысить коэффициент использования металла с 0,43 до 0,49.

Вместо процесса штамповки колец диаметром 65—120 мм и массой до 3 кг на горячековочных машинах использована технология штамповки на автоматических линиях мод. Л-309 производительностью 7,5 млн. комплектных поковок в год. Эти линии по назначению аналогичны, а по технической характеристике не уступают зарубежным линиям. К 1985 г. их число возрастет в 3 раза. Индукционный нагрев и многопереходная штамповка в закрытых штампах на быстроходном прессе обеспечивают получение заготовок с высокой размерной и весовой точностью, что позволяет получать экономию металла до 500 т в год на одной линии.

Для крупносерийного производства большинство конструктивных групп подшипников с наружным диаметром 110—350 мм внедрена технология штамповки и раскатки заготовок колец массой до 12 кг на поточно-механизированных линиях мод. Л-234 и ЛТ-03.

Для производства заготовок колец железнодорожных подшипников создана автоматизированная

линия мод. Л-408 производительностью 400 тыс. поковок в год.

Дальнейший прогресс технологии горячей штамповки поковок идет по следующим направлениям: повышение производительности линии мод. Л-408 в 2 раза и введение в состав этой линии установки для горячей резки прутков;

модернизация линии мод. Л-234 с целью обеспечения штамповки поковок колец конических роликоподшипников диаметром 120—180 мм; производительность линии при этом повышается в 1,7 раза и обеспечивается экономия металла до 15%;

создание и внедрение поточно-механизированных линий по выпуску точных кольцевых поковок диаметром 600—900 мм.

Одной из главных задач одиннадцатой пятилетки в подшипниковой промышленности является расширение внедрения методов холодного деформирования, позволяющих значительно повысить коэффициент использования металла и снизить трудоемкость производства заготовок. Для ее решения сделано уже многое. Например, во ВНИПП разработана технология холодной объемной штамповки заготовок колец конических роликоподшипников диаметром до 52 мм из цементуемой стали вместо существующего процесса вытачивания их из труб и прутков. Новая технология обеспечивает повышение коэффициента использования металла в 2 раза, а внедрение линии позволит получить экономию металла до 900 т в год.

Значительным вкладом в решение проблемы экономии металла является разработка ВНИППом новой технологии штамповки цилиндрических роликов диаметром 32 мм для железнодорожных подшипников. Новая технология обеспечивает повышение коэффициента использования металла с 0,68 до 0,78 и экономию около 650 т металла в год.

В области листовой штамповки деталей подшипников разработана технология штамповки в ленте змейковых полусепараторов на прессах-автоматах с нижним приводом. Производительность этих прессов в 3—4 раза выше производительности ранее применявшихся. В одиннадцатой пятилетке новый технологический процесс будет внедрен на большинстве подшипниковых заводов.

В конце десятой пятилетки на ГПЗ-4 внедрен процесс холодной раскатки заготовок колец диаметром до 200 мм из штучных трубных заготовок. Новая технология позволит повысить коэффициент использования металла до 0,55—0,58.

В одиннадцатой пятилетке запланировано широкое внедрение холодной раскатки колец. Силами собственного станкостроения будет создано специальное автоматическое оборудование, и к 1985 г. около 30% труб, идущих на изготовление колец шарикоподшипников диаметром 30—200 мм, будет обработано с применением холодной раскатки.

Совершенствуются и будут совершенствоваться и методы токарной обработки. Эта работа направлена на повышение производительности токарных операций, снижение расхода металла, повышение точности изготовления деталей подшипников, что создает предпосылки для повышения производительности и качества обработки на последующих шлифовальных операциях.

В массовом и крупносерийном производстве колец подшипников диаметром до 100 мм эти задачи решались путем разработки и внедрения технологических процессов, основанных на концентриро-

ванных методах обработки на многошпиндельных прутковотрубных автоматах повышенной точности. В частности, внедренные технологические процессы обработки по два кольца за цикл на восьмишпиндельных автоматах мод. 1Б265-8К и 1Б290-8К обеспечили повышение съема металла на 40—60% (на каждом станке), повышение точности взаимного расположения поверхностей (разностенность, симметричность) в 1,5—2 раза, позволили исключить операции предварительного шлифования противобазового торца, выточки канавок под шайбу и сэкономить 6% металла за счет использования отрезных резцов с уменьшенной шириной режущей кромки, исключить припуск на предварительное шлифование торца.

Совершенствование технологии токарной обработки деталей подшипников связано с качеством заготовок (труб, поковок), качеством изготовления станков, режущими свойствами инструмента, смазочно-охлаждающей жидкости и, наконец, уровнем выполнения последующих операций. Например, внедрение процессов, обеспечивающих повышение точности взаимного расположения торцов и дорожки качения, сдерживается на некоторых заводах из-за несовершенства процесса одновременного шлифования торцов после термообработки или отсутствия станков для выполнения этой операции. При раздельном же шлифовании теряются достигнутая на токарных операциях точность и, следовательно, смысл внедрения новых процессов токарной обработки, обеспечивающий симметричность расположения торцов относительно дорожки качения.

Большая работа предстоит по выявлению резервов повышения производительности за счет улучшения режущих свойств инструмента, обработанного на установках типа «Пуск», «Булат», или упрочнением на лазерных установках.

Определенные задачи стоят и по усовершенствованию термической обработки деталей подшипников. Известно, что термическая обработка колец и тел качения должна обеспечить структуру и твердость, необходимые для высокой контактной выносливости стали и ее способности сопротивляться динамическим нагрузкам. Кроме того, подшипники должны обладать высокой размерной стабильностью при хранении на складах и в эксплуатации в условиях низких, комнатных и высоких температур. Эти качества подшипники получают при их нагреве под закалку в защитной атмосфере. В этом случае приблизительно в 2 раза уменьшается глубина обеднения и обезуглероживания; снижаются поверхностные остаточные напряжения (меньше брак по поверхностным закалочным трещинам); отсутствует окалина (не нужны очистные операции); при одновременном использовании нагрева в защитной атмосфере и быстроохлаждающих закалочных масел исчезает и брак по трооститным пятнам.

Совершенствование методов изготовления поковок и увеличение их точности делают экономичным применение защитных атмосфер на операции отжига. При этом назначением атмосферы является не только предотвращение обезуглероживания при самом отжиге, но восстановление содержания углерода в слое, обезуглероженном при нагреве под ковку, штамповку и раскатку. Развитие прогрессивных конструкций вакуумных термических печей сделало возможным широкое применение вакуумной закалки. Опыт работы таких печей показал их высокую надежность и простоту обслуживания.

Нагрев в вакууме полностью исключает окисление и обезуглероживание поверхности. На подшипниковых заводах он применяется в первую очередь для термообработки деталей подшипников из нержавеющей сталей и заменяет нагрев в соляных ваннах. Детали из стали ЭИ-347 в вакуумных печах не обрабатываются, так как эта сталь требует кратковременных нагревов под закалку из-за склонности к росту зерна. Модифицирование стали для теплостойких подшипников позволит применить вакуумные печи и для их термообработки. Большую перспективу имеет применение вакуумной закалки колец прецизионных подшипников из стали ШХ15. После вакуумной закалки остаточные напряжения практически отсутствуют (из-за полного отсутствия обезуглероженного слоя на поверхности деталей), благодаря чему деформация колец при шлифовании уменьшается и может быть уменьшено число циклов шлифования.

К преимуществам индукционного нагрева можно отнести большую производительность и малые затраты электроэнергии. Индукционный нагрев ТВЧ применяется как для быстрого подогрева деталей до температуры закалки с последующей передачей их в печь, так и для нагрева под закалку (применяется на ГПЗ-1 и ГПЗ-8). Использование стали с регламентированной прокаливаемостью в сочетании со сквозным индукционным нагревом и интенсивным охлаждением поверхности позволило получить кольца железнодорожных подшипников с поверхностной закалкой и непрокаленной сердцевиной, а также поверхностными напряжениями сжатия.

В настоящее время проводятся исследования по использованию лазерного излучения для выполнения операций термической обработки (закалки, отпуска, поверхностного легирования). Решение этой проблемы позволит, например, осуществлять поверхностное упрочнение деталей с минимальным общим нагревом.

Действие лазера при термической обработке сталей и сплавов сводится к закалке (с очень большими скоростями нагрева и охлаждения) поверхностного слоя металла, что в сочетании с отпуском разных вариантов или без него позволяет получать различную степень упрочнения поверхности изделия.

Лазерную термическую обработку можно использовать как окончательную операцию перед сборкой или выпуском готовой продукции.

Проведенными исследованиями установлено, что в результате лазерного облучения на установке «Квант 16» микротвердость поверхностного слоя отожженной стали ШХ15 повышается с *HRC* 25 до *HRC* 68.

Перспективно применение лазерной термической обработки поверхностей деталей подшипников (колец и роликов), подвергающихся интенсивному износу, металлорежущего и штампового инструмента с целью повышения срока службы в эксплуатации, для упрочнения малолегированных сталей с целью замены ими высоколегированных сталей и сплавов, поверхностного легирования изделий и т. д.

Важным направлением совершенствования технологии является внедрение процессов порошковой металлургии. Основные задачи, которые необходимо решить, — это получение металлических порошков из отходов подшипникового производства и изготовление деталей методом порошковой метал-

лургии с высокой плотностью, обеспечивающей требуемую контактную выносливость. Кроме того, экономически целесообразно такие вспомогательные детали подшипников, как плавающие борты, гайки, дистанционные кольца, изготавливать методом порошковой металлургии с использованием уже разработанных процессов, основанных на холодном прессовании и спекании. В настоящее время на филиале ГПЗ-2 создается опытно-промышленный участок по переработке стружки и опилового шлама в порошок.

Необходимость повышения производительности и качества обрабатываемых деталей подшипников с одновременным снижением трудоемкости производственного процесса привела к созданию и внедрению на заводах отрасли коротких автоматических линий. Эти линии рассчитаны на осуществление процессов, состоящих из двух-трех операций, выполняемых на основном оборудовании и связанных замкнутой транспортной системой накопления и межоперационной передачи заготовок между станками. Наиболее эффективны линии из высокопроизводительных станков — таких, как двусторонние торцешлифовальные, бесцентровошлифовальные с широким кругом и шлифовально-доводочные, созданных на базе современных технических решений. При этом используется простейшая транспортная система с минимальным числом межоперационных накопителей и бункеров загрузки.

Зависимость выходных параметров точности, полученных на доводочных операциях, от параметров точности предшествующих операций вызывает необходимость сочетания в составе короткой линии финишных шлифовальных станков с доводочными. В связи с этим широко внедряются короткие автоматические линии, скомпонованные для выполнения шлифования дорожки качения — доводки (суперфиниширования) наружных колец подшипников; шлифования дорожки качения — шлифования отверстия — доводки дорожки качения внутренних колец подшипников. Например, 49 таких линий работают в одном из цехов ГПЗ-23 и имеют самый короткий в отрасли цикл обработки колец подшипников. Аналогичные линии для изготовления роликовых подшипников созданы и работают на ГПЗ-15, ГПЗ-9, ГПЗ-28 и т. д. и являются основой технического перевооружения шлифовальных цехов.

Повышение скорости шлифования — один из прямых факторов повышения режимов шлифования, а следовательно, и производительности процесса. Росту производительности труда и качеству выпускаемой продукции способствует также врезное шлифование, одновременное шлифование торцов колец и роликов, совмещенное шлифование нескольких поверхностей, непрерывное шлифование и др. Поэтому коренное переоснащение шлифовально-доводочного парка оборудования есть задача не только коллективов подшипникового заводов, но и станкостроителей, поставляющих на эти заводы различное оборудование.

Для обеспечения качественных показателей процесса шлифования и повышения производительности на шлифовально-доводочных операциях важную роль играет применение эффективных смазочно-охлаждающих жидкостей. В настоящее время на подшипниковых заводах используется около десяти различных составов СОЖ, причем не

всегда эффективных. В одиннадцатой пятилетке ВНИИПКнефтехим должен создать новый состав СОЖ для шлифовально-доводочных операций, имеющий не только технологические свойства на уровне лучших зарубежных аналогов, но и такие компоненты, которые могут быть получены из не дефицитного сырья. Одновременно с разработкой новых составов СОЖ должны быть решены вопросы, связанные с очисткой и разложением отработанных СОЖ.

