

ISSN 0005-2337

А ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1983

7



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Ю. С. Темиров, В. Д. Аксютин, А. А. Ефимов — Отраслевая система подготовки производства 1

ДВИГАТЕЛИ

- В. Ф. Арапов, В. Ф. Кутенев — Оценка выбросов твердых частиц карбюраторными двигателями 4
- М. В. Мазинг, Ш. Г. Турабелидзе, Т. Р. Филиппов, Г. С. Корнилов — Распылители с различными объемами колодца под иглой и их влияние на токсичность отработавших газов 5

АВТОМОБИЛИ

- Ю. И. Чередкиченко — Систематизация конструктивных схем и функциональных свойств автомобильных ГМП 8
- С. П. Стесин — Оптимизация параметров гидродинамических трансформаторов 10
- Н. А. Сидоров, В. М. Бедункевич, А. В. Вовк, В. В. Вовк, В. В. Геращенко, О. Н. Казюх, В. Г. Королев — Давление подпитки гидротрансформатора как информационный параметр для системы управления трансмиссией 13
- Л. В. Крайнык, Р. В. Пелехатый, Р. С. Шурко, Р. М. Гарматий — Эксплуатационные режимы работы силового привода городских автобусов с гидромеханической передачей 15
- С. М. Трусов, П. И. Баженов, Ю. К. Есеновский-Лашков, О. И. Гируцкий, И. Стратил, Л. Пур, И. Бенеш — Новый двухтурбинный гидротрансформатор и его характеристики 17
- О. И. Гируцкий, В. В. Баранов, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Н. Дзядык, А. Ю. Пыткин, Я. М. Рубин — Повышение надежности двух- и трехступенчатых гидромеханических передач для городских автобусов 19
- А. М. Харазов — Некоторые проблемы диагностирования легковых автомобилей 22

ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ

- Б. И. Максимович, В. В. Заводян, И. В. Нетеса, В. Н. Поцелуйко, И. Е. Муратов, А. М. Козленко — Газотермическое напыление изношенных деталей механизма газораспределения двигателей автомобилей ВАЗ 23
- Г. Ф. Иванова, И. Г. Ошрина, В. В. Кузнецов, А. Г. Климов, В. А. Олоничев — Особенности переработки, свойства и применение новых атмосферостойких АБС-пластиков 24
- Ф. Г. Черкавский — Усовершенствованные конструкции резцов с самозажимающимися механизмами крепления пластин 25
- А. А. Шепелев, Ю. С. Саячук, В. П. Черных, Н. Г. Нестеров, А. П. Иванов, В. С. Макеев, М. М. Тышкевич, В. С. Гуменной, Э. Л. Потока, Л. В. Диденко — Полная алмазная заточка твердосплавных резцов для обработки деталей подшипников 26
- А. Д. Шерман — Серые низколегированные чугуны 27
- М. Г. Амиров, В. И. Повар, Н. И. Счисляев, И. С. Фривель — Борсодерживающие стали для крепежных деталей 28
- В. З. Стрелецкий, Ю. Н. Глодин, А. Г. Елисеенко, Н. А. Касьяненко — Термостойкий твердосмазочный материал АФЗ-3 для подшипников качения конвейеров 29

ИНФОРМАЦИЯ

- С. А. Спесивых — Коммунистический субботник на предприятиях отрасли 30
- На ВДНХ СССР
- В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ 32
- Станки и оборудование для нужд отрасли
- А. Д. Нозадзе — Комплекс приборов для измерения динамических и экономических показателей автомобилей 33
- Отрасль — для Продовольственной программы СССР
- М. Б. Андреев — Специализированные автомобили, выпускаемые для сельского хозяйства 35
- Новости отечественного автомобилестроения
- А. Н. Синяев — Перспективы развития электрооборудования мотоциклов 36
- Автомобилестроение за рубежом
- И. Н. Горячева — Легковые автомобили 1983 модельного года 36
- Конференции, совещания, семинары
- А. Н. Симаков — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей 39

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Кулешов, 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. И. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ
1983

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Москва, -Машиностроение-



УДК 658.512.4:629.113.002

Отраслевая система подготовки производства

Ю. С. ТЕМИРОВ, канд. техн. наук В. Д. АКСЮТИН, А. А. ЕФИМОВ

НИИТавтопром, Московский автозавод им. И. А. ЛИХАЧЕВА

РЕШЕНИЕ задач, поставленных XXVI съездом КПСС перед автомобильной промышленностью на XI пятилетку в области повышения технологического уровня производства, производительности труда и качества выпускаемой продукции, экономии материальных и топливно-энергетических ресурсов, охраны труда и окружающей среды, требует совершенствования процессов управления, четкого установления целей, задач и функций подразделений и служб на всех уровнях управления.

В настоящее время, в соответствии с главными направлениями совершенствования процессов управления, в Министерстве автомобильной промышленности разработаны и утверждены основополагающие стандарты системы подготовки производства; в основном завершена разработка системы управления качеством продукции; определены цели и задачи системы управления производственным объединением (предприятием); разработана и утверждена отраслевая система управления охраной труда; в стадии разработки находятся системы управления материально-техническими ресурсами и охраной окружающей среды.

Разработка и внедрение названных систем управления осуществляются НИИТавтопром, НАМИ и НИИУавтопром совместно с ведущими предприятиями и организациями отрасли. Ведутся они на базе передового опыта промышленности и государственных стандартов.

Особое значение в реализации главных задач отрасли на XI пятилетку имеет система подготовки производства. Она

включает: научно-исследовательские работы (анализ опыта эксплуатации выпускаемых изделий; прогнозирование их технического уровня; исследования по совершенствованию изделий, технологических процессов и технологического оснащения), конструкторскую подготовку производства (разработку конструкторской документации; изготовление и испытание опытных образцов изделий; обеспечение технологичности их конструкций), технологическую подготовку производства (контроль технологичности изделий; разработку технологических процессов; проектирование средств технологического оснащения; изготовление средств технологического оснащения), обеспечение материальными, трудовыми и финансовыми ресурсами (материалами, комплектующими изделиями и средствами технологического оснащения; трудовыми и финансовыми ресурсами, строительными объектами). Внедрение системы подготовки производства позволяет, как показывают расчеты, увеличить выпуск продукции высшей категории качества на 10—15%, в 1,5—2 раза сократить сроки и на 25—30% — затраты на подготовку производства и изготовление продукции, повысить мобильность производства при освоении новых изделий.

При решении задач подготовки производства важное значение имеет повышение уровня технологии и технологического оборудования. По данным Госстандарта СССР, в настоящее время практически все разрабатываемые новые конструкции в машиностроении по своему научно-техническому уровню соответствуют лучшим отечественным и зарубежным

аналогам. Вместе с тем процент серийно выпускаемой продукции, аттестованной по высшей категории качества, значительно ниже. Это свидетельствует о том, что технический уровень машиностроительного производства и его материально-техническое обеспечение на данном этапе требуют особого внимания и ускоренного внедрения мероприятий, предусмотренных основными направлениями системы подготовки производства, на всех уровнях управления — от Министерства до предприятия, цеха, участка.

В этих целях Министерством автомобильной промышленности с 1 июля 1982 г. введен в действие комплекс отраслевых стандартов, которые устанавливают цели, структуру, состав и порядок внедрения отраслевой системы подготовки производства: ОСТ 37.002.0626-80 «Отраслевая система подготовки производства. Основные положения»; ОСТ 37.002.0627-80 «Отраслевая система подготовки производства. Подготовка производства на предприятиях (в объединениях). Основные положения»; ОСТ 37.002.0628-80 «Отраслевая система подготовки производства. Планирование подготовки производства на предприятиях (в объединениях). Основные положения»; ОСТ 37.002.0629-80 «Отраслевая система подготовки производства. Оценка технического уровня производства предприятий (объединений)» и ОСТ 37.002.0630-80 «Отраслевая система подготовки производства. Планирование совершенствования систем подготовки производства на предприятиях (в объединениях)».

Отраслевая система подготовки производства (ОСПП) разработана на основе государственных стандартов Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП) и распространяется на деятельность подразделений центрального аппарата Минавтопрома и подчиненных ему всесоюзных промышленных объединений, производственных объединений, предприятий, НИИ и КБ, участвующих в подготовке производства. Она представляет собой систему организационно-методических и нормативно-технических документов и мероприятий по организации и направлению планомерной деятельности подразделений в целях обеспечения технической готовности предприятий отрасли к производству автомобилей и других изделий с заданными показателями технического уровня и качества при установленных сроках и объемах, с минимальными трудовыми и материальными затратами. Назначение системы — внедрить на всех уровнях управления единый системный подход к организации и управлению процессом подготовки производства.