В области доводочных операций работы будут проводиться в направлении расширения внедрения процессов суперфиниширования вместо обработки шкуркой, а также внедрения скоростного суперфиниширования, обеспечивающего не только повышение производительности, но и создание поверхностных слоев, способствующих увеличению долговечности подшипников. В связи с этим намечено резкое увеличение объемов потребления высокоскоростных шлифовальных кругов, мелкозернистых шлифовальных кругов для суперфиниширования кругов специального профиля, инструмента из синтетических сверхтвердых материалов на основе кубического нитрида бора и алмазов, алмазных правящих роликов, применение которых особенно эффективно на операциях скоростного врезного шлифования при совмещенной обработке нескольких поверхностей.

В последнее время в производстве подшипников большое внимание уделяется автоматизации и механизации сборочных операций. Для этого были созданы определенные предпосылки. Например, были разработаны и внедрены процессы производства шариков по заданным размерным группам, что позволило применять автоматическую или автоматизированную сборку подшипников, основанную на измерении разности диаметров дорожек качения колец шарикоподшипников и вызове по этой информации шарика требуемой размерной группы. Внедрение нового оборудования и технологических процессов шлифования позволило поднять общий технический уровень производства всех конструктивных групп подшипников, что также способствовало автоматизации и механизации сборки радиально-сферических роликоподшипников, двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников на основе блочного метода комплектования.

В настоящее время создана и эксплуатируется на ГПЗ-23 автоматизированная линия сборки шарикоподшипников типа 306, обеспечивающая повышение производительности и значительное повышение качества за счет технологического обеспечения точности сборки, 100%-ного контроля уровня вибрации и других технологических решений.

Для сборки радиально-сферических роликоподшипников созданы механизированные участки с

автоматизацией сборки блока: внутреннее кольцо, ролики и сепараторы. Для сборки двухрядных радиально-упорных подшипников на ГПЗ-23 создан участок комплектования и сборки, позволивший повысить точность комплектования по углу контакта и осевому зазору.

Наибольший эффект в работе по повышению качества подшипников и снижению трудоемкости достигается при комплексном совершенствовании технологии по всему циклу от заготовительных операций до сборки включительно, так как в этом случае удается создать необходимые технологические предпосылки применения самой прогрессивной технологии, оборудования и организации труда на всех операциях. Такая работа внедрена на ГПЗ-23 при производстве радиальных однорядных шарикоподшипников, являющихся наиболее массовой номенклатурой подшипниковой промышленности. Технология предусматривает самые прогрессивные решения по всем операциям: концентрированную токарную обработку на многошпиндельных автоматах, термическую обработку с минимальным короблением за счет закалки в горячем масле, скоростное шлифование рабочих и посадочных поверхностей, доводку рабочих поверхностей, обеспечивающую минимальную погрешность геометрической формы деталей, технологическое обеспечение точности сборки, качественную промывку, консервацию и упаковку. В результате общую трудоемкость производства подшипников удалось снизить в 2,5 раза и одновременно повысить их качество до уровня лучших зарубежных аналогов. Достижение такого же качества при существующей технологии потребовало бы увеличения трудоемкости в 3—4 раза.

Аналогичная работа проводится и на ГПЗ-1, где сейчас налажено опытное производство шарикоподшипников на базе прогрессивных технологических процессов, включающих изготовление профилированной заготовки штамповок из прутка и раскатку с дальнейшей обработкой высокопроизводительными методами силового скоростного шлифования, что позволяет проводить обработку с большими съемами и затратой меньшего времени. В опытном производстве решены вопросы полной автоматизации сборочных операций, создано высокопроизводительное оборудование повышенной точности, а также комплектующие изделия и материалы (круги для силового шлифования, работающие со скоростью 80 м/с; алмазные ролики; высокоэффективная СОЖ и т. д.).

Новые технические решения, разработанные в одиннадцатой пятилетке, и широкое их внедрение в годы новой пятилетки позволят повысить эффективность производства подшипников и решить задачи, поставленные перед отраслью XXVI съездом КПСС.

Вниманию читателей!

В издательстве «Русский язык» готовится к выпуску в 1982 г. 2-е переработанное и дополненное издание Немецко-русского автотракторного словаря (авторы: Дормидонтов Е. А., Малаховский Я. Э.).

Словарь предназначен для широкого круга специалистов в области автотракторной техники, а также для студентов, аспирантов и преподавателей автомобильных вузов и факультетов, переводчиков научно-технической литературы.

Вибропоглощающие свойства битумного виброшумопоглощающего материала

Канд. физ.-мат. наук В. А. БЫКОВ, А. В. САМСОНОВ
НИИАТМ, Саратовский политехнический институт

Одним из актуальных вопросов автомобилестроения является разработка и выбор новых вибропоглощающих материалов с улучшенными акустическими свойствами. В отечественном автомобилестроении для гашения вибрации панелей кузова широко применяются битумные вибропоглощающие материалы, содержащие кроме битума (ТУ 38 105924—75) и асбеста марки К6-5 (ГОСТ 12871—67) в качестве минерального наполнителя сравнительно дорогой баритовый концентрат марки КБ-3 (ГОСТ 4682—74). Вибропоглощающая способность этого материала сравнительно невелика (на частоте колебаний, равной 150 Гц, составляет 5—6 дБ/с).

С целью уменьшения себестоимости вибропоглощающих покрытий и повышения их вибропоглощающей способности проведены исследования битумного материала с более дешевыми минеральными наполнителями (мел, известь, доломит, отходы керамзитового производства).

Наилучшие результаты получены при использовании отходов доломита, просеянных на сите с ячейками 0,1 мм² и обладающих влажностью не более 2%. Изготовление смесей проводилось на лабораторном смесителе с последующим вальцеванием и охлаждением. Скорость затухания определялась на частоте 150 Гц при температуре 293±2К методом Гейгера¹.

Эксперимент проводился по симплекс-решетчатому плану Шеффе, который обычно применяется в задачах, связанных с диаграммами «состав—свойство». В данном случае диаграмма (см. рисунок) представляет собой равносторонний треугольник Гиббса (двумерный симплекс), каждая точка которого отвечает определенному составу смеси, причем $\sum_{i=1}^3 x_i = 1$,

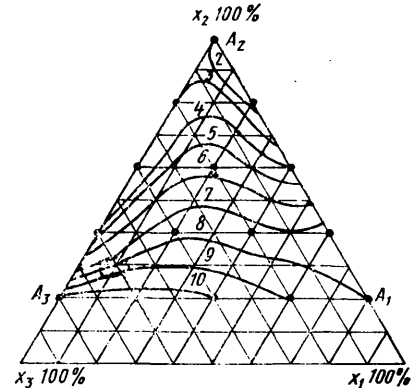
где x_i — обозначение концентрации компонента (x_1, x_2, x_3 — концентрации соответственно асбеста, битума, доломита).

Использовался не весь концентрационный треугольник, а только область рецептур, поддающихся смешиванию при температуре 418±5К (рабочая температура), т. е. участок диаграммы с вершинами $A_1(80, 20, 0)$; $A_2(0, 100, 0)$; $A_3(20, 20, 60)$. Рассматриваемая область преобразовывалась в правильный двумерный симплекс в системе координат псевдокомпонентов $z_1; z_2; z_3$. В этой системе проводилось планирование экспе-

римента. При выполнении опытов исходные данные получались путем обратного преобразования псевдокомпонентов в натуральные по формуле

$$x_i^n = x_i^1 + z_2^n (x_i^2 - x_i^1) + z_3^n (x_i^3 - x_i^1),$$

где $i=1, 2, 3$; n — номер произвольной точки плана.



По полученным уравнениям регрессии (был выбран полином четвертого порядка) построены линии равного значения скорости затухания (см. рисунок). Здесь же выделена область рецептур, удовлетворяющих требованиям на битумные виброшумные изделия и обладающих вибропоглощающей способностью 7—9 дБ/с. Цифра у кривых показывает скорость затухания колебаний в дБ/с.

Статистическая обработка полученных результатов заключалась в проверке однородности дисперсии, адекватности модели и нахождении доверительных интервалов для ошибки предсказываемого значения отклика.

Анализ и сравнение результатов исследований показывают, что всем требованиям ТУ 38 105924—75 отвечает битумный виброшумопоглощающий материал следующего состава (в %): битум — 27±5; асбест — 10±5; доломит — 63±5.

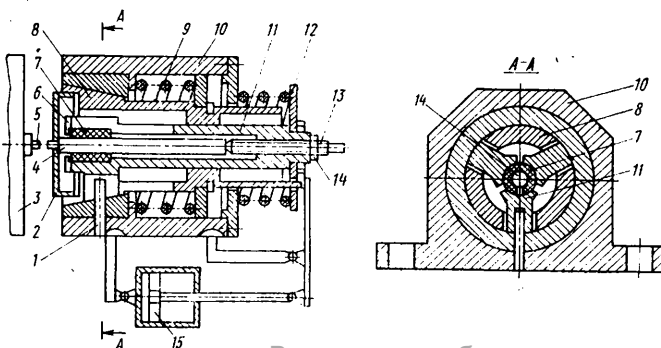
УДК 621.791.14:629.113.012.813.002.2

Сварка трением деталей гидроамортизаторов

Канд. техн. наук В. П. ВОИНОВ, Б. А. ТЯГЕЛЬСКИЙ

Челябинский конструкторско-технологический институт автоматизации и механизации автомобилестроения

ЧЕЛЯБИНСКИЙ конструкторско-технологический институт автоматизации и механизации автомобилестроения изготовил полуавтоматы модели ПСТМ-1,5 (см. рисунок) для сварки трением узла амортизатора — шток с проушиной в



сборе. Узел изготавливается составным из двух штампованных заготовок. Отличительная особенность изготовления этого узла состоит в том, что шток на сварку поступает окончательно обработанным, с закаленной ТВЧ, хромированной и полированной до высокого класса чистоты поверхностью, а после сварки узел без дополнительной механической обработки поступает на сборку.

Последовательность изготовления узла такова. Шток с надетой на его выступ крышкой устанавливают в невращающееся зажимное устройство, при этом каждая деталь фиксируется отдельной неподвижной цапгой, но в строго ориентированном положении относительно общей оси. Кольцо проушины также фиксируется строго ориентированно относи-

Зажимное устройство машины для сварки трением:

1 — штифт; 2 — кольцо; 3 — передняя бабка машины сварки трением; 4 — шток амортизатора; 5 — крышка составной проушины узла штока; 6 — лепестки; 7 — втулка; 8 — наружная цапга; 9 — прижимы; 10 — корпус; 11 — внутренняя цапга; 12 — упорное кольцо; 13 — упор; 14 — цилиндр зажима

тельно общей оси узла, но не в цапге, а во вращающемся двухкулачковом патроне, закрепленном на шпинделе.

После загрузки всех трех заготовок в зажимы машины сварочный цикл, а также высвобождение готового узла из зажимов выполняются автоматически. Высвобождение происходит за счет использования хода траверсы и массы изделия следующим образом. После окончания стадии «проковка» воздухораспределитель переключает давление в цилиндре невращающегося зажима, а цапги траверсы начинают двигаться влево, высвобождая крышку и шток сваренного узла, а траверса начинает движение на отход, т. е. вправо. Поскольку сваренный узел кольцом проушины закреплен в патроне, он, оставаясь неподвижным, полностью выводится из зажима траверсы. Затем открывается зажим проушины, кулачки выходят из кольца, и готовый узел под действием собственного веса освобождается из второго зажима, переминаясь на плоскость станины, склиз-приемник и далее в тару либо на конвейер. Контроль каждой операции при загрузке деталей в зажимы и цикла сварки — по давлению и

времени при нагреве и проковке, а также величины осадки деталей обеспечиваются с помощью логической контрольной системы машины. Система, кроме того, позволяет исключить перебор в работе машины, а также ее повреждения в случае неправильной загрузки заготовок.

Как показывает опыт, преимущество сварки трением перед широко распространенным в отрасли способом получения неразъемного соединения узла штока с проушиной методом точечной рельефной сварки состоит в том, что окончательно обработанный шток в этом случае разогревается в небольшой по площади зоне. Это, в свою очередь, исключает окисление хрома и увеличение диаметра разогретой части штока на участке, заключенном между электродами сварочной машины в момент проковки.

Прочность сварного соединения оказывается такой, что кольцо по основному металлу разрывается раньше, чем по месту сварки.

Производительность полуавтомата ПСТМ-1,5 составляет 150—160 дет./ч.

УДК 621.744.44:621.43—714.002.2

Изготовление форм отливок радиаторов методом высокоскоростного прессования

Канд. техн. наук А. З. ИСАГУЛОВ, В. А. ЛЕВИНСОН, д-р техн. наук И. В. МАТВЕЕНКО, канд. техн. наук Ю. А. ЕВСТИФЕЕВ

Карагандинский политехнический институт

ДЕТАЛИ типа радиаторов М-90 обычно изготавливают в песчано-глинистых смесях прессованием, что влечет большой пригар поверхности отливок.

Чтобы получить чистую, тонкорельефную поверхность и хорошую структуру, отливки решили изготавливать в песчано-глинистых формах высокоскоростным прессованием (ВСП-процесс) [1], при котором уплотнение производится обычной прессовой колодкой, но движущейся в момент контакта со смесью со скоростью 6—8 м/с (колодка фактически ударяет по свободной поверхности смеси, и относительно равномерное уплотнение смеси по всей высоте формы происходит за один удар).

Исследования проводились на формовочных смесях трех составов. В состав № 1 входили отработанная смесь (98%), кварцевый песок 1К02 (1,38%), бентонит (0,45%), камешноугольная пыль (0,15%) и крахмалит (0,02%). Прочность этой смеси на сжатие во влажном состоянии — $17,5 \cdot 10^4$ Па, влажность — 4%, газопроницаемость — 110 ед. В состав № 2 входили отработанная смесь (29%), кварцевый песок 1К02 (67,7%) и огнеупорная глина (3,3%). Ее прочность на сжатие во влажном состоянии $5 \cdot 10^4$ Па, влажность — 4%, газопроницаемость — 100 ед.

Смесь состава № 3 (жидкостекольная) состояла из кварцевого песка 1К016 (75%), маршалита (10,5%), огнеупорной глины (6%), жидкого стекла (7%), NaOH (0,5%), крепителя СКТ-11 (0,5%), воды (0,5%). Прочность сырого образца на сжатие $\sigma_{сж} = 4,1 \cdot 10^4$ Па, на растяжение $\sigma_{н} = 196 \cdot 10^4$ Па, влажность — 4,5%, газопроницаемость — 70 ед. Применяется производственная подмоделная плита радиатора, снабженная отверстиями диаметром 0,012 и 0,016 м для выхода внутривоздуха, и опоки размерами $0,756 \times 0,676 \times 0,15$ м. Масса смеси 120 кг со средней начальной плотностью $\delta_0 = 0,00098$ кг/м³; отношение массы подвижных частей к массе смеси было равно 3.

Напряжения, которые возникали в смеси при уплотнении ВСП-процессом в карманах формы, на стенках опоки, по контуру формы и на моделях, фиксировались датчиками, работающими в комплексе с тензоусилителем УТ4-1 и осциллографом К-115. Для фиксирования колебаний модельно-опочной оснастки и фундамента при уплотнении смеси применялась виброизмерительная аппаратура ВИБ-5МА, работающая в комплексе с датчиком вибрации ДВ-1. Шероховатость поверхности отливок измерялась на универсальном петрометре типа S4Bdz-4 с петрографом типа DWR-LP (фирма Пертен, ФРГ).

Чтобы определить оптимальные технологические параметры ВСП-процесса, на приборе трехосного сжатия провели реологические исследования смесей [2]. При этом интенсивность касательных напряжений τ , интенсивность скоростей дефор-

мации $\dot{\gamma}$ и среднее нормальное напряжение $\sigma_{ср}$ в смесях определяли расчетным путем, а входящие в формулы для их расчета значения компонентов напряжений в направлении главных осей ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$), линейные деформации ($\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$) смеси, а также скорости деформации ($\dot{\epsilon}_1, \dot{\epsilon}_2, \dot{\epsilon}_3$) получали из осциллограмм.

Зависимость, отражающая связь между интенсивностью касательных напряжений τ и интенсивностью скоростей деформации $\dot{\gamma}$, показана на рис. 1. Из графика видно, что с ростом скоростей деформаций интенсивность касательных напряжений снижается. Это объясняется тем, что при увеличении скорости деформации сдвига (скорости нагружения) в смеси происходят структурные тиксотропные изменения, приводящие к снижению ее динамической вязкости. С увеличением $\sigma_{ср}$ сопротивление смеси формоизменению существенно повышается (при любой скорости деформации), и жидкостекольная смесь (штриховые линии) уплотняется труднее, чем песчано-глинистая (сплошные линии). При одних и тех же $\sigma_{ср}$ интенсивность касательных напряжений у смеси № 3 выше, чем у смеси № 2.

Таким образом, для того чтобы формовочная смесь уплотнялась лучше, скорость ее деформации следует выбирать большей. Это подтверждается и рис. 2, где показаны схема нагружения (а), характер влияния скорости нагружения v_n и массы ударного узла $M_{уд}$ на плотность формы при постоянной для смесей № 1 (штриховые линии) и № 2 (сплошные линии) энергии удара $E_0 = 60$ Дж/кг (рис. 2, б). Из рисунка видно, что при достаточно большой массе ударного узла ($M_{уд} = 22 \div 24$ кг), но малой скорости нагружения смесь в различных точках формы уплотняется неодинаково (нравномерность

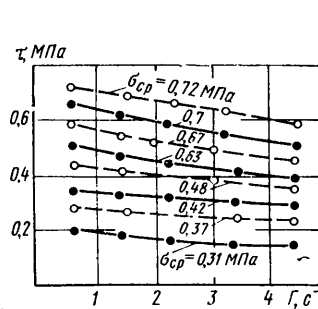


Рис. 1. Зависимость интенсивности касательных напряжений от интенсивности скоростей деформации для различных смесей

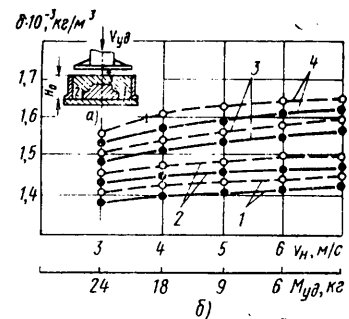


Рис. 2. Влияние скорости нагружения и массы прессовой колодки на плотность формы

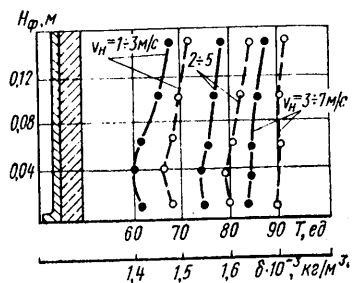


Рис. 3. Распределение показателей формы по высоте опоки

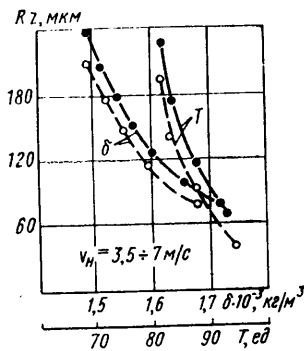


Рис. 4. Зависимость шероховатости формы от ее плотности и твердости

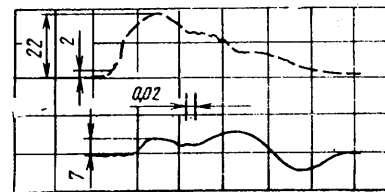


Рис. 5. Осциллограмма вибраций фундамента (1 мм осциллограммы = 0,031 мм перемещений)

уплотнения): в карманах формы (точки 1 и 2) отношение высоты модели h к зазору b между стенкой опоки и моделью равно соответственно 1 и 2; верхние слои (точки 3 и 4 на рис. 2,а) уплотняются значительно лучше, чем нижние, плотность которых очень низка, особенно в узких зазорах модельной оснастки. С увеличением скорости, но с постоянной для каждой скорости энергией удара, плотность в исследуемых точках возрастает до технологически необходимой и выравнивается по всему объему формы. При скорости нагружения 7 м/с увеличение энергии удара за счет изменения массы ударного узла повышает плотность смеси в форме и не ведет к переуплотнению верхних слоев. Однако значительное увеличение массы ударного узла при больших скоростях нагружения связано с усложнением конструктивных параметров ударной установки и неоправданными энергозатратами. Что касается частоты колебаний оснастки, то, как показали исследования, процесс уплотнения идет лучше всего тогда, когда эта частота близка к частоте собственных колебаний смеси.

На рис. 3 показано изменение качественных показателей формы по высоте опоки H_ϕ в зависимости от скорости нагружения v_n при постоянной энергии удара, равной 60 Дж/кг. Из графика видно, что с увеличением скорости равномерность уплотнения по высоте возрастает (смесь № 2). Так, при скорости нагружения 3 м/с плотность δ (штриховые линии) и твердость T (сплошные линии) формы по ладу значительно ниже, чем по контрладу, т. е. характер их распределения близок к распределению при статическом прессовании, а при $v_n = 7$ м/с плотность и твердость по высоте формы практически одинаковы. (Некоторое снижение показателей формы в ее середине объясняется частичным гашением сжимающих волн, отраженных от контрлада). Измерения плотности и твердости, проведенные в различных точках формы при скорости нагружения 7 м/с, дали следующие усредненные результаты: плотность смеси по ладу формы 0,00166 кг/м³, твердость 90 ед; по контрладу формы $\delta = 0,00168$ кг/м³, $T = 91-92$ ед. Кромки формы получились четкими и ровными.

Анализируя эти зависимости, можно отметить, что при $v_n = 3$ м/с наблюдается значительная неравномерность уплотнения смеси, особенно на высоте, равной $\sim 1/3$ от лада формы. Наличие значительного разуплотнения объясняется тем, что влияние реакции лада на этом расстоянии прекращается, а перемещение частиц смеси (деформация) заканчивается ранее, вызывая так называемое «заклинивание» смеси. Увеличение ударного воздействия приводит к повышению скорости перемещения частиц, при этом значение «пиковой» деформации возрастает. Частицы смеси начинают проскакивать зону напряженного контакта, плотность смеси по высоте формы выравнивается.

В процессе экспериментальных исследований было установлено, что для получения оптимальной плотности ($\delta = 0,00167 \div 0,00168$ кг/м³) форм радиаторов необходима скорость нагружения, равная 6,5—7 м/с. При $v_n > 7$ м/с появляются трещины и расслоения, что объясняется большими амплитудами колебаний и связанными с ними значительными знакопеременными напряжениями, приводящими к разрыву сплошности среды. Уплотнять формы до больших плотностей не рекомендуется из-за резкого ухудшения их газопроводности (оп-

тимальная газопроводность формы для песчано-глинистых смесей 3000—3200 см³/г·мин).

Установлено также, что плотность формы с отводом внутрипорового воздуха из смеси на 0,00003—0,00004 кг/м³ больше, чем без вент в модельной оснастке, и что внутрипоровый воздух не следует удалять беспорядочно, т. е. количество вент и отверстий в оснастке должно быть ограничено, а их расположение упорядочено (венты должны располагаться на модельной плите, вокруг модели, в узких карманах между стенками моделей и опоки и в узких карманах модели). Последнее диктуется необходимостью направлять фильтрационный воздушный поток сверху вниз и, по возможности, вблизи стенок моделей, т. е. так, чтобы внутрипоровый воздух при своем движении создавал в смеси и по поверхности модели своеобразную смазку («воздушную подушку»), снижающую трение.