Руководство подготовкой производства в отрасли осуществляет управление главного технолога Министерства. Основным документом по управлению и координации работ является отраслевой координационный план подготовки производства новых и модернизированных изделий. Управление главного технолога осуществляет также руководство подсистемами, связанными со средствами технологического оснащения и технологическими процессами. Управление конструкторских и экспериментальных работ (УКЭР) руководит подсистемами, связанными с разработкой продукции основного производства.

Подсистемой материально-технического обеспечения и другими подсистемами управляют соответственно управления материально-технического снабжения, капитального строительства, планово-экономического, отдел охраны труда и техники безопасности. Системами подготовки производства ВПО управляют их технические отделы.

Функции центральной головной организации по научно-методическому руководству разработкой и внедрением отраслевой системы подготовки производства осуществляет Научно-исследовательский институт технологии автомобильной промышленности (НИИТавтопром); он же является головной организацией по руководству подсистемами, связанными со средствами технологического оснащения и технологическими процессами, охраной труда и окружающей среды. Головная организация подсистем по разработке продукции основного производства — Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ).

Организация и управление процессом подготовки производства на всех его стадиях и этапах в производственном объединении (на предприятии) должны осуществляться самостоятельной службой (управлением, отделом, бюро, группой) планирования и координации работ по подготовке производства, подчиненной главному инженеру (первому заместителю генерального директора, техническому директору) объединения (предприятия). В этой связи проведение работ по внедрению системы в ряде случаев требует совершенствования структуры управления на предприятиях (в объединениях).

Для обеспечения единого методического подхода к разработке и внедрению систем подготовки производства в объединениях и на предприятиях отрасли создан отраслевой координационный совет, возглавляемый заместителем начальника управления главного технолога Минавтопрома.

Министерством утверждены комплекс методических и нормативных материалов, разработанный НИИТавтопромом, в том числе «Типовое техническое задание на совершенствование системы подготовки производства предприятия (объединения) на основе правил и положений ОСПП»; инструкция «Учет и регистрация систем подготовки производства предприятий (объединений), разработанных на основе ЕСТПП и ОСПП»; «Методика обследования и анализа системы подготовки производства на предприятии (объединении) в соответствии с требованиями стандартов ОСПП».

В настоящее время в отрасли в рамках ОСПП действует около 200 отраслевых нормативно-технических документов, в том числе стандарты, регламентирующие порядок подготовки производства изделий собственного станкостроения: ОСТ 37.002.0620-82 «Система разработки и постановки на производство технологического оборудования отраслевого назначения. Основные положения»; ОСТ 37.002.0621-82 «Технологическое оборудование. Общие технические требования»; ОСТ 37.002.0622-82 «Технологическое оборудование. Технические условия. Порядок разработки, согласования и утверждения»; ОСТ 37.002.0944-82 «Технологическое оборудование (ТО). Система контроля качества изготовления ТО»; ОСТ 37.002.0945-82 «Технологическое оборудование. Входной контроль материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий для изготовления ТО» и ОСТ 37.002.0946-82 «Технологическое оборудование. Обеспечение технической дисциплины при производстве ТО».

Регламентированы методы типизации и проектирования технологических процессов, унификации средств технологического оснащения. Определены состав и структура комплексных планов подготовки производства. Основным содержанием планирования подготовки производства являются определение состава, объемов и сроков выполнения работ, их рациональное распределение между подразделениями и службами, участвующими в подготовке производства. В комплексном плане подготовки производства отражаются: освоение новых и модернизируемых изделий; развитие производственных мощностей; внедрение прогрессивных технологических процессов и средств технологического оснащения производства; передача производства изделий другим подразделениям основного производства или предприятиям (объединениям); внедрение международных, государственных и отраслевых стандартов, стандартов предприятий, международных правил и норм; научная организация труда; обеспечение требований охраны труда и окружающей среды; заказы сторонних организаций.

Как правило, на разных стадиях процесса подготовки производства в работе одновременно находится значительное число программ, проектов и мероприятий, направленных на достижение поставленных целей и определяющих стратегию текущего развития отрасли и ее перспективы. Зачастую реализация их зависит от наличия ресурсов в смежных отраслях. Это осложняет процесс планирования. Поэтому как в отраслевой системе, так и в системах подготовки производства предприятий центральное место занимает организация планирования. Комплексный подход в планировании подготовки производства призван обеспечить ускорение внедрения передовых научно-технических достижений на основе согласованного и сбалансированного использования ресурсов предприятий и отрасли и фондов на продукцию смежных отраслей.

Для ускорения реализации намеченного подхода к планированию подготовки производства в отрасли необходимо в короткий срок завершить разработку методики, устанавливающей правила, порядок и регламент формирования разделов и частей плана, как это и предусмотрено комплексной программой совершенствования системы подготовки производства.

Опыт передовых предприятий отрасли, например, Волжского им. 50-летия СССР, Московского им. И. А. Лихачева, Горьковского и других автозаводов, показал, что системы технической подготовки производства не могут быть автономны, поэтому они создаются и совершенствуются в тесной взаимосвязи с другими функциональными и целевыми подсистемами управления промышленным предприятием.

В соответствии с целями и задачами отраслевой системы на заводах проводится большая работа по анализу и совершенствованию существующих систем подготовки производства. Разрабатываются и внедряются стандарты предприятия.

регламентирующие деятельность подразделений по технической подготовке производства. Значительное внимание уделяется решению вопросов автоматизации инженерных и управленческих задач подготовки производства, в частности, на таких крупных предприятиях, как ГАЗ, ЗИЛ, ВАЗ, АЗЛК. Здесь при помощи ЭВМ выполняются основные инженерные расчеты производственных мощностей, материальных затрат, режимов обработки деталей, потребностей в инструментальной оснастке и др. Получают развитие работы по автоматизированному проектированию технологических процессов, средств технологического оснащения, а в ряде случаев и элементов конструкций автомобильной техники.

При помощи ЭВМ осуществляется все большее число операций по контролю за процессом подготовки производства, что оказывает решающее влияние на сокращение времени при выполнении инженерных работ. Так, применение ЭВМ для проектирования технологических процессов на ГАЗе сократило время их разработки почти в 10 раз, а на ЗИЛе — для проектирования шевверов — в 75 раз. На ЗИЛе же в результате введения машинного контроля значительно сокращены сроки отработки конструкций на технологичность.

На ВАЗе управление системой технической подготовки производства осуществляется при помощи электронно-вычислительного центра. В числе решаемых задач — расчет сводных материальных, трудовых и стоимостных нормативов на изделие (узел) для цехов, производств и завода в целом; планирование и контроль подготовки производства на базе сетевых методов; расчет параметров двигателя, кузова, их отдельных элементов и др.

Предприятия отрасли при разработке системы подготовки производства совершенствуют и структуру управления. Так, на ВАЗе создано управление технического развития производства, в сферу деятельности которого входят все вопросы, связанные с выполнением работ по новым и модернизируемым изделиям, совершенствованию технологических процессов, организации производства мелких серий новых объектов, материально-техническому обеспечению, а также работа с поставщиками комплектующих изделий и т. д. На Горьковском автозаводе созданы управление станкостроения, специализированные заводы по производству оборудования и монтажных работ, по производству штампов и пресс-форм. На АЗЛК разрабатывается АСУ инструментально-штамповым производством.

Внедрение отраслевых и заводских стандартов по системам подготовки производства способствует не только повышению технического уровня производства и качества продукции, но также экономии металлов и топливно-энергетических ресурсов. С этой целью в отрасли уже разработано более 60 РТМ и ОСТ, в том числе нормативно-техническая документация на малоотходную штамповку в штампах с разъемными матрицами, холодную объемную штамповку стальных деталей, технологические процессы на литые кузнечных штампов, изготовление стержней, крепежа и др. Разрабатывается еще около 40 документов. Среди них — документы на технологические процессы: литья из высокопрочного чугуна, по выплавляемым моделям, под давлением, центробежного, кокильного, с применением самотвердеющих смесей; производства заготовок, деталей методом пластической деформации, горячих штамповок — методами чеканки, калибровки, точной резки заготовок, малоокислительного нагрева заготовок и др.

Таким образом, накопленный опыт свидетельствует, что на предприятиях и в отрасли в целом уже есть весьма эффективные методы и средства подготовки и организации производства. Этот опыт нуждается в обобщении, систематизации и широком распространении. Дело в том, что на ряде предприятий еще недостаточен уровень применения ЭВМ при решении задач подготовки производства; имеют место случаи отработки конструкции на технологичность уже в процессе производства; не получили широкого распространения многие прогрессивные методы и процессы, в том числе малоотходная технология и др. Исходя из этого, НИИТавтопромом совместно с ведущими предприятиями отрасли разработана

и утверждена Минавтопромом комплексная программа совершенствования и развития отраслевой системы подготовки производства до 1985 г.