В ходе экспериментов оценивалась и шероховатость поверхности отливок радиатора. Как видно из рис. 4, с увеличением плотности δ и твердости формы T шероховатость Rz поверхности отливок снижается по степенному закону: при $\delta = 0,0016$ кг/м³ шероховатость отливок, полученных в песчано-глинистой смеси (сплошная линия), равна Rz 120, а из жидкостекольной смеси (штриховая линия) — Rz 100. Экспериментально была получена также зависимость шероховатости поверхности жидкостекольной формы (смесь № 3) от шероховатости поверхности отливки: $Rz_\phi = Rz_{отл} + (20 \div 25)$ мкм.

При исследовании влияния удара на колебания фундамента (рис. 5) песчано-глинистая смесь (смесь № 2) уплотнялась встряхиванием со скоростью 1,12 м/с (штриховая линия) и высокоскоростным прессованием (сплошная линия) со скоростью нагружения 6,1 м/с. Из рисунка видно, что амплитуда вибрации в первом случае равна 0,62, во втором 0,23 мм. Такое различие объясняется тем, что при высокоскоростном прессовании вся ударная нагрузка, т. е. вся энергия, воспринимается формовочной смесью, а при встряхивании часть энергии удара воспринимается текстолитовой прокладкой.

Ударная нагрузка при уплотнении смеси влияет и на модельно-опочную оснастку (эксперимент проводили при условии, что энергия, приходящаяся на 1 кг смеси, равна 60 Дж/кг): напряжение в смеси над моделью составило $48-50 \times 10^4$ Па, а по контрладу формы $62-68 \cdot 10^4$ Па. В силу низких удельных давлений прессования при ударном прессовании ($60-70 \cdot 10^4$ Па) и высоких скоростях деформаций ($3,5-4$ с⁻¹) боковое давление на стенки опоки было менее $35-38 \cdot 10^4$ Па. Следовательно, при высокоскоростном прессовании оснастка изнашивается значительно меньше, чем при статическом прессовании и встряхивании. Уровень шума в этом случае ниже (около 70 дБ), чем при встряхивании.

ВСП-процесс прошел широкое испытание как в лабораторных, так и в производственных условиях. Его внедрение повышает чистоту поверхности отливок радиаторов и производительность труда, улучшает санитарно-гигиенические условия в литейно-радиаторном цехе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Матвеев И. В., Исагулов А. З. Скоростное прессование форм тонкостенных отливок. — Литейное производство, 1979, № 6, с. 16—17.
2. Матвеев И. В., Исагулов А. З., Юсуфович А. Б. Реологические исследования формовочных смесей. — Автомобильная промышленность, 1980, № 10, с. 28—30.

Моечно-сушильный агрегат для труб

А. А. ЛОСЕВ, Ф. Е. ПУЗОВ, С. А. ШКЛЯРОВ, П. И. ШАРГОРОДСКИЙ

Горьковский автозавод

На ГОРЬКОВСКОМ автозаводе разработан моечно-сушильный агрегат, предназначенный для расконсервации труб диаметром 19—75 мм и длиной 3—9 м методом промывки наружной и внутренней их поверхности и последующей сушки.

Агрегат может быть применен в любой области промышленности, где необходима промывка и сушка длинномерных цилиндрических деталей.

На рисунке показана схема моечно-сушильного агрегата. В рабочей ванне друг над другом расположены зоны мойки окунанием, струйной промывки и сушки. Ложементы 16 ванны наклонены к ее центру. Крышка 7 связана с ванной механическим приводом (на схеме не показан). Кроме этого в моечно-сушильном агрегате имеются управляемый вентиль 2, бак-отстойник 1, воздухопровод 3, вентилятор 4, калорифер 5 для подогрева воздуха, насосная установка 25, теплообменник 23 для подогрева моющего раствора, распределительный кран 24, трубопровод 19 подачи раствора в зону струйной промывки, форсунки 11, подъемно-опускные траверсы 17, выполненные с уклонами в противоположные стороны по отношению к ложементам 16 и соединенные гибкими тягами 15 через блоки 12 с приводом 13 вертикального перемещения. Насосная установка 21 предназначена для перекачивания раствора из рабочей ванны 6 в бак-отстойник 1 по трубопроводу 18 через клапаны 22. Грузоподъемные стропы 10 соединены с грузоподъемной траверсой 9, находящейся в гнезде 8. На рисунке показан пакет обрабатываемых труб 14, уложенный на направляющие 16 ванны 6.

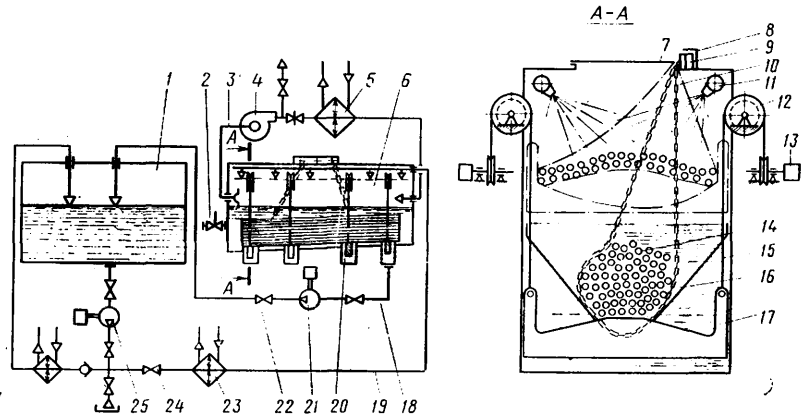
В моечно-сушильном агрегате предусмотрена также электрическая система автоматического управления его работой (на схеме не показана).

Ложементы 16 и подъемно-опускные траверсы 17 имеют кроме поперечных уклонов уклон в продольном направлении, обеспечивающий стекание раствора самотеком по наружной и внутренней поверхностям обрабатываемых труб.

Моечно-сушильный агрегат работает следующим образом. Пакет труб 14, уложенный в стропы 10, соединенных с грузоподъемной траверсой 9, зацепляют грузоподъемным механизмом, опускают через открытую крышку 7 на ложементы 16 рабочей ванны 6. При этом стропы 10 не снимают с пакета труб, а соединенную с ними траверсу 9 укладывают в гнездо 8 рабочей ванны 6. Затем включают автоматический режим работы агрегата. Механический привод закрывает крышку 7 ванны. После этого одновременно включаются подача моющего раствора из бака-отстойника 1 через управляемый вентиль 2 в зону промывки окунанием; насосная установка 25, подающая моющий раствор из бака-отстойника 1 через распределительный кран 24, нагреватель 23, трубопровод 21 и форсунки 11 в зоне струйной промывки; привод 13 перемещения подъемно-опускных траверс 20 через гибкие тяги 15 и блоки 12. Происходит цикл промывки труб, во время которого зона промывки окунанием рабочей ванны 6 заполняется моющим раствором до уровня полного погружения пакета труб, и управляемый вентиль 2 закрывается. Пакет непрерывно моется раствором, поступающим через форсунки 11. Траверсы 17 с пакетом совершают возвратно-поступательное движение в вертикальном направлении, что способствует перекачиванию и ворошению труб в процессе промывки. При этом внутренняя поверхность труб интенсивно промывается раствором, заполняющим трубы в зоне промывки окунанием, а наружная

поверхность дополнительно очищается трением труб при их перекачивании.

Цикл промывки, длительность которого задается автоматически, заканчивается при крайнем верхнем положении траверс 17, показанном на рисунке штриховыми линиями. В этот момент насосная установка 25 струйного облива выключается, а насосная установка 21, перекачивающая моющий раствор из ванны 6 в бак-отстойник 1, включается и работает до пол-



ного удаления моющего раствора. В момент ее отключения включается вентилятор 4, нагнетающий воздух (через калорифер 5 и воздухопровод 3) в рабочую ванну 6, которая, таким образом, становится сушильной камерой, где циркулирует нагретый воздух, высушивая промытые трубы. По окончании сушки вентилятор 4 выключается, крышка 7 открывается, и грузоподъемное устройство удаляет пакет труб 14 из ванны. После этого включается привод 13, который опускает траверсы 17 в нижнее положение и затем отключается.

Новый цикл промывки труб снова начинается с загрузки пакета труб.

Техническая характеристика агрегата

Производительность, т/ч	10
Диаметр промываемых труб, мм	19—75
Длина промываемых труб, мм	3000—9000
Температура моющего раствора, К	358—363
Время одного цикла промывки, мин	15—20
Мощность электродвигателей, кВт	83, 75
Расход воды на подпитку, м ³ /ч	1
Рабочий объем ванны, м ³	24
Объем бака-отстойника, м ³	40
Время наполнения и слива рабочей ванны, мин	3
Энергоноситель (для нагрева раствора)	Перегретая вода
Параметры перегретой воды, К:	
температура входа	413
температура выхода	363
Время разогрева раствора, ч	3
Расход перегретой воды на разогрев, кг	30 000
Масса агрегата, кг	43 800
Габариты, мм:	
длина	14 000
ширина	9000
высота	4600

Моечно-сушильный агрегат обеспечивает высококачественную очистку и сушку не только труб или других длинномерных цилиндрических изделий, но и мелко нарезанных труб, уложенных в специальную тару.

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ СССР

ПЛОЖИТЕЛЬНЫЙ опыт Волжского автозавода им. 50-летия СССР по комплексному развитию научно-технического творчества молодежи широко освещен на ВДНХ в экспозиции автомобильной промышленности. И это понятно: более 18 тысяч молодых автозаводцев приняли участие в третьем этапе Всесоюзного смотра НТТМ.

В ходе смотра молодежь завода выступила с одобренным ЦК ВЛКСМ починном «Освоению новой продукции — комсомольскую заботу, государственный Знак качества — каждому автомобилю». Для выполнения задач, вытекающих из этого починна, созданы 131 комплексный творческий молодежный коллектив и 17 школ молодого рационализатора. Кроме того, успешно действует молодежная школа изобретательского творчества. Досрочно закончили пятилетку 2839 молодых рабочих, 12 750 комсомольцев участвуют в движении за коммунистический труд.

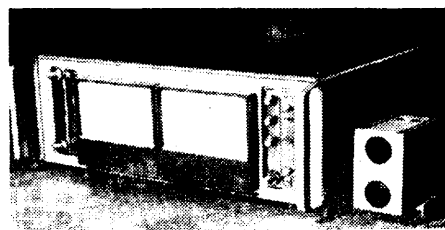


Рис. 1

На заводе используются все возможности для привлечения каждого молодого автомобилестроителя к борьбе за ускорение научно-технического прогресса, повышения качества выпускаемой продукции. Так, творческий молодежный коллектив под руководством председателя совета молодых специалистов завода И. Осколкова разрабатывает систему автоматизированного, с применением вычислительной техники и станков с ЧПУ, проектирования и изготовления пресс-форм. Это позволит значи-

тельно сократить сроки проектирования и изготовления прессформ, высвободить рабочих, занятых на трудоемких операциях доводки деталей прессформ, повысить качество пластмассовых деталей.

За десятую пятилетку молодежь завода подано, а затем внедрено 5762 предложения, благодаря которым сэкономлено 7,9 млн. руб.

На Центральную выставку НТТМ-80 Волжским автозаводом им. 50-летия СССР было представлено 20 работ, из которых 6 отмечены золотыми, серебряными и бронзовыми медалями. Завод награжден Дипломом ВДНХ СССР первой степени.

Золотой медалью ВДНХ СССР за разработку конструкции, изготовление ряда узлов и внедрение в производство двигателя ВАЗ-2105 награжден инженер-испытатель М. И. Фесин, бронзовыми медалями — инженеры-конструкторы Г. И. Яковлев, Ю. И. Шепилов, А. Г. Симульман. Созданный двигатель отличается меньшими металлоемкостью и уровнем внешнего шума, лучшей экономичностью и меньшей токсичностью. Карбюратор «Озон» и распределитель зажигания с вакуумкорректором, установленные в двигателе, обеспечили работу последнего на обедненных смесях. Благодаря этому повышены экономические показатели двигателя, а также снижена токсичность отработавших газов. Чтобы уменьшить внешний шум до 78 дБА, для привода распределительного вала использован плоскозубчатый ремень, установлена литая алюминиевая крышка клапанного механизма с повышенными шумоизолирующими свойствами и подобрана конструкция шкива привода агрегатов, обладающего меньшей виброактивностью.

Металлоемкость двигателя снижена за счет применения плоскозубчатого ремня вместо роликовой цепи и использования пластмассовых деталей в конструкции воздушного фильтра.

Все эти усовершенствования позволили повысить технико-экономические показатели автомобиля до уровня лучших мировых образцов.

За разработку и внедрение измерительного комплекса КИ-611 (рис. 1) для контроля линейных размеров деталей золотой медалью ВДНХ СССР награжден инженер-конструктор В. В. Демьяненко, серебряной — доцент Тольяттинского политехнического института Г. М. Кузьмичев, бронзовой — слесарь-электромеханик В. Д. Шелеметьев.

Изделия контролируют в процессе обработки на станках и автоматических линиях, осуществляющих шлифование, тонкую расточку, хонингование и другие финишные операции. Размер контролируемых изделий — до 120 мм, число команд — три, зона команд управления — 500 мкм, мощность, потребляемая комплексом, — 30 ВА, измерительное усилие — 1,3 Н. Годовой экономический эффект от внедрения измерительного комплекса составил 23 тыс. руб. на один прибор.

Серебряной медалью ВДНХ СССР за разработку нового автомобильного стереофонического магнитофона (рис. 2) награжден начальник бюро В. А. Обьеденов, бронзовыми — слесарь В. И. Попов, зам. главного конструктора А. А. Плисс и начальник бюро А. А. Захаров. По сравнению с аналогами новая модель проще по конструкции, удобна в обслуживании, кроме того, в ней применен бесконтактный автостоп и многопозиционное регулирование усилия пружина приемного узла. Рабочий диапазон частот на зажимах стереомагнитофона 63—100 тыс. Гц, коэффициент гармонических искажений на зажимах громкоговорителей — не менее 3%, напряжение питания — 13,2 В, габариты — 170×166×46 мм, масса — 2 кг.

На заводе разработана конструкция торцевого асинхронного двигателя с распределенным активным слоем статора. Двигатель, предназначенный для работы в составе электропривода перспективных электромобилей, предполагается монтировать в ступицы.

Применение распределенного активного слоя в статоре позволяет в качестве активного железа последнего использовать холоднокатаную электротехническую сталь с высокими магнитными

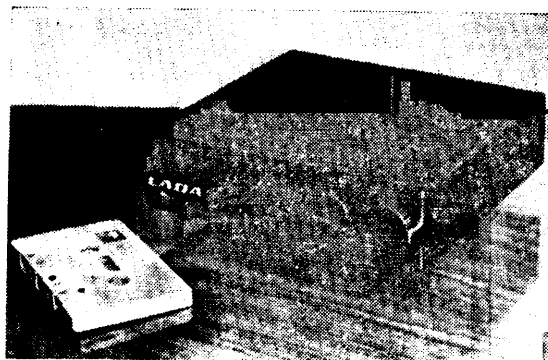


Рис. 2

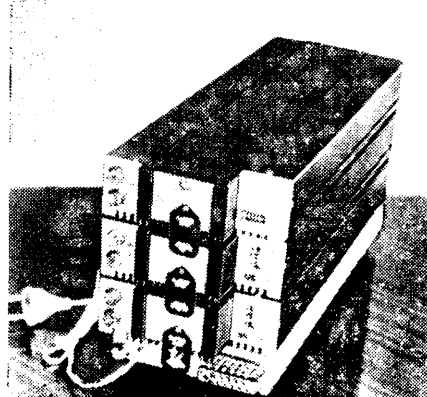


Рис. 3



Рис. 4

свойствами и одновременно упростить доступ охлаждающей жидкости к наиболее нагретым частям двигателя, следовательно, сделать тем самым охлаждение более интенсивным, а габариты двигателя — меньшими.

За эту работу инженер-конструктор М. Х. Салахов удостоен серебряной медали ВДНХ СССР, а А. В. Березин — бронзовой.

Молодые специалисты завода В. А. Ловушкин, А. В. Полянцев награждены

бронзовыми медалями ВДНХ СССР за разработку, изготовление и внедрение системы питания микро-ЭВМ (рис. 3). Система обеспечивает питание устройств рабочим напряжением 5 В и током 20 А или 12 В и 15 А. От аналогов она отличается наличием схемы подавления высокочастотных составляющих частоты преобразования.

За разработку спортивно-туристского автомобиля типа «Багги» (рис. 4), предназначенного для участия в соревнова-

нии по сильно пересеченной местности, серебряной медалью ВДНХ СССР награждены инженер С. П. Ишханян, бронзовыми — инженеры В. Б. Недопкин и В. М. Боков. Кузов автомобиля — стеклопластиковый, двигатель — ВАЗ-2101. База автомобиля 2200 мм, колея передних колес — 1330 мм, задних — 1320 мм, габариты — 3120 × 1610 × 1360 мм, масса — 650 кг.

В. Б. ПАУТОВА

СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.774.72.06—52

АВТОМАТЫ И ПОЛУАВТОМАТЫ

АВТОМАТ, показанный на рис. 1, предназначен для редуцирования (обжатия) труб на конус или на конус со ступенчатыми цилиндрическими участками, диаметр которых уменьшается по направлению подачи заготовки, и состоит из двух основных узлов — вибратора и загрузочного устройства, установленных на плите.

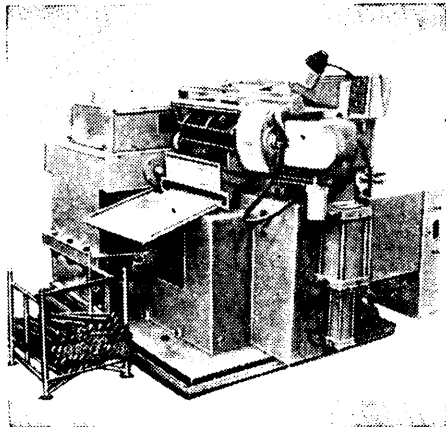


Рис. 1

Вибратор представляет собой двух-эксцентриковый кривошипно-шатунный механизм. Эксцентриковый вал получает вращение от электродвигателя через клиноременную передачу. Плашки, закрепленные в ползунах механизма, совершают колебательное движение с амплитудой 3 мм. Загрузочное устройство — цапгового типа.

Автомат работает следующим образом. Заготовки закладывают в бункер, откуда они автоматически подаются на рабочую позицию станка. Каретка при движении вперед своей цапгой захватывает трубу, зажимает ее и подает в плашки вибратора. Происходит редуцирование трубы на конус. В конце хода труба нажимает на упор концевого выключателя, направление движения каретки изменяется, труба выходит из плашек и с помощью второго упора выталкивается на улавливатель, по которому скатывается в тару. Цикл автоматически повторяется.

Техническая характеристика автомата

Производительность, шт/ч	200—430
Размеры заготовок, мм:	
диаметр	16—24
длина	380—525

Число ходов бойков в минуту	1200
Ход бойка, мм	3
Подача заготовки, м/мин	3—4,5
Частота вращения шпинделя каретки, мин ⁻¹	88
Продолжительность цикла, с	8—12
Емкость бункера (труба диаметром 24 мм), шт.	300
Габаритные размеры автомата, мм	2120×1670×1180
Масса, кг	4450

Внедрение автомата в производство позволило значительно улучшить условия труда (уровень шума снижен с 116—120 до 80 дБ), исключить последующую ручную операцию подрезки заготовки, применить многостаночное обслуживание.

Разработчик — Харьковский велосипедный завод им. Г. И. Петровского. Полуавтомат мод. 1АП-432 (рис. 2) предназначен для многошпульной рядовой намотки проводами ПЭВ-1 или ПЭВ-2 вторичной обмотки автомобильных катушек зажигания и бумажной межслоевой изоляции обмотки. С его помощью выполняется намотка каждого ряда обмотки, подача бумаги в губки, контроль наличия бумаги в губках, подача бумаги на катушку, контроль наличия бумаги на катушке, поперечная резка бумаги, автоматический отсчет числа слоев и витков в катушке, продольная резка бумаги, контроль наличия провода в процессе намотки.

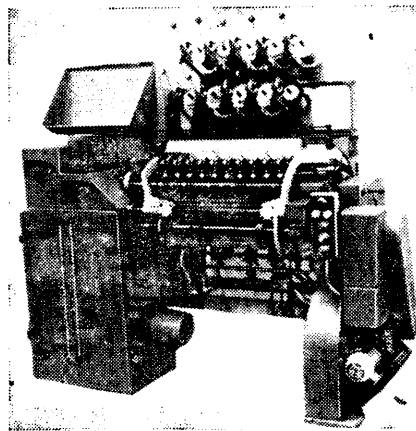


Рис. 2

Техническая характеристика полуавтомата

Диаметр наматываемого провода, мм	0,07
Максимальный диаметр катушки, мм	120

Число витков в одном наматываемом слое	0—1580
Число одновременно наматываемых катушек, шт.	10
Частота вращения катушки, мин ⁻¹	250—400
Габаритные размеры полуавтомата, мм	1880×1210×2120
Масса, кг	920

Разработчик — НИИавтоприборов, изготовитель — Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова.

Многоярусный станок мод. 1АП-451 (рис. 3) предназначен для намотки открытых катушек небольшого диаметра, но с большим числом витков.

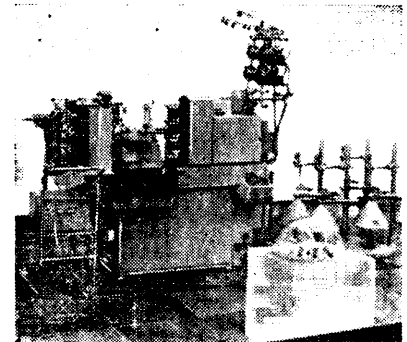


Рис. 4

Намотка — последовательная, т. е. такая, при которой конец провода одной катушки является началом провода следующей. Капля воска, наносимая автоматически, закрепляет на всех катушках второй конец провода, который затем поджимают и отрезают. Число витков в слое устанавливается бесступенчато. Станок имеет механический следящий счетчик мгновенного действия.

Техническая характеристика станка

Диаметр наматываемого провода, мм	0,04—0,1
Ширина намотки, мм	3—30
Число одновременно наматываемых катушек, шт.	4
Число возможных позиций на поворотном столе	2, 4, 6, 8 или 12
Мощность, кВт	1,04
Габаритные размеры станка, мм	3830×1330×1976
Масса, кг	450

Разработчик — НИИавтоприборов, изготовитель — АТЭ-1.

Агрегатный станок мод. 4К-018 (рис. 4) предназначен для одновремен-

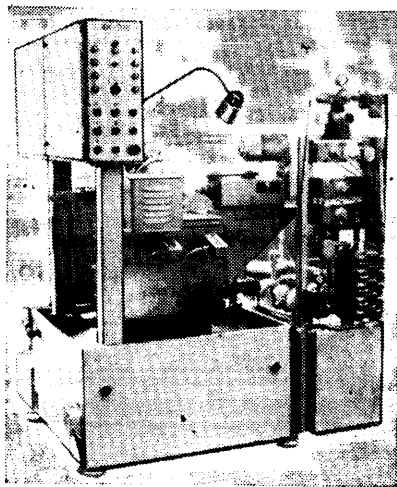


Рис. 4

ной обработки в полуавтоматическом режиме отверстий под заклепки и шары в массивных сепараторах.

Техническая характеристика станка

Наружный диаметр сепаратора, мм	30—100
Диаметр отверстий, мм:	
под заклепку	0,9—2,5
под шары	До 10

Частота вращения, мин⁻¹:
 сверла 3000—8000
 фрезы 2000—6000
 Габаритные размеры станка, мм 1520×1300×1950
 Масса, кг 1500

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-4.
 Горизонтально - расточной станок мод. 22МП002 (рис. 5) предназначен для растачивания отверстий в массивных латунных сепараторах подшипников.