Программой предусмотрена разработка отраслевых нормативно-технических документов по автоматизации и кодированию технической подготовки производства, на прогрессивные технологические процессы по дальнейшему развитию унификации и стандартизации деталей, узлов, агрегатов, приборов и других изделий. Программой намечено планомерное поэтапное внедрение отраслевой системы подготовки производства в ВПО, ПО и на предприятиях отрасли, которое включает в себя разработку технических заданий, рабочих проектов (основной нормативно-технической документации) и сдачу систем подготовки производства предприятий комиссиям министерства. Так, в 1982 г. системы подготовки производства приняты на ВАЗе и ГАЗе, в 1983 г. такие системы будут приняты на 17 предприятиях (объединениях), в том числе на ЯМЗ, УАЗе, ЗАЗе, БАЗе, МАЗе, ГПЗ-1, КрАЗе и др.

Эффективность внедрения систем подготовки производства можно показать на примере Горьковского автозавода. Здесь внедрение основных принципов и положений системы позволило повысить уровень организации и управления процессом подготовки производства; применить автоматизированное проектирование (САПР) прогрессивной оснастки и ряда технологических процессов; решить проблему комплексной унификации и стандартизации технологической оснастки; внедрить комплекс технических средств АСУИП и АСУТП, комплекс управляющих программ для станков с ЧПУ; разработать и внедрить комплекс стандартов на технологическую документацию. В 1981 г. только за счет совершенствования конструкций деталей сборочных единиц с целью повышения их технологичности получена экономия 692,3 тыс. руб.

Эффективность, как видим, весьма значительная. Даже при условии, что в 1981 г. заводская система подготовки производства на ГАЗе еще не была внедрена полностью (это сделано в 1982 г.). Работа же в текущем году показывает, что 19 организационно-технических стандартов предприятия, которые стали нормативной базой системы подготовки производства, дадут еще больший экономический эффект. Они позволяют наиболее полно и точно оценить затраты на технологическое оснащение, конструкторам и технологом — выбрать оптимальные варианты решений. Не менее важно и то, что предварительная подготовка ведется и по изделиям, поставляемым ГАЗу предприятиями-смежниками. (Ведут ее, разумеется, сами эти предприятия, но все решения согласовывают со специалистами ГАЗа, следовательно, учитывают потребности последнего).

Таким образом, на Горьковском автозаводе по существу уже осуществлен единый системный подход к организации и управлению процессом производства, основанный на автоматизации этого процесса, что положительно сказывается не только на экономии средств внутри завода, но и позволяет создавать автомобильную технику, технико-экономические показатели которой отвечают современным требованиям и достижениям научно-технического прогресса. Иными словами, опыт ГАЗа доказывает, что единая система подготовки производства дает не только внутритраслевой, но и народнохозяйственный эффект.

То же самое можно сказать и о производственном объединении АвтоВАЗ: от реализации мероприятий по совершенствованию системы технической подготовки производства в 1981 г. здесь получен экономический эффект 2,2 млн. руб.

Совершенствование системы подготовки производства на предприятиях Минавтопрома в соответствии с намеченной программой позволит отрасли снизить стоимость и сроки подготовки производства новых изделий, экономить ресурсы, повысить качество вновь разрабатываемых изделий и средств технологического оснащения производства и значительно облегчить безостановочный переход на новые виды изделий.

Оценка выбросов твердых частиц карбюраторными двигателями

В. Ф. АРАПОВ, канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ОДНОЙ из задач научных исследований и доводочных работ при совершенствовании автомобильных двигателей является оценка загрязнения окружающей среды выбрасываемыми с отработавшими газами вредными веществами. Среди этих веществ особое положение занимают твердые частицы: находясь в воздухе во взвешенном состоянии, они наносят ущерб здоровью человека и животных, поражая легкие; усиливают химические реакции в атмосфере, уменьшают ее прозрачность и, следовательно, снижают поток солнечной радиации, что вызывает изменение температуры окружающей среды, биологической скорости роста растений и т. д.

Выбрасываемые вместе с отработавшими газами карбюраторных двигателей частицы главным образом состоят из углерода и несгоревших углеводородов, а также соединений свинца (при работе на этилированном бензине). Например, по оценке американских исследователей, автомобили, работающие на этилированном бензине, выбрасывали взвешенные частицы в атмосферу городов в объеме от 2 до 13%. Перевод же всех автомобилей на работу на неэтилированном бензине способствовал снижению общего количества твердых частиц в городском воздухе в 10 раз. Применение этилированных бензинов вынуждает затрачивать значительные средства на охрану труда работников, связанных с их производством, транспортировкой, хранением и эксплуатацией, и, кроме того, делает невозможным использование каталитических нейтрализаторов в качестве эффективных противotoксичных устройств, так как свинец практически мгновенно «отравляет» катализатор. Именно поэтому в некоторых густонаселенных районах нашей страны использование этилированных бензинов запрещено.

В настоящее время проблему выброса твердых частиц отдельным карбюраторным двигателем нельзя рассматривать, как проблему острую, требующую немедленного решения: технически исправный и правильно отрегулированный двигатель, работающий на неэтилированном бензине с содержанием ароматических углеводородов до 50% и малым содержанием серы, имеет относительно небольшой выброс твердых частиц (в 30—70 раз меньший, чем у дизеля). Однако в связи с тем, что сейчас выпускается гораздо больше автомобилей с карбюраторными двигателями, чем с дизелями, сум-

марный выброс твердых частиц достаточно велик. Кроме того, мутагенная активность этих частиц примерно вдвое выше активности частиц, выбрасываемых дизелями. Поэтому, видимо, настала пора ограничить их выброс стандартами, что уже давно сделано в отношении дизелей. Нужны также оценочные критерии и общепризнанная методика измерения дымности.

Чтобы решить перечисленные задачи, специалисты Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ разработали специальную установку (рис. 1), которая представляет собой систему отбора предварительно разбавленного воздухом отработавших газов при сохранении постоянного объема прокачиваемой смеси газов на любых режимах работы двигателя. Разбавление отработавших газов осуществляется в специальном туннеле. Постоянство прокачиваемого объема достигается за счет критического сопла, расположенного за туннелем. Туннельное разбавление позволяет обеспечить приближение результатов, полученных экспериментально, к тем, которые имеют место в условиях реального загрязнения атмосферы частицами и аэрозолями.

Пробы отработавших газов отбираются через фильтр АФА-ВИ-10. Перед отбором фильтрующие элементы высушивают и взвешивают. То же самое делают и после отбора пробы. В результате определяют массу уловленного осадка и подсчитывают выброс твердых частиц с отработавшими газами.

При исследованиях, которые выполнялись на установке, изучали, в частности, как изменяется выброс твердых частиц в зависимости от теплового и технического состояния двигателя, режимов его работы, качественного состава топливовоздушной смеси. В качестве объекта исследований был взят двигатель ЗМЗ-53.

Влияние теплового состояния оценивали на режиме прогрева двигателя при 2000 мин⁻¹ и полной нагрузке. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что выброс твердых частиц с отработавшими газами у холодного двигателя значительно превышает выброс частиц при нормальном тепловом состоянии двигателя.

Для оценки влияния технического состояния двигателя на выброс твердых частиц испытывались двигатели с различным техническим состоянием цилиндра-поршневой группы и деталей клапанного механизма.

Как и ожидалось, наибольший (рис. 2,а) выброс р твердых частиц (до 1,0 г/м³) имел двигатель с максимально изношенными деталями цилиндра-поршневой группы и клапанного механизма. Удельный расход масла на режиме полной нагрузки при 2000 мин⁻¹ составил у него 1,64 г/(кВт·ч). У двигателя, имеющего цилиндр-поршневую группу и детали клапанного механизма, изготовленные по верхнему пределу поля допуска, выброса твердых частиц практически не было, а удельный расход масла на режиме полной нагрузки при 2000 мин⁻¹ составил 0,74 г/(кВт·ч). У двигателя, имеющего цилиндр-поршневую группу и детали клапанного механизма изготовленные по нижнему пределу поля допуска, выброс частиц составил до 0,23 г/м³, а удельный расход масла при 2000 мин⁻¹ и полной нагрузке — 1,3 г/(кВт·ч).