Механизм деления станка имеет шпиндель с планшайбой для закрепления сепаратора и фиксации его после поворота, а также муфту одностороннего хода с наружной обоймой в виде зубчатого колеса, сообщающую механизму периодическое вращение. С помощью коробки подач осуществляются возвратно-поступательное движение инструментальной бабки и периодический поворот шпинделя механизма деления. Рычажно-кулачковый механизм с регулируемыми звеньями позволяет изменять угол деления в зависимости от числа обрабатываемых отверстий сепаратора.

Техническая характеристика станка

Производительность, шт/ч	20—48
Наружный диаметр обрабатываемых деталей, мм	80—215
Диаметр обрабатываемых отверстий, мм	32
Частота вращения шпинделя инструмента, мин ⁻¹	2840—3950
Число подач	18



Рис. 5

Пределы подач, мм/об 0,08—0,3
 Минимальное число делений планшайбы 8
 Габаритные размеры станка, мм 1040×700×1330
 Масса, кг 770

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-11.

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В помощь конструктору

УДК 629.113.042.6:006

ЕДИНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДГОЛОВНИКАМ СИДЕНИЙ

В ПЕРВЫЕ разработан стандарт на технические требования и методы испытаний подголовников сидений легковых автомобилей и автомобилей, сконструированных на их базе (ГОСТ 24309—80). Срок его действия — с 1 января 1982 г. до 1 января 1987 г.

Цель разработки — установить единые технические требования для подголовников сидений легковых автомобилей и методов их испытаний.

Стандарт распространяется на подго-

ловники сидений, которые предназначены для индивидуального использования водителем и взрослым пассажиром, сидящим в нормальном положении лицом по направлению к движению.

Он устанавливает размеры подголовника сиденья (высоту не менее 100 мм, ширину не менее 170 мм, расстояние от контрольной линии спинки сиденья до подголовника 82 ± 10 мм и т. д.); расположение; прочность (максимальное смещение подголовника при проведении

статических испытаний не более 100 мм, статическая нагрузка на подголовник не менее 900 Н); травмобезопасность. Предусмотрены статические и динамические испытания подголовника.

В приложении к ГОСТу приведены применяемые термины и определения.

Внедрение стандарта позволит повысить безопасность конструкции легковых автомобилей.

«Пресс-центр Госстандарта — по материалам ВНИИКИ»

НОВЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ АВТОМОБИЛИ

УДК 629.114.4

АВТОМОБИЛЬ КАМАЗ-55102

Н ОВЫЙ автомобиль Камского автозавода — автомобиль-самосвал КамАЗ-55102 (см. рисунок) с колесной формулой 6×4 — предназначен для перевозки сельскохозяйственных грузов в составе автопоезда с прицепом-самосвалом модели 8527 с колесной формулой 6×4. Промышленный выпуск этих автомобилей начат в текущем году.

О технических возможностях автомобиля КамАЗ-55102 и прицепа 8527 можно судить по приведенным в таблице параметрам.

Параметры	Автомобиль КамАЗ-55102	Прицеп 8527
Масса, кг:		
неснаряженного	8220	4390
снаряженного	8600	4500
полная	15 750	11 500
Распределение массы на дорогу, кг:		
снаряженного		
через переднюю ось	3500	2250

Параметры	Автомобиль КамАЗ-55102	Прицеп 8527
через заднюю тележку (ось) полной	5100	2250
через переднюю ось	4500	5750
через заднюю тележку (ось)	11 250	5750
Масса перевозимого груза	7000	7000

Параметры	Автомобиль КамАЗ-55102	Прицеп 8527
Максимальная скорость с полной нагрузкой, км/ч	80	—
Контрольный расход топлива, л. на 100 км пути автомобиля (автопоезда) со скоростью 60 км/ч	24 (35)	—
Наименьший радиус поворота автомобиля по оси следа переднего внешнего колеса, м	8,5	—
Ширина коридора, м, занимаемая автомобилем при повороте с наружным габаритным радиусом 9,3 м	4,5	—
Тормозной путь автомобиля (автопоезда) с полной нагрузкой при движении со скоростью 40 км/ч до полной остановки, м	17,2 (18,2)	—
Минимальный дорожный просвет, мм	280	378
Дизель	восьмицилиндровый V-образный	—



Новый автомобиль-самосвал, как и другие модели КамАЗа, в значительной степени унифицирован с основной моделью — КамАЗ-5320. Кабина автомобиля КамАЗ-55102 — трехместная комфортабельная, силовой агрегат — с двигателем модели 740 и десятиступенчатой коробкой передач. Узлы трансмиссии и ходовой части, а также система управления и электрооборудования такие же, как на автомобиле КамАЗ-5320.

Характерной особенностью новой модели автомобиля-самосвала и автопоезда в целом является модернизированный механизм опрокидывания платформы, тягача и прицепа, который дает возможность тягачу осуществлять разгрузку на три стороны, а прицепу — на боковые стороны. Кроме того, конструкция платформы позволяет устанавливать надставные и дополнительные борта.

Н. А. МУХИН

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.43—621.2

ПРИРОДНЫЙ ГАЗ КАК АВТОМОБИЛЬНОЕ ТОПЛИВО

МНОГИЕ зарубежные фирмы в настоящее время все большее внимание уделяют поиску различных альтернативных топлив, которые позволили бы компенсировать дефицит светлых нефтепродуктов. В частности, для автомобильного транспорта в качестве топлива все чаще используются углеводородный (пропан-бутановый) газ, сжатый и сжиженный природный газ.

Материалы о использовании сжиженного углеводородного газа (пропан-бутана) в качестве автомобильного топлива приведены в работах [1—3].

На автомобильном транспорте природный газ может применяться в двух состояниях: газообразном или сжиженном. В первом случае для обеспечения определенного запаса хода автомобиля он сжимается на компрессорных установках и заправляется под большим давлением в стальные баллоны; во втором — сжимается на специальных заводах, транспортируется в изотермических цистернах (сосудах), хранится на автомобиле в специальном баллонестермесе.

Наиболее широко сжатый природный газ применяется в Италии, где парк газобаллонных автомобилей, работающих на этом виде топлива, в 1979 г. составил 250 тыс. шт. Для заправки автомобилей в стране построено 240 газозаправочных станций. Ведущее место в производстве автомобильного газобаллонного оборудования для сжатого природного газа занимает фирма Тартарини, специализирующаяся в этой области 30 лет.

В последние годы отмечается расширение работ по применению сжатого природного газа на автомобильном транспорте США. Фирма Дюэл ФЮЭЛ

Системз специализируется по выпуску автомобильного газобаллонного оборудования и его установке, а также по поставкам технологического оборудования для газозаправочных станций.

Перевод автомобильного транспорта на газообразное топливо позволяет снизить эксплуатационные расходы на топливо, уменьшить загрязнение окружающей среды и компенсировать дефицит бензина.

Согласно данным работы [4], эксплуатационные расходы на 1 милю пробега у автомобиля с двигателем, работающим на сжатом природном газе, на 43% ниже, чем у автомобиля с дизелем, и на 59% ниже, чем у автомобиля с карбюраторным двигателем. Газобаллонный автомобиль менее токсичен по сравнению с упомянутыми выше автомобилями (уменьшение содержания в отработавших газах CO на 50%, СII — на 80%, NO_x — на 50%).

В табл. 1 приведены данные фирмы Дюэл Системз по эксплуатационным затратам на 28 газобаллонных и столько же карбюраторных автомобилей-пикапов. Анализ этих данных показывает, что затраты на автомобильное оборудование и газозаправочную станцию окупаются в течение 2—3 лет; годовая экономия от применения сжатого природного газа вместо бензина на данных автомобилях составила 33253,24 долл.

При использовании сжатого природного газа на автомобильном транспорте отмечены следующие недостатки: высокая стоимость переоборудования автомобиля для работы на природном газе (и наоборот) (~1200 долл.), снижение полезной грузоподъемности автомобиля из-за большой массы баллонов и мощности двигателя, необходимость созда-

ния сети газозаправочных станций для розничной продажи сжатого газа. Несмотря на это, для крупных автохозяйств перспектива перевода транспорта на данное топливо по экономическим соображениям вполне оправдана.

В табл. 2 приведены результаты сравнительных испытаний легкового автомобиля Ситроен DS-21 с аппаратурой фирмы Тартарини.

Из данных табл. 2 видно, что с переводом легкового автомобиля типа Ситроен на питание сжатым природным газом на топливо сэкономлено 55—65% тех затрат, которые были бы при работе двигателя на бензине. Вследствие этого в Италии владельцы легковых автомобилей-такси достаточно широко применяют сжатый природный газ.

Таблица 1

Статья расхода	Сумма расходов (долл.), при работе двигателя	
	на бензине	на сжатом природном газе
На топливо	43581,2	11271,0
На смазочные материалы и зажигательные свечи	1394,04	451,0
Общие за год	44975,24	11722,0
На автомобильное газобаллонное оборудование	—	32755,12
На газонаполнительную станцию	—	43727,99
На автомобильное оборудование и газонаполнительные станции	—	76488,11

Таблица 2

Скорость движения, км/ч	Сжатый природный газ		Бензин		Экономия на топливе при работе на сжатом природном газе, %
	Расход, м³/100 км	Затраты на топливо, лиры	Расход, л/100 км	Затраты на топливо, лиры	
60	10,3	618	8,2	1334,9	53,7
80	10,5	630	8,6	1396,4	54,9
100	10,9	654	9,5	1540,6	57,5
120	11,4	684	10,8	1752,8	61,0
140	12,2	732	12,6	2047,7	64,3
160	13,0	834	15,5	2519,1	66,9
При эксплуатации в черте города					
	14,7—17,1	882—1026	12,5—16,0	2025—2592	56,4—60,4
При эксплуатации за пределами города					
	10,6—12,4	636—744	8,5—13,5	1377—2187	53,8—66,0

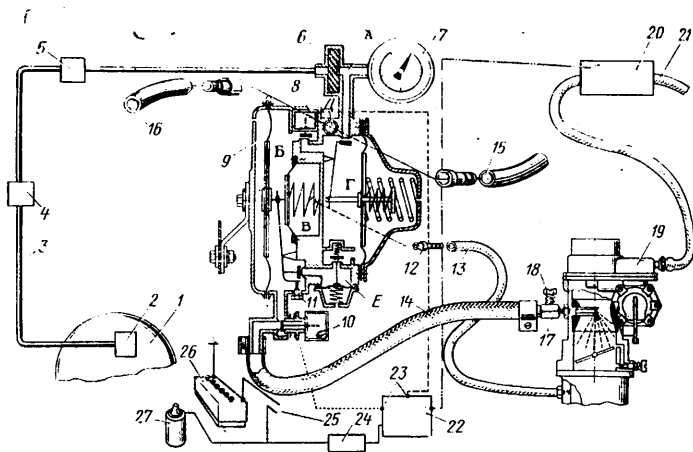


Рис. 1. Двухтопливная система питания двигателя, работающего на сжатом природном газе и бензине:

А — высокое манометрическое давление; Б — третья ступень редуктора; В — камера депрессий; Г — первая ступень редуктора; Д — охлаждающая жидкость; Е — вторая ступень редуктора; 1 — баллон для газа; 2 — расходный вентиль; 3 — трубопровод высокого давления; 4 — запорный вентиль; 5 — магистральный вентиль; 6 — фильтрующий элемент; 7 — манометр, рассчитанный на давление до 30,0 МПа; 8 — электромагнитный клапан пускового устройства; 9 — трехступенчатый редуктор; 10 — электромагнитный запорный клапан для газа; 11 — регулировочное устройство для изменения выходного давления газа после третьей ступени редуктора; 12 и 13 — подвод разряжения в разгрузочное устройство редуктора; 14 — трубопровод низкого давления газа; 15 и 16 — подвод охлаждающей жидкости из двигателя к подогревательному устройству редуктора; 17 и 18 — регулировочное устройство общей подачи газа в карбюратор-смеситель; 19 — карбюратор; 20 — электромагнитный запорный клапан для бензина; 21 — подвод бензина от бензонасоса к электромагнитному клапану; 22 — электрический коммутатор; 23 — электрические цепи управления; 24 — предохранитель; 25 — выключатель зажигания; 26 — аккумуляторная батарея; 27 — катушка зажигания

Газобаллонная установка для сжатого газа — высокого давления, поэтому баллоны, арматура, фильтр, газопроводы и газовый редуктор рассчитаны на давление 20,0 МПа. Особенностью данной установки является непрерывное изменение рабочего давления по мере уменьшения количества газа в баллонах.