Следует отметить, что наибольший выброс твердых частиц зафиксирован на режимах малых нагрузок и холостого хода. Причины — ухудшение наполнения цилиндров из-за

Таблица 1

Температура, К	Выброс твердых частиц, г/м ³	
	охлаждающей жидкости	масла в системе смазки
300—320	305—315	1,380
340—350	325—340	0,425
358—363	345—353	0,037

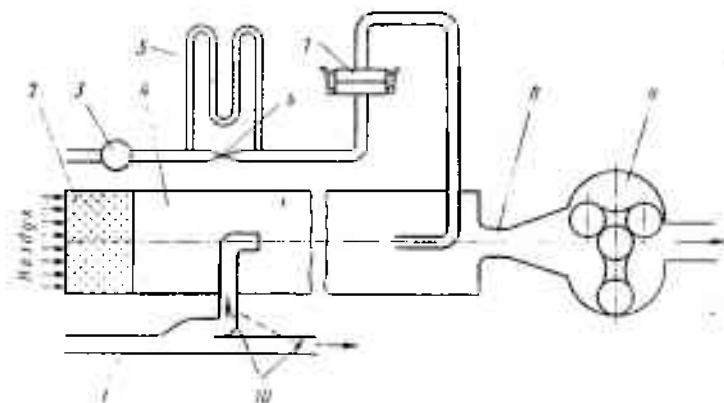


Рис. 1. Схема установки для определения выброса твердых частиц: 1 — выпускной трубопровод двигателя; 2 — фильтр; 3 — насос пробоборника; 4 — туннель разбавления; 5 — дифманометр; 6 — диафрагма; 7 — аллонж; 8 — критическое сопло; 9 — прокачивающий насос; 10 — заслонки

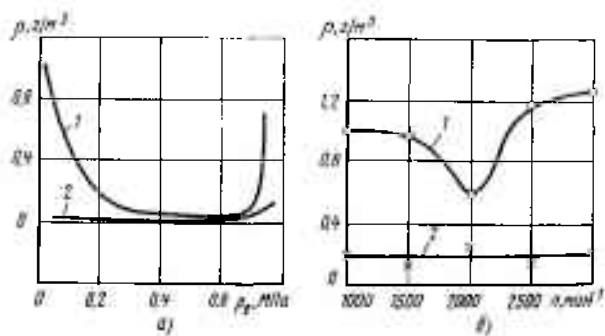


Рис. 2. Выброс твердых частиц при работе двигателя: а — по нагрузочной характеристике, б — на режиме холостого хода: 1 — для максимально изношенного двигателя; 2 — по нижнему пределу поля допуска

глубокого дросселирования, в результате чего относительное содержание остаточных газов в смеси растет.

Количество твердых частиц, образующихся за счет попадания масла в камеру сгорания, зависит в основном от зазоров в парах «гильза — поршень» и «штулка — стержень клапана». Так, у двигателя, имеющего зазоры по нижнему пределу поля допуска, выброс твердых частиц на холостом ходу практически одинаков во всем диапазоне рабочих частот вращения и равен 0,2 г/м³; у двигателя, имеющего максимально изношенные цилиндро-поршневую группу и детали клапанного механизма, величина выброса колеблется от 0,6 до 1,25 г/м³ (рис. 2, б).

Очевидно, что режим холостого хода наиболее удобен для оценки выброса твердых частиц, причем величину выброса, двигателем с цилиндро-поршневой группой и деталями клапанного механизма, изготовленными по нижнему пределу поля допуска, следует признать предельно допустимой (0,2 г/м³), а величину выброса максимально изношенным двигателем — недопустимой.

Из характеристики принудительного холостого хода, приведенной на рис. 3, видно, что с повышением частоты вращения коленчатого вала выброс твердых частиц значительно возрастает (больше масла попадает в камеру сгорания), причем тем заметнее, чем изношеннее двигатель. Из нагрузочной же характеристики (см. рис. 2) видно, что выброс растет и на режиме полной нагрузки при обогащении состава смеси экономайзером, но он минимален при 60—75% открытия дроссельной заслонки, когда еще не вступил в работу экономайзер.

Некоторое повышение удельных выбросов частиц двигателями на режимах максимальных нагрузок объясняется снижением на этих режимах коэффициента избытка воздуха до 0,9 и менее и поэтому появляющейся неполнотой сгорания топлива.

На рис. 4 представлена регулировочная характеристика по составу смеси, определенная при работе двигателя ЗМЗ-53 на режиме полной нагрузки при 2000 мин⁻¹. Из графика видно, что при обеднении смеси выброс твердых частиц сначала уменьшается, а затем увеличивается. Причем наименьший выброс зафиксирован при составах смеси, близких к стехиометрическому. При повышении коэффициента избытка воздуха более 1,0 скорость сгорания смеси уменьшается, в результате чего процесс сгорания все более распространяется на линию расширения. Кроме того, с уменьшением скорости сгорания растет теплоотдача в стенки цилиндров (из-за увеличения их площади при движении поршня к нижней

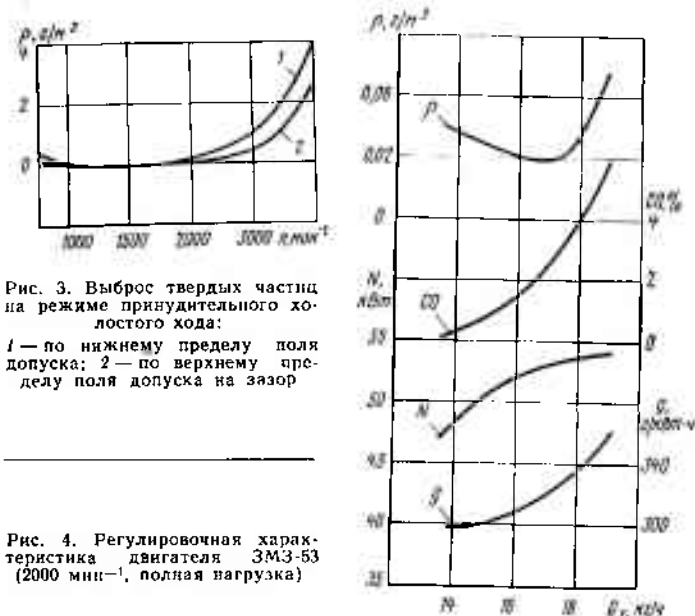


Рис. 3. Выброс твердых частиц на режиме принудительного холостого хода:

1 — по нижнему пределу поля допуска; 2 — по верхнему пределу поля допуска на зазор

Рис. 4. Регулировочная характеристика двигателя ЗМЗ-53 (2000 мин⁻¹, полная нагрузка)

мертвой точке). При этом в пристеночных слоях за счет снижения температуры ниже температуры воспламенения может наблюдаться неполное сгорание топлива, а также попавшего в цилиндр двигателя масла. Недогоревшие частицы в виде сажи и сконденсировавшихся углеводородов выбрасываются с отработавшими газами в атмосферу.

Таким образом, анализ результатов испытаний показывает, что наибольший уровень выбросов твердых частиц с отработавшими газами наблюдается на режимах малых нагрузок, принудительного холостого хода с повышенной частотой вращения, а также режимах полных нагрузок. Поэтому при оценке технического состояния двигателя выброс твердых частиц целесообразно оценивать на режимах холостого хода и принудительного холостого хода, а при оценке работы систем питания и воздухооборота — на режимах полных нагрузок. Для оценки выбросов предлагаются критерии, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Норма выброса твердых частиц	Выброс твердых частиц на режимах, г/м³		
	холостого хода	принудительного холостого хода	полной нагрузки
Допустимая	Менее 0,2	Менее 2,0	Менее 0,1
Умеренная	0,2—0,4	2,0—4,0	0,1—0,2
Большая	0,4—0,6	4,0—6,0	0,2—0,3
Недопустимая	Более 0,6	Более 6	Более 0,3

Результаты исследований в общем подтвердили известные положения теории о том, что на выброс твердых частиц с отработавшими газами карбюраторных двигателей существенное влияние оказывает техническое состояние их цилиндро-поршневой группы и деталей клапанного механизма, а также тепловой режим. Но они, кроме того, дали и количественную оценку этого влияния. Например, стало известно, что с повышением средней температуры охлаждающей жидкости с 310 до 360 К выброс уменьшается более чем в 30 раз.

УДК 621.43.038.8:621.43.068

Распылители с различными объемами колодца под иглой и их влияние на токсичность отработавших газов

Канд. техн. наук М. В. МАЗИНГ, Ш. Г. ТУРАБЕЛИДЗЕ, канд. техн. наук Т. Р. ФИЛИПОСЯНЦ, Г. С. КОРНИЛОВ

НАМИ, ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ «ДИЗЕЛЬАППАРАТУРА»

ВВЕДЕННЫЕ с 1 января 1982 г. в нашей стране нормы на токсичность отработавших газов автомобильных дизелей (ОСТ 37.001.234—81) обязывают обращать особое внимание на совершенствование конструкции элементов их топливной аппаратуры с целью снижения выброса токсичных веществ с отработавшими газами на всех основных режимах работы дизелей. Одним из таких элементов является форсуника:

именно ее параметры и качество изготовления в значительной степени определяют характер процесса впрыска топлива, и тем самым, показатели рабочего процесса дизеля, дымность и токсичность отработавших газов. Поэтому ее совершенствование — один из важнейших путей выполнения требований нового ОСТ.