На рис. 1 в качестве примера показана газобаллонная установка легкового автомобиля Фиат-125, предназначенная для обеспечения его работы на сжатом газе и бензине.

На легковом автомобиле баллоны располагают в багажном отделении по 2—3 шт. горкой, стягивают металлической лентой и прикрепляют к кузову автомобиля. Все баллоны соединены между собой системой газопроводов. Наполнение и расход газа осуществляются из всех баллонов одновременно. Общий запас газа позволяет обеспечить пробег автомобиля 160—180 км при движении по городу, что составляет половину дневного пробега легкового автомобиля-такси.

В качестве материала для баллонов применяют низколегированную сталь толщиной около 6 мм. Наружный диаметр баллона 200 мм, полезная емкость 20—60 л.

Другие примеры расположения и компоновки баллонов со сжатым газом приведены на рис. 2.

Газобаллонные автомобили наполняют сжатым газом на специальных газозаправочных станциях стационарного и полустационарного типов. Станция стационарного типа снабжается оборудованием для сжатия газа до высокого давления, очистки его от посторонних примесей, отделения воды и охлаждения. Газ поступает от магистрального газопровода под давлением 1,2 МПа. Компрессорная установка состоит из трех трехступенчатых компрессоров с давлением по ступеням: $p_1=3,4$ МПа, $p_2=10,0$ МПа и $p_3=25,0$ МПа. Сжатый газ после отделения воды в специальных осушителях поступает в баллоны

аккумуляторы большой емкости, располагаемые горизонтально в бассейне с проточной водой.

Стационарная газозаправочная станция сжатого газа рассчитана на одновременную заправку 20 автомобилей. Суточный расход газа станцией 20—24 тыс. м³, объем баллонов-аккумуляторов — около 10 тыс. м³. При расходе 18—20 м³ газа на одну заправку автомобильная станция обеспечивает топливом 1000—1200 автомобилей в сутки.

Полустационарные газозаправочные станции сжатого природного газа располагают на определенном расстоянии от стационарной станции. Сжатый газ они получают в баллонах, доставляемых на автомобильных прицепах. Применение таких станций позволяет повысить коэффициент использования дорогостоящего оборудования стационарных станций большой производительности.

Полустационарная станция имеет четыре заправочных поста. Объем газа в баллонах — 2 тыс. м³, что позволяет обеспечить заправку 100—120 автомобилей. Станция укомплектована одноступенчатым компрессором фирмы Бош начальным давлением 15,0 МПа и выходным давлением 25,0 МПа.

В последние годы в зарубежных странах проявляется интерес к проблеме применения на автомобильном транспорте сжиженного природного газа. Известно, что природный газ при низкой температуре 112 К (−161°C) и атмосферном давлении можно превратить в жидкость, при этом объем газа

уменьшится более чем в 600 раз. Таким образом, обеспечивается большая концентрация тепловой энергии при малом объеме топливной тары, что позволяет при сравнительно небольших габаритах и массе топливной тары обеспечить достаточный запас хода автомобилю.

С целью использования сжиженного природного газа на автомобильном транспорте созданы заводы для его сжижения и специальные изотермические емкости для хранения, транспортирования и раздачи его при низких температурах. Кроме того, разработаны и выпускаются автомобильные механически прочные баллоны-термосы.

В США действует около 30 заводов по сжижению природного газа различных проектных мощностей (технологические процессы сжижения различные). В связи с тем, что потребление жидкого газа автомобильным транспортом пока мало, основная масса газа используется для электростанций при повышении потребления электроэнергии в зимнее время, а также для выравнивания пиковых нагрузок в сети газоснабжения городов и промышленных центров.

Потребителям сжиженный природный газ отпускается с содержанием 96—97% метана. Объем каждой изотермической горизонтальной емкости 100 тыс. л. Выполнены они по типу кислородных танков с использованием в качестве изоляции перлита и небольшого вакуума.

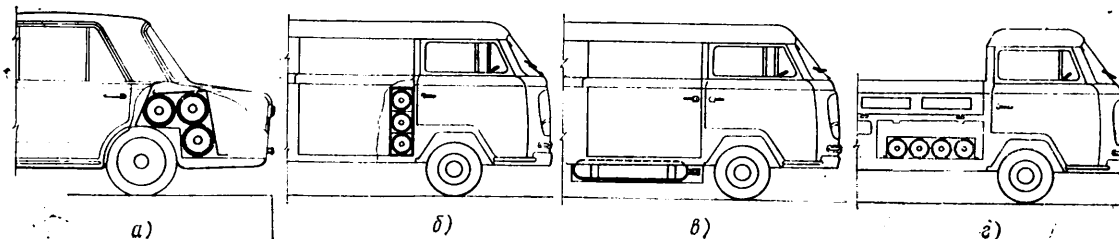


Рис. 2. Расположение баллонов сжатого газа на легковом автомобиле и грузовом автомобиле средней грузоподъемности

Сжиженный природный газ доставляется потребителям в специальных изо-термических цистернах грузоподъемностью от 18 т (по жидкому метану) и ниже.

В США по производству газобаллонного оборудования для перевода автомобилей на питание сжиженным природным газом и выпуску автомобильных изотермических баллонов-термосов ведущей является фирма Кайвер Бренкар. Она предлагает для перевода автомобилей на сжиженный природный газ две системы: однопла-тивную, предназначенную только для использования газа, и двухтопливную, позволяющую автомобилю работать или на газе, или на бензине.

На рис. 3 показано расположение газобаллонного оборудования для сжиженного природного газа на легковом автомобиле. Газ находится в изотермическом баллоне 15 в жидком и парообразном состояниях. На баллоне размещена наполнительная, расходная и контрольно-предохранительная арматура, объединенная в один блок 17. Баллон имеет указатель уровня топлива 16 и манометр. На паровой и жидкостной линиях отбора газа установлены электромагнитные клапаны. Питание с жидкой фазы на парообразную и обратно переключается автоматически с помощью специального электрического датчика. При давлении газа в баллоне меньше 0,175 МПа двигатель питается сжиженным газом, а при большем давлении — газом в парообразной фазе.

Газ подводится по магистральному трубопроводу, выполненному из нержавеющей стали, от баллона 15 к редуктору-испарителю 4, а после редуктора в парообразном состоянии поступает к карбюратору-смесителю 10. Переключе-ние системы питания автомобиля с одного топлива на другое осуществляется с пульта управления 13, расположенного у щитка приборов.

Жидким газом автомобиль заправляется через специальный заправочный вентиль 14. Баллон наполняют путем стравливания паровой фазы, которая отводится по вентиляционному трубопроводу 1 или через коаксиальные каналы заправочного вентиля и заправоч-

ного шланга цистерны или колонки.

Автомобильные баллоны для сжиженного газа имеют двойную оболочку сварной конструкции. Внутреннюю оболочку изготавливают из нержавеющей стали GRES-304 (по SAE), а внешнюю — из углеродистой. Перед сборкой поверхность внутренней оболочки покрывают несколькими слоями теплоотражающей металлизированной фольги. После сборки баллона вакуумируют внутреннее пространство между оболочками. Вакуумная изоляция позволяет хранить сжиженный газ на автомобиле при его стоянке в течение 5 суток. После этого давление газа в баллоне становится больше 0,7 МПа и срабатывает предохранительный клапан, отводящий газ в вентиляционный трубопровод или на свечу.

Применению сжиженного природного газа на автомобильном транспорте уделяют внимание и в странах Европы. Например, в Нидерландах, ФРГ, Франции в течение ряда лет ведутся работы по применению сжиженного газа на городских автобусах, легковых и грузовых автомобилях небольшой грузоподъемности. Переоборудование легковых и грузовых автомобилей на питание сжиженным природным газом не представляет больших трудностей, так как для этого используются, как правило, карбюраторные двигатели, которые не требуют больших доработок. При использовании двухтопливной системы питания во время работы двигателя на газе снижаются мощностные показатели, так как теплотворная способность газозоудшной смеси меньше, чем бензовоздушной. При установке однопла-тивной системы питания, предназначенной только для работы на газе, можно уменьшить мощностные потери за счет увеличения степени сжатия двигателя, поскольку метан по сравнению с бензином имеет более высокие антидетонационные свойства.

При работе двигателя на сжиженном природном газе практически исключены дымность, запах и выделение различных сернистых соединений, так как газ перед сжижением тщательно очищается.

Широкие пределы воспламенения газозоудшной смеси позволяют органи-

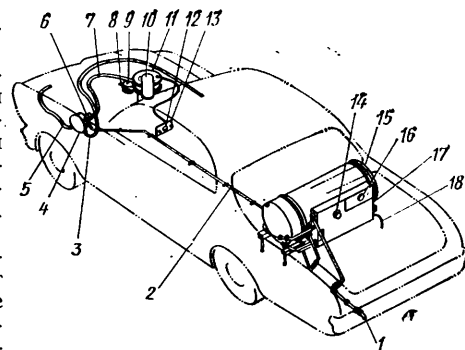


Рис. 3. Расположение оборудования для сжиженного природного газа на легковом автомобиле:

1 — вентиляционный отвод; 2 — магистральный трубопровод; 3 — подвод теплоносителя в испаритель из системы охлаждения двигателя; 4 — редуктор-испаритель; 5 — отвод теплоносителя от испарителя; 6 — электромагнитный клапан для газа; 7 — соединительный газопровод; 8 — бензопровод; 9 — электромагнитный клапан для бензина; 10 — карбюратор-смеситель; 11 — бумажный фильтр; 12 — дистанционный указатель уровня топлива; 13 — пульт управления подачей газа; 14 — заправочный вентиль; 15 — изотермический баллон; 16 — указатель уровня топлива; 17 — панель управления арматурой баллона; 18 — слив конденсата

зовать процесс сгорания в двигателе на обедненных рабочих смесях. При этом, по зарубежным данным, токсичность отработавших газов по сравнению с бензином существенно снижается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колубаев Б. Д. Газобаллонные автомобили США. — Автомобильная промышленность, 1977, № 4, с. 41—44.
2. Колубаев Б. Д. Газобаллонные автомобили Японии. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5, с. 33—34.
3. Колубаев Б. Д. Использование сжиженного нефтяного газа на автомобилях Италии. — Автомобильная промышленность, 1979, № 10, с. 29—30.
4. Compressed natural gas-automotive fuel. — Science Neus (USA), v. 115, 1979, № 119, p. 312.

Б. Д. КОЛУБАЕВ

УДК 007.52

СОСТОЯНИЕ И РАЗВИТИЕ РОБОТОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

В НАСТОЯЩЕЕ время роботизация ведущих отраслей промышленности во всем мире развивается ускоренными темпами, а спрос на промышленные роботы становится все более активным.

Заинтересованность в приобретении роботов обеспечивает прочную гарантию их сбыта: по оценке департамента торговли США, ежегодный объем продажи данной техники на внутреннем рынке в 1985—1990 гг. составит 25—50%.

Заманчивые перспективы в области производства роботов привлекают внимание многих фирм, которые раньше не ставили своей целью производить эти машины. Так, фирма Куликке энд Соффа, специализирующаяся на изготовлении станков, готовится поставлять на американский рынок роботов собственной конструкции. Фирма Коптерсуэлд, купившая предприятие Луго-Плейс Инк. — производителя роботов с пневматическим приводом, снабженных органом зрения, ассигновала 15 млн. долл.

на расширение производства и организацию продажи этой техники. Фирма Прэб Конвейорс, производившая простые роботы, приобрела у фирмы Эй Май Инк. производственную линию по сборке более сложных роботов. Фирма Рэнсбург Корп. совместно с французским автомобильным концерном Рено учредила в г. Индианополис смешанное предприятие «Сайботек» с целью получения значительной части рынка сбыта в США и странах Дальнего Востока. В США шведская фирма АСЕА менее чем за год довела объем продажи своих роботов до 10 млн. долл. В настоящее время создается еще несколько новых предприятий по выпуску устройств.