Наиболее очевидное направление такого совершенства-

ния — улучшение конечной фазы впрыска топлива за счет изменения параметров проточной части распылителя. И прежде всего — за счет улучшенного конструктивного исполнения так называемого колодца под иглой распылителя, ограниченного сверху конусом иглы и соединенного сопловыми отверстиями с камерой сгорания, поскольку после окончания впрыска, т. е. после посадки запорной иглы на седло распылителя, топливо, находящееся в колодце, продолжает вытекать с малой скоростью (точнее, сочиться) в цилиндр двигателя до $9-10^{\circ}$ П. К. В. [1 и 2]. Естественно, эти последние капли сгорают не полностью, что, во-первых, увеличивает содержание несгоревших углеводородов и окиси углерода в отработавших газах, а во-вторых, повышает склонность распылителя к закоксуыванию и, как следствие, ухудшает топливную экономичность дизеля в процессе эксплуатации.

Как показано в работе [1], объем топлива, не сгоревшего полностью в цилиндре двигателя, составляет примерно треть объема колодца. Следовательно, чем больше этот объем, тем сильнее проявляются все те нежелательные явления, о которых упомянуто выше.

У серийных распылителей форсунок дизелей ЯМЗ и объем колодца равен $1,8-2,0 \text{ мм}^3$. Это означает, что для его уменьшения резервы есть. Тем более, что минимизация объема колодца является простым в технологическом отношении мероприятием. Однако при уменьшении объема колодца форсунки до нуля существенно меняется проточная часть распылителя (сопловые отверстия располагаются на запорном конусе). Кроме того, указанное мероприятие трудно реализовать в многодырчатых распылителях, у которых оси сопловых отверстий наклонены под разными углами к оси форсунки. Поэтому необходима такая оптимизация объема, которая обеспечила бы требуемое снижение токсичности отработавших газов и не исказила процесс впрыска топлива. Результаты такого исследования применительно к двигателю приводятся ниже.

Исследовались три комплекта распылителей: серийные модели 33 с объемом колодца, равным 2 мм^3 , опытные распылители Э1 и Э05, у которых объемы колодца были равны соответственно $1,0$ и $0,5 \text{ мм}^3$. Диаметр d_k всех трех колодцев оставался постоянным и равным $1,2 \text{ мм}$. Однойковой была и технология изготовления сопловых отверстий распылителей, т. е. номинальный диаметр d_c каждого равен $0,3 \text{ мм}$.

Схема четырехдырчатого распылителя модели 33 показана на рис. 1. Поскольку форсунка установлена в головке блока цилиндров дизеля наклонно, то для обеспечения подачи равных порций топлива через разные сопловые отверстия в зоны камеры сгорания, отстоящие на одинаковом расстоянии от кромки камеры, оси этих отверстий наклонены относительно оси форсунки под разными углами, а сам распылитель фиксирован в корпусе форсунки. Ось соплового отверстия № 4 (нумерация условная) образует с осью форсунки угол 90° , угол наклона оси отверстия № 2 равен 58° . Отверстия № 1 и 3 занимают промежуточное положение (углы наклона соответственно 74° и 70°).

Анализ работы серийной форсунки дизеля показывает, что такое расположение сопловых отверстий приводит в принципе к нарушению равномерности их производительности, причем расход через отверстие № 2 должен быть увеличенным, а через отверстие № 4 — уменьшенным. Различие в производительности отверстий определяется главным образом их гидравлическими сопротивлениями, которые, по аналогии с соединениями трубопроводов, ориентировочно можно оценить по коэффициентам местных сопротивлений

для поворота потока под углом 60° и для поворота под прямым углом. В соответствии с этим разница в производительности сопловых отверстий распылителя модели 33 может составлять 15% .

Учитывая, что колодец под иглой, несмотря на свои относительные малые размеры, играет роль аккумулятора

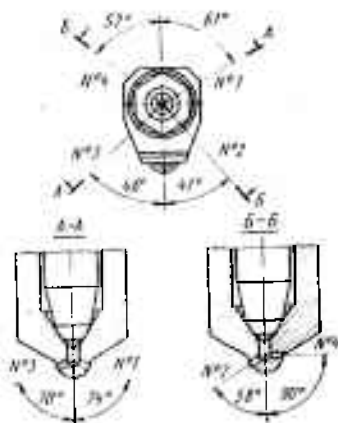


Рис. 1. Схема расположения сопловых отверстий распылителя форсунки дизеля

ра топлива, из которого оно затем поступает к сопловым отверстиям, следует ожидать, что изменение объема колодца должно оказать влияние на равномерность распределения топлива по отверстиям, а значит, и на характер смесеобразования в цилиндре.

Определение неравномерности δ распределения топлива по сопловым отверстиям всех распылителей проводилось при работе от сканки топливного насоса на режимах цикловых подач топлива $\Delta V = 80 \text{ мм}^3$ (на $5-6\%$ выше номинальной цикловой подачи дизеля) и $\Delta V = 20 \text{ мм}^3$ (холостой ход) в диапазоне частот вращения вала топливного насоса $400-1300 \text{ мин}^{-1}$. Производительность отдельных отверстий изменялась при помощи специального топливзаборника, отводящего топливо в мерные колбы стенда. Неравномерность δ оценивалась по величине отношения максимальной производительности $q_{i \max}$ к минимальной $q_{i \min}$, причем цикловая производительность принималась равной сумме производительностей отдельных отверстий.

Средняя величина $\delta_{\text{ср}}$ подсчитывалась как среднеарифметическая всех замеров для данного типа распылителя.

Обобщенные данные по неравномерности распределения топлива по сопловым отверстиям для разных распылителей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Распылитель	Объем колодца, мм ³	$\Delta V = 80 \text{ мм}^3$		$\Delta V = 20 \text{ мм}^3$	
		δ	$\delta_{\text{ср}}$	δ	$\delta_{\text{ср}}$
33	2,0	1,0-1,17	1,1	1,0-1,6	1,2
Э1	1,0	1,05-1,45	1,25	1,0-1,6	1,2
Э05	0,5	1,1-1,33	1,22	1,1-1,5	1,25

Как видно из таблицы, максимальная неравномерность распределения топлива по сопловым отверстиям на режиме полной подачи топлива у серийных распылителей достигает 17% , а на режиме холостого хода 60% . При уменьшении объема колодца (опытные распылители) она возрастает до $33-45\%$ на режиме полной подачи топлива и достигает $50-60\%$ на режиме холостого хода. Таким образом, уменьшение объема колодца в целом несколько увеличивает неравномерность распределения топлива по сопловым отверстиям (с 10 до $20-25\%$) на режиме полной подачи, но практически не сказывается на режиме холостого хода. Скоростной режим работы оказывает слабое влияние на величину δ_{max} на режиме $\Delta V = 80 \text{ мм}^3$. На режиме холостого хода увеличение частоты вращения приводит к увеличению δ_{max} с $20-30$ до $50-60\%$, что и ведет к росту $\delta_{\text{ср}}$ (по сравнению с ее значением на режиме полной подачи).

Необходимо отметить, что средние значения неравномерности распределения топлива по сопловым отверстиям для распылителей с разными объемами колодца близки к ориентировочному ее значению (15%), полученному расчетом. Это указывает на сохранение характера течения топлива через проточную часть распылителя при изменении объема колодца в исследованных пределах.

На рис. 2 приведены усредненные по всем замерам данные

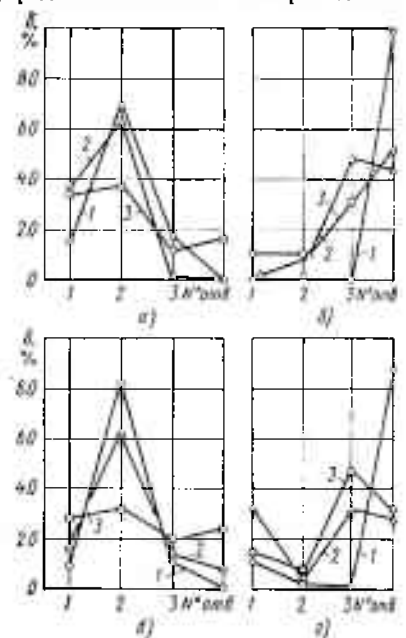


Рис. 2. Частота распределения максимальной (а, в) и минимальной (б, г) производительностей сопловых отверстий при цикловых подачах топлива:
 а, б — при 80 мм^3 ; в, г — при 20 мм^3 ; 1 — $V_k = 0,5 \text{ мм}^3$; 2 — $V_k = 1,0 \text{ мм}^3$; $V_k = 2,0 \text{ мм}^3$

Распылитель	Объем колодца, мм ³	q_{\max}^* , мм ²	μ	μ/c	μ/μ_{\max}	$\Delta(\mu/c)$, %	
						$(\mu/c)_{\max}$	μ/c
33	2,0	0,21—0,215	0,74—0,76	0,2—0,205	1	1	2,4
Э1	1,0	0,195—0,21	0,69—0,74	0,185—0,2	0,93—0,97	0,925—0,98	7,5
Э05	0,5	0,19—0,21	0,67—0,74	0,18—0,195	0,9—0,97	0,9—0,95	10,0

по частоте распределения максимальной q_{\max}^* и минимальной q_{\min}^* производительности отдельных сопловых отверстий в зависимости от объема колодца при разных цикловых подачах топлива.

Из рисунка видно, что в реальных условиях наблюдаются отклонения от ожидаемого распределения производительности отверстий, причем эти отклонения весьма чувствительны к величине V_k . Наибольшее приближение к расчетной модели течения отмечается при $V_k \leq 1,0$ мм³, наименьшее — у серийного распылителя.

Анализ влияния скоростного режима на распределение q_{\max}^* и q_{\min}^* также показал, что наибольшие колебания частоты распределения наблюдаются у серийного распылителя, наименьшие — у распылителей с малым объемом колодца. Все это указывает на дополнительное отрицательное влияние увеличения объема колодца на распылители с разными углами наклона сопловых отверстий, поскольку у них при изготовлении трудно компенсировать повышенную неравномерность производительности.

На стенде постоянной подачи были определены гидравлические характеристики $\mu = f(y)$ для каждого распылителя, т. е. зависимости эффективного проходного сечения от подъема иглы. Замеры показали, что изменение объема колодца практически не сказывается на форме гидравлической характеристики $\mu = f(y)$ [где $\mu = \mu/\mu_{\max}$; μ_{\max} — максимальное эффективное проходное сечение распылителя], но влияет на величину эффективного проходного сечения при всех подъемах иглы: μ_{\max} у всех модификаций распылителей достигается при подъемах иглы более 0,4 мм, а рабочее проходное сечение μ/c , соответствующее подъему 0,24 мм, составляет (0,94—0,96) μ_{\max} . Уменьшение объема колодца ведет к уменьшению как μ_{\max} , так и μ/c , что связано со снижением величины коэффициента расхода μ (с 0,75 до 0,7—0,72). В табл. 2 приведены результаты пролива распылителей.

Величина коэффициента расхода μ зависит от условий на входе в сопловые отверстия. Как показано в работе [3], поток топлива, пройдя под конусом иглы, отжимается от стенок колодца, образуя зону завихрения. Если отверстие находится внутри зоны, то потери напора резко возрастают и величина μ снижается, уменьшая тем самым эффективное проходное сечение распылителя. При уменьшении объема колодца именно это явление и наблюдается: сопловые отверстия приближены к верхней кромке колодца, и вход в них перемещается в зону завихрения. Такое расположение сопловых отверстий приводит к увеличению нестабильности пропускной способности распылителей и повышению разброса значений μ/c в 3—4 раза (с 2,4 до 7,5—10%), что, однако, незначительно сказывается на неравномерности подачи топлива по линиям высокого давления.

Уменьшение μ/c вызывает некоторое изменение формы скоростной характеристики подачи топлива и приводит к снижению цикловой подачи топлива при высоких частотах вращения, что требует перерегулировки топливной аппаратуры. Отмеченная негативная сторона уменьшения объема колодца может быть частично компенсирована изменением положения отдельных сопловых отверстий относительно кромки колодца.

Исследования влияния величины объема колодца на показатели дизеля проводились по нагрузочным характеристикам на трех скоростных режимах: 1200, 1800 и 2600 мин⁻¹.

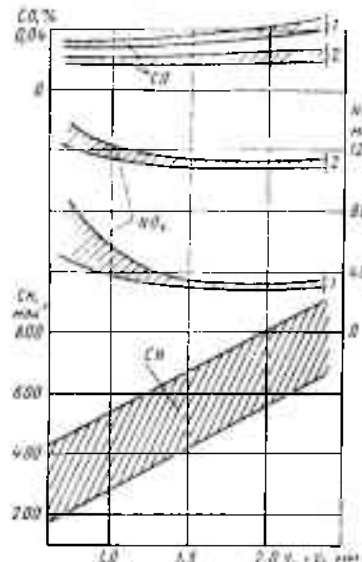
Испытания показали, что изменение объема колодца распылителя в указанных пределах не оказывает значительного влияния на протекание рабочего процесса дизеля и дымность его отработавших газов при работе по нагрузочным характеристикам на всех обследованных режимах. В то же время на некоторых режимах применение распылителя с $V_k = 0,5$ мм³ приводит к снижению дымности K на 3—5 единиц и удельного расхода топлива g_e — на 1—2 г/(кВт·ч) по сравнению с серийным распылителем, а также к незначительному уменьшению мощности дизеля на номинальном режиме из-за отмеченной выше корреляции внешней характеристики подачи топлива.

Но наибольшее влияние уменьшение V_k оказывает на выброс токсичных веществ. Это хорошо видно из рис. 3, где в функции объема полости под иглой распылителя показано изменение содержания отдельных токсичных компонентов в от-

работавших газах дизеля 740 на разных частотах вращения коленчатого вала и при двух значениях среднего эффективного давления $p_e = (0,2$ и $0,6$ МПа). Под объемом полости подразумевается суммарный объем колодца и четырех сопловых каналов V_c , имеющих диаметр 0,3 мм и длину 0,8 мм.

Так, уменьшение объема колодца приводит к пропорциональному уменьшению СН на всех нагрузочных и скоростных режимах работы в среднем с 750 м. л. н.⁻¹ при серийном распылителе до 350 м. л. н.⁻¹ при опытном распылителе ($V_k = 0,5$ мм³), т. е. в 1,7—2,1 раза, причем на режимах повышенных нагрузок эта зависимость к линейной ближе, чем при малых нагрузках. Это может быть объяснено влиянием повышенной неравномерности производительности разных сопловых отверстий на малых нагрузках, что приводит к некоторому повышению СН. Таким образом, для полного устранения несгоревших углеводородов из отработавших газов дизеля необходимо уменьшать суммарный объем полости под иглой распылителя до нуля, что, однако, невозможно из-за наличия сопловых каналов. Поэтому дальнейшее снижение СН после рационального уменьшения объема колодца осуществляется путем совершенствования рабочего процесса в цилиндре дизеля.

Рис. 3. Влияние объема полости под иглой распылителя на токсичность отработавших газов дизеля
1 — $p_e = 0,2$ МПа; 2 — $p_e = 0,6$ МПа



Уменьшение объема колодца приводит также к некоторому снижению СО в отработавших газах и может быть объяснено уменьшением подтекания топлива после конца впрыска.

Характер изменения NO_x в отработавших газах несколько иной: при работе с распылителями, у которых объем колодца меньше 1 мм³, содержание NO_x на режимах малых нагрузок растет. Это свидетельствует о некоторой интенсификации процесса сгорания и улучшении протекания рабочего процесса из-за отмеченного выше уменьшения пропускной способности распылителя, характеризуемой величиной μ/c .

Анализ результатов исследований позволяет сделать вывод о целесообразности уменьшения объема колодца распылителя для дизеля в 2 раза (с 2 до 1 мм³) за счет его глубины под иглой (без изменения диаметра). Указанное мероприятие не требует усложнения технологии изготовления и позволяет существенно улучшить токсические показатели дизелей.

При этом возможно снижение выброса несгоревших углеводородов в 1,7—2,1 раза, окиси углерода в 1,1—1,2 раза при незначительном увеличении содержания окислов азота в отработавших газах на режимах малых нагрузок. Указанное мероприятие должно также благоприятно сказаться на решении проблемы закоксовки распылителей в процессе эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трусов В. И., Дмитренко В. П., Масляный Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. М.: Машиностроение, 1977. 196 с.
2. Greeves G., Khan I. M., Wang C. H., Fenne I. Origins of hydrocarbon emissions from diesel engines. — SAE Technical Paper, 1977, № 770259, 17 p.
3. Мичкин И. А., Зубицегов И. П. Результаты работы по уменьшению проточной части распылителя форсунки. — Тракторы и сельхозмашины, 1974, № 6, с. 4—5.