Прототипы современных промышленных роботов появились в США около 20 лет назад, т. е. когда особенно интенсивно проводилась исследования космического пространства. Позднее, по мере дальнейшего развития вычислительной техники и микроэлектроники,

конструкции роботов становились сложнее, а целевое назначение этих автоматов — более широким.

В США первым предприятием, начавшим выпуск роботов с 1960 г., является фирма Юнмейши. С 1960 по 1980 гг. эта фирма в общей сложности продала 3 тыс. данных автоматов. Кроме этой фирмы, крупные предприятия, производящие роботов в США, — фирмы Милэкрон и Версаатран.

В настоящее время крупнейшим потребителем роботов в США является автомобильная промышленность. В конце 1980 г., например, на предприятиях фирмы Форд насчитывалось около 300 роботов, а фирмы Крайслер — 200 шт., предназначенных, главным образом, для выполнения сварочных операций и окраски кузовов автомобилей.

Роботизация стремительно вторгается также в другие отрасли промышленности. Такие крупнейшие электротехнические концерны, как Дженерал Электрик

и Вестингауз, планируют значительно расширить использование этих автоматов на своих предприятиях. Концерн Вестингауз, имевший в конце 1980 г. 50 роботов, намечает в 1981 г. увеличить их число до 200 шт. Концерн Джернерал Электрик в 1980 г. рассматривал возможность внедрения на своих предприятиях 13 различных моделей роботов с целью автоматизации большого числа операций в сборочном производстве.

По оценке директора фирмы Юнимейшн, сокращение числа рабочих за счет использования роботов при трехсменной работе позволит в машиностроительной промышленности повысить производительность труда с 8 до 20%. Фирмой Милэкрон подсчитано, что стоимость 1 ч эксплуатации робота стоимостью 72 тыс. долл. примерно в 2,5 раза ниже часовой ставки рабочего, выполняющего аналогичные операции. При таком соотношении и учете того, что робот заменяет несколько рабочих, стоимость роботизации нескольких рабочих мест полностью окупится в течение двух лет даже при работе в две смены.

По количеству находящихся в эксплуатации роботов и манипуляторов, объему их производства и сбыта первое место в мире занимает Япония. Сейчас в этой стране насчитывается около 40 фирм, большинство из которых включают в основную производственную программу выпуск промышленных роботов. Здесь так же, как и в США, наиболее широкое применение роботы получили в автомобильной промышленности (в этой отрасли находится в эксплуатации около 35% этих машин).

Министерство международной торговли и промышленности (МИТИ) Японии придает первостепенное значение делу распространения роботов во всех отраслях промышленности, оказывает существенное содействие внедрению этой техники на предприятиях, преимущественно средних. С этой целью в 1979 г. МИТИ приняло решение о введении для средних предприятий, наряду с лизингом, специальной системы амортизационных отчислений на оборудование, управляемое с помощью ЭВМ.

Стоимость роботов Японии, достигающая 20 млн. иен (90,9 тыс. долл.), в последние два года — по мере роста спроса — проявляет тенденцию к понижению. Это свидетельствует о том, что производители данного вида продукции начинают достигать экономически эффективных объемов производства.

На внутреннем рынке в 1980 г. — по оценке МИТИ — было продано роботов на сумму около 60 млрд. иен (27,3 млн. долл.). Фирмы, занимающиеся производством роботов, предполагают, что к 1985 г. стоимость реализованной продукции возрастет до 290 млрд. иен (1,32 млрд. долл.), а к 1990 г. до 400 млрд. иен (1,82 млрд. долл.).

Самые крупные прибыли от продажи роботов внутри страны и за рубежом получает фирма Кавасаки Хэви Индастриз, поставляющая ежегодно только национальной автомобильной промышленности свыше 1000 автоматов для точечной сварки. Прибыли остальных фирм (в том числе фирмы Хитачи, разработавшей нестандартную конструкцию роботов для дуговой сварки и создающей

модели, способные к обучению; Мицубиси Хэви Индастриз — важнейшего конкурента фирмы Кавасаки Хэви Индастриз, выпускающей машины для точечной сварки; Эсукава Электрик и Син Мейва — основных производителей автоматов для дуговой сварки; Фудзигу Фанук — ведущего производителя техники, управляемой с помощью ЭВМ, еще неизвестны. Тем не менее, японские производители этого оборудования убеждены в том, что в результате ускоренной роботизации различных отраслей промышленности нынешние затраты на освоение производства данного вида продукции окупятся в ближайшие годы.

Расширение областей применения роботов позволит значительно повысить конкурентоспособность японских товаров на мировом рынке, тем более, что в основе ее усиления лежит высокое качество выпускаемой продукции и относительно низкие производственные издержки.

В Западной Европе роботостроение только начинает развиваться. Во Франции и ФРГ наибольшую заинтересованность в расширении использования роботов (так же, как в США и Японии) проявляет автомобильная промышленность. Такие фирмы, как Рено во Франции, Фольксваген в ФРГ и ФИАТ в Италии, являются одновременно и крупнейшими производителями данного вида продукции.

В отличие от стран Западной Европы в странах социалистического содружества наблюдается динамичное развитие роботостроения. Наряду с Советским Союзом основными производителями этой техники среди стран — членов СЭВ являются Болгария, Венгрия, Польша и Чехословакия.

В Болгарии выпуск промышленных роботов налажен в научно-производственном комбинате средств автоматизации в г. Стара Загора. Комбинат не только производит данный вид оборудования, но одновременно занимается (в тесном взаимодействии с аналогичными организациями других стран — членов СЭВ) проведением многоплановых научных исследований.

В Венгрии производство роботов сосредоточено в основном на заводе Тунгсрам в г. Будапеште. Это предприятие освоило серийный выпуск многооперационных промышленных роботов главным образом для использования в области электроники. В настоящее время завод Тунгсрам приступил к изготовлению роботов и для автомобильной промышленности. Роботы завода Тунгсрам хорошо зарекомендовали себя не только в самой Венгрии, но и в других странах — членах СЭВ, куда осуществляется их экспорт.

В Польше в результате научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ в области роботостроения тоже налажено серийное производство нескольких типов этих машин. Кроме того, у шведской фирмы АСЕА была куплена лицензия на производство роботов.

Ведущей организацией, занимающейся в Польше вопросами развития производства и внедрения робототехники, является Институт точной механики. В нем

разработаны три модели роботов со сменными программами (РИМП-101, РИМП-402 и РИМП-1000), две из которых уже запущены в производство. Данные роботы предназначены для подъема, подачи и снятия обрабатываемых предметов при обслуживании прессов, станков, машин для литья под давлением и т. д. Их выпуск освоен на опытно-производственном предприятии «Техмаробот». В настоящее время в процессе разработки находится четвертая модель (РИМП-900), предназначенная для выполнения окрасочных операций.

Изготовлением простых конструкций роботов в основном занимается Промышленный институт автоматизации и измерительных приборов «Мера—ПИАП»; им освоено также производство сложных роботов типа ИР6 (по лицензии шведской фирмы АСЕА).

Главное опытно-конструкторское предприятие станкостроения производит роботы типа ПРО для выполнения межоперационных перевозок при обслуживании металлорежущих станков и другого заводского оборудования.

В Польше в настоящее время насчитывается более 300 промышленных роботов, многие из которых используются в автомобильной промышленности. Так, на заводе легковых автомобилей ФСО в Варшаве находятся в эксплуатации 17 роботов типа ИР6 для выполнения операций сварки, окраски, литья под давлением и т. п.

В ЧССР ведущим разработчиком роботов является Научно-исследовательский институт металлообработки (г. Прешов), в задачи которого входит также проведение испытаний этих машин на универсально-испытательных стендах, а также скорейшее внедрение их в производство. Этот институт на всех этапах создания роботов и манипуляторов активно сотрудничает с другими научно-исследовательскими институтами и организациями, в том числе с Технологическим институтом (г. Кошице), Словацкой Академией наук (г. Братислава) и т. д.

В настоящее время промышленные роботы уже применяются в ряде отраслей народного хозяйства, в том числе в автомобильной промышленности. Так, промышленные роботы типа QIN 020 применяются в объединении по производству легковых автомобилей АЗПП «Шкода» (г. Млада-Болеслав) в процессах формовки и литья под давлением, завода «Деста» (г. Дечин) — при сварке, а также на Чешском мотоциклетном заводе ЧЗМ (г. Страконице) в процессе формовки.

Предполагается, что к 1990 г. в чехословацкой промышленности будет использоваться около 10 тыс. роботов и свыше 20 тыс. манипуляторов.

В текущем десятилетии в странах социалистического содружества промышленные роботы и манипуляторы являются одним из главных средств обеспечения роста производительности труда, повышения качества продукции и сокращения рабочей силы с целью более рационального использования трудовых ресурсов.

П. Ф. БУГРАЦЕВИЧ

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Л. Е. Хохлова

Сдано в набор 09.06.81.
Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Подписано в печать 16.07.81.
Уч.-изд. л. 7,5

Т-20682.
Тираж 14149

Формат 60×90¹/₈

Зак. 314

Безналичные расчеты по платежам населения



Уважаемые товарищи!

Каждый из Вас ежемесячно посещает сберегательную кассу, чтобы уплатить за квартиру, коммунальные услуги, газ, электроэнергию, телефон, за содержание детей в детских учреждениях, внести другие платежи. Между тем, по поручениям вкладчиков сберегательные кассы осуществляют безналичные расчеты с предприятиями, учреждениями и организациями по любым видам платежей.

Безналичные расчеты производятся сберегательными кассами как в разовом порядке, так и в течение продолжительного времени — впрямь до отмены поручения.


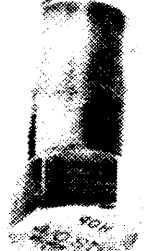






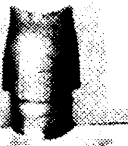

Поручение о безналичных расчетах вкладчик может дать сберегательной кассе лично, либо прислать по почте. Необходимые бланки для оформления таких поручений можно получить в любой сберегательной кассе.

При явке вкладчика в сберегательную кассу все перечисленные с его счета суммы будут записаны в сберегательную книжку.

Безналичные расчеты через сберегательную кассу — наиболее удобная для населения форма платежей, они экономят личное время трудящихся.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

Холодная ковка ведет к экономии металла...

64%	35%	57%	60%	40%
				
<i>Замок двери</i>	<i>Электро-разъем</i>	<i>Разъем шланга</i>	<i>Якорь звукового сигнала</i>	<i>Ролик цепи</i>
				

...При этом отходы производства составляют 0%.

Потери материала в форме скрапа и отходов представляют собой все более серьезную проблему, однако переход к холодной ковке может резко сократить эти потери. Приведенные выше проценты дают только общее представление о той экономии, которой позволяет добиться оборудование «Нэшнл машинери». В любом случае получают значительную экономию.

Однако сокращение потерь материала не является единственной причиной для того, чтобы перейти к холодной ковке на оборудовании «Нэшнл машинери». К числу других причин относятся: Скорость. Все приведенные выше формы куются со скоростью от 50 до 105 де-

талей в минуту в зависимости от характеристик детали и размера кузнечного оборудования.

Универсальность. Обратите внимание на широкий диапазон форм и сложности поковок.

Узкие допуски и высокий уровень доводки снижают необходимость во вспомогательной обработке.

На оборудовании «Нэшнл машинери» возможно все — зачистка, продавливание отверстий, полировка, заострение и нарезание резьбы.

Пишите или звоните нам. Мы можем помочь Вам больше ковать и меньше расходовать материала.

National Machinery

НЭШНЛ МАШИНЕРИ
NATIONAL MACHINERY G.m.b.H. 8500 Nu-
ernberg, Regensburger Str. 420; Postbox
3341, West Germany

Телефон 0911 400011
Конструкторы и изготовители оборудова-
ния для горячей и холоднойковки