Систематизация конструктивных схем и функциональных свойств автомобильных ГМП

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Ю. И. ЧЕРЕДНИЧЕНКО

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В НАУЧНОЙ и учебной литературе, относящейся к автомобильным гидромеханическим передачам (ГМП), до сих пор нет единообразия в описаниях их структуры и функциональных схем. Это затрудняет выбор исходных позиций в системе исследований функциональных свойств, надежности и экономичности ГМП и автомобилей с ГМП в целом. Поэтому излагаемые ниже результаты анализа и систематизации конструктивных схем и функциональных свойств ГМП, видимо, должны представлять определенный интерес для работников отрасли. При систематизации учитывались необходимые режимы работы ГМП, работа ГМП как части системы автоматического управления автомобилем, конструктивная структура ГМП автомобилей различных классов.

Необходимые режимы работы ГМП. При управлении автомобилем с ГМП водитель вручную ставит в то или иное положение орган управления ГМП (переводит рычаг или нажимает на кнопку). Тем самым он выбирает один из возможных режимов работы гидромеханической передачи.

Все необходимые режимы работы ГМП можно разбить на режимы движения (вперед или назад) и стоянки автомобиля. К режимам стоянки в реально существующих конструкциях относится положение «нейтраль» (Н), когда двигатель разобщен с ведущими колесами автомобиля (это положение может использоваться и при движении автомобиля), и положение «блокировка» (Б) выходного вала ГМП, когда ГМП используется в качестве стояночного тормоза автомобиля. Режимом движения на современных ГМП несколько, причем при одних и тех же положениях органа управления (избирателя режимов) возможна работа ГМП на различных передачах — это соответствует самому назначению автоматической трансмиссии.

Рассмотрим необходимые режимы работы ГМП на примерах наиболее распространенного ее вида — трехступенчатой легкового автомобиля (ГМП №1) и шестиступенчатой грузового автомобиля (ГМП №2). Избиратели режимов обеих ГМП имеют одинаковое число положений (шесть), несмотря на большую разницу в числе передач. ГМП №1 имеет положения Б, З, Х, Н, Д₃, Д₂, Д₁, а ГМП №2 — З, Х, Н, Д₄, Д₃, Д₂, Д₁ (З, Х — режим движения задним ходом, Д — режимы движения вперед, индексы «1, 2, 3, 4» — различные режимы движения).

Положение Д₃ в ГМП №1 допускает работу на одной из трех передач (I, II, III), работу с автоматическими переходами 1—2—3 и 3—2—1 при разгоне и замедлении автомобиля, работу с автоматическими переходами 3—1 и 1—3 при обгонных режимах движения. В положении Д₂ возможна работа на одной из двух передач (I, II) и работа с автоматическими переходами 1—2 и 2—1. В положении Д₁ возможна работа только на первой передаче.

Режим блокировки выходного вала (Б) функционально относится к стояночной тормозной системе автомобиля. Можно считать, что в ГМП №1 не шесть, а пять функционально присутствующих режимов работы, в том числе четыре режима движения автомобиля. Два из четырех режимов (З, Х и Д₁) характерны тем, что при их реализации в ГМП постоянно включена одна передача. Это — режимы без переключения передач. При реализации же режимов Д₂ и Д₃ происходят автоматические переключения с одной передачи на другую (режимы с переключением передач).

В ГМП №2 нет необходимости в последовательном прохождении всех передач, как это сделано в ГМП №1 (режим Д₃). Это сильно усложнило бы конструкцию ГМП, не дав ощутимых преимуществ. Кроме того, предоставление водителю на выбор многих режимов не упрощает его работу. Поэтому в ГМП №2 при вдвое большем числе передач (ступеней) воз-

можных режимов работы больше только на один, но эти режимы обеспечивают практически все встречающиеся эксплуатационные условия. В положении Д₄ возможна работа на одной из четырех передач (III, IV, V, VI) и работа с автоматическими переключениями между ними. В положении Д₃ — аналогично для трех передач (III, IV, V), в Д₂ — для двух (III, IV), в Д₁ — также для двух (I, II). Режимов без переключения передач при движении вперед в ГМП №2 нет.

Обозначения вида Д₄ использовались выше для описания и систематизации режимов работы ГМП. Практически в отечественных ГМП типа ГМП №1 применяют обозначения Б, З, Х, Н, Д₁, Д₂, Д₃, а в иностранных — Р, R, N, D, L₂, L₁. Первые буквы слов и цифры этих обозначений предназначены для сообщения водителю о передачах, которые используются при выборе им того или иного режима. Такие обозначения всегда условны. Поэтому при описании режимов работы ГМП лучше прямо указывать передачи, используемые в том или ином режиме работы. Тогда, например, для ГМП №1 — Б, З, Х, II, 3—1, 2—1, 1, а для ГМП №2 — З, Х, Н, 3—6, 3—5, 3—4, 1—2. При таких обозначениях сразу видно, какие режимы сопровождаются переключением передач, и дополнительные пояснения потребуются только для описания порядка работы тех или иных передач и пределов их применения в рамках выбранного режима.

Все типы ГМП используются для торможения автомобиля двигателем. Если это происходит без воздействия на избиратель режимов (только за счет прекращения подачи топлива к двигателю), то получаемый тормозной эффект зависит от характеристики гидротрансформатора и от конструкции ГМП, определяющей, какая при этом включится (или останется) передача из числа механических передач в ГМП. Если кроме прекращения подачи топлива водитель переводит избиратель режимов из одного положения в другое, то за счет принудительного включения низших передач эффект торможения двигателем усиливается.

Оба вида торможения двигателем являются необходимыми режимами работы ГМП. В ГМП типа ГМП №1 режим Д₄ введен в основном для более эффективного торможения двигателем. Если же в ГМП встроены специальный тормоз-замедлитель, то его режимы работы функционально являются режимами работы тормозной системы автомобиля и не являются поэтому необходимыми режимами работы ГМП, если даже для включения и выключения тормоза-замедлителя будет использоваться избиратель режимов ГМП. Сказанное относится и к случаю использования в качестве тормоза-замедлителя гидротрансформатора ГМП.

В ГМП могут быть встроены узлы и элементы и других, кроме тормозной, функциональных систем автомобиля. Режимы их работы также не являются необходимыми режимами работы ГМП.



Рис. 1. Схема автомобиля с ГМП как объекта управления

ГМП как часть системы автоматического управления автомобилем. Считая автомобиль (А) с ГМП объектом управления (рис. 1), рассмотрим некоторые особенности регулируемой величины y , возмущающих воз-

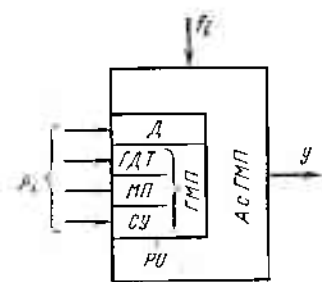


Рис. 2. Структурная схема ГМП

действия f_i и регулирующих воздействий μ_i на регулирующий орган РО¹. Регулируемая величина задается в соответствии с функцией цели в виде характеристики выполняемого автомобилем технологического процесса с учетом оперативных компонентов назначения автомобиля: внешней среды, времени, в течение которого должна быть выполнена перевозка, и т. д.

При работе автомобиля с ГМП на режимах движения без переключения передач величина y , являющаяся характеристикой движения автомобиля, регулируется только подачей топлива к двигателю (Д), если не учитывать саморегулируемость гидротрансформатора (ГДТ). Для режимов движения с переключением передач величина y , зависящая от скорости автомобиля, используется для управления движением автомобиля путем переключения передач в ГМП.

Возмущающие воздействия f_i характеризуют сопротивления качения, воздуха, подъема, сопротивления прицепных и навесных устройств. К величинам f_i можно отнести также температурные и климатические воздействия.

При управлении автомобилем наряду с регулируемыми воздействиями водителя μ_i (или независимо от него) управление различными подсистемами автомобиля может производить одна или несколько автоматических систем управления. Параметрами управления могут быть режимы работы двигателя, гидротрансформатора и других элементов трансмиссии, режимы движения автомобиля и дорожные условия. Большая часть этих параметров управления может измеряться и использоваться для регулирующих воздействий μ_i , исходящих от системы управления ГМП. Часть же параметров оценивается водителем и также используется для регулирующих воздействий μ_i .

За регулирующий орган РО может быть принят силовой агрегат, т. е. совокупность двигателя и ГМП. При этом нет необходимости рассматривать работу элементов ГМП, функционально к ней не относящихся. Из элементов собственно ГМП можно выделить (рис. 2) гидродинамический трансформатор (ГДТ), механические передачи (МП), переключения которых является необходимыми режимами работы ГМП, и систему управления ГМП (СУ).

Для более наглядного представления некоторых внутренних связей в функциональной схеме автомобиля с ГМП целесообразно условно отделить от ГМП ее систему управления (рис. 3, прямые связи показаны сплошными линиями, обратные — штриховыми). Обратные связи воздействуют на водителя В и на систему управления ГМП. Воздействия μ_i , связывающие систему управления ГМП с другими агрегатами, входящими в регулирующий орган, показаны в виде двусторонних связей (в том смысле, что показатели режимов этих агрегатов в свою очередь могут служить параметрами управления ГМП).

Параметрами управления системы управления ГМП могут быть и воздействия μ_i от других функциональных подсистем автомобиля (не входящих в ГМП). Эти же (или другие) воздействия μ_i могут быть причиной, побуждающей водителя к дополнительным регуливающим воздействиям на силовой агрегат.

Некоторые из возмущающих воздействий f_i также могут являться параметрами управления (связи показаны штрихпунктирными линиями). Поэтому система, показанная на рисунке, является системой регулирования как по отклонению, так и по возмущению.

В систему управления ГМП вводится также задающее воздействие Ψ , выражающееся в задании определенных законов ее работы. Воздействия μ_i со стороны водителя указывают на возможность выбора им одной из нескольких возможных программ работы системы управления. К воздействиям μ_i надо добавить возможные воздействия μ_i (типа перемещения золотников, прямых воздействий на клапаны и т. д.).

Конструктивная структура ГМП. Анализ конструкций ГМП легковых автомобилей, автобусов и грузовых автомобилей позволяет выделить в них узлы следующих десяти видов: гидродинамический трансформатор (ГДТ), насосы питания, фрикционные узлы (дисковые сцепления и тормо-

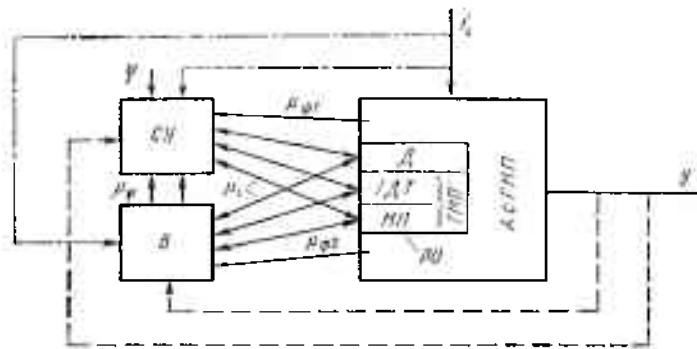


Рис. 3. Функциональная схема автомобиля с ГМП

за, тормозные ленты), муфты свободного хода, механические передачи (редукторы), панели управления, центробежные регуляторы, уплотнения, механизм блокировки выходного вала, тормоз-замедлитель. Несмотря на то, что последние два узла функционально относятся к тормозной системе автомобиля (один к стояночной тормозной системе, другой — к вспомогательной), конструктивно они являются узлами ГМП, и выполнение ими своих тормозных функций зависит от связей этих узлов с другими элементами ГМП.

Перечисленные узлы не охватывают все элементы, работоспособность которых влияет на работу ГМП. К ним необходимо добавить элементы, входящие в функциональные системы ГМП — системы питания, управления, охлаждения и смазки. К элементам ГМП следует отнести и все детали ГМП, а также материалы, из которых они изготовлены, и рабочую жидкость.

Для уточнения функционального назначения отдельных узлов ГМП рассмотрим процесс передачи мощности через нее. Поток мощности может идти в обоих направлениях. Из десяти названных выше видов узлов в процессе передачи мощности участвуют два — гидротрансформатор и механические передачи. Уточним назначение остальных узлов. Для этого целесообразно рассмотреть ГМП как гидравлическую систему, используемую для управления автомобилем. В подобной гидравлической системе можно выделить источник питания, цепи управления и исполнительные устройства.

К источнику питания можно отнести, кроме насосов, такие вспомогательные устройства, как маслозаборники, фильтры, редукционные клапаны.

Цепи управления определяют как совокупность устройств, предназначенных для преобразования и передачи целенаправленных сигналов от операторов или контролирующих процесс автоматических устройств к исполнительным устройствам. К цепям управления силовым агрегатом в наиболее распространенных ГМП можно отнести пять: № 1 — от педали подачи топлива к органу, непосредственно регулирующему эту подачу (например, к дроссельным заслонкам карбюраторного двигателя); № 2 — от педали подачи топлива к узлу ГМП, реагирующему на мощность, развиваемую двигателем (например, к редукционному клапану дроссельного давления); № 3 — от рукоятки (кнопки) избирателя режимов ГМП к узлу ГМП, реализующему выбор режимов; № 4 — от механизма блокировки выходного вала ГМП; № 5 — от педали (рукоятки, рычага) к тормозу-замедлителю (предполагая, что включение тормоза-замедлителя производится избирателем режимов ГМП, хотя обычно он включается и выключается отдельным рычагом).

Первая, вторая, третья и четвертая цепи иногда имеют общие конструктивные элементы, хотя функционально они различны.

Все пять цепей служат для передачи сигналов от оператора (водителя). Заметим, что при рассмотрении конструктивной структуры ГМП четвертую и пятую цепи необходимо учитывать, так как объекты, которыми они управляют, конструктивно входят в ГМП, хотя функционально к ней не относятся, почему они и не включались в функциональную схему автомобиля с ГМП.

Если рассматривать режимы движения с переключением передач, то на переключения могут влиять воздействия, передаваемые по второй и третьей цепям. Они являются цепями управления ГМП, если ее рассматривать как отдельную гидравлическую систему. В этом случае, однако, к ним надо добавить еще одну — шестую — цепь. Переключение передач в ГМП осуществляется чаще всего под воздействием двух факторов: мощности, развиваемой двигателем, и скорости автомобиля. Воздействие первого фактора идет по второй цепи, а воздействие от второго фактора (задается центробежным ре-

¹ Все обозначения — по работе: Основы автоматического регулирования и управления / Под ред. В. М. Пономарева и А. П. Литвинова. М.: Высшая школа, 1974. 439 с.

Уровень	Гидромеханическая передача									
I	Устройства передачи мощности		Устройства управления передачей мощности				Устройства управления другими функциональными системами ¹		Устройства других функциональных систем	
II	Гидротрансформатор	Механические передачи	Источник питания	Цепи управления от водителя	Цепи управления автоматические	Исполнительные устройства	Рычаг управления механизмом блокировки	Педаль управления тормоз-замедлителем	Механизм блокировки выходного вала	Тормоз-замедлитель
III	Лопастная система. Муфты свободного хода. Узел блокировки	Корпусные узлы. Опорные узлы. Зубчатые передачи	Насосы. Фильтры. Редукционные клапаны	Избиратель режимов. Цепь № 1 (от . . . к . . .)	Элементы: чувствительные, сравнивающие, преобразующие, корректирующие, вычислительные . . .	Фрикционы. Муфты свободного хода. Гидроцилиндры				
IV	Подсистема питания. Подсистема смазки. Уплотнения	Подсистема охлаждения. Подсистема смазки. Уплотнения	Уплотнения	Цепь № (от . . . к . . .)		Подсистема охлаждения. Подсистема смазки. Уплотнения				
	Детали, материалы, рабочая жидкость									

¹ Функционально в ГМП не входят.

гулятором) — по линии подачи давления, величина которого зависит от скорости автомобиля — к клапану переключения передач (шестая цепь).

Таким образом, в силовом агрегате автомобиля с ГМП воздействие на двигатель (рис. 3) осуществляется первой цепью управления. Вторая цепь реализует воздействие на систему управления ГМП, а третья — воздействие на ту же систему. Четвертая и пятая относятся функционально к тормозной системе автомобиля. Шестая реализует обратную связь от силового агрегата к системе управления ГМП.

Могут быть и другие цепи управления (от вакуум-корректора, от устройства, обеспечивающего принудительное включение понижающих передач, и т. д.).

Таким образом, можно утверждать, что автомобиль с ГМП является системой регулирования по отклонению и возмущению. Конструктивные узлы ГМП распределяются по функциональным признакам следующим образом: гидротрансформатор и механические передачи — передача мощности; фрикционные узлы и муфты свободного хода — исполнительные устройства; насосы и относящиеся к ним вспомогательные устройства — источник питания; блоки (панели) управления с содержащимися в них устройствами, избиратель диапазонов, рычаги, тяги — цепи управления; механизм блокировки выходного вала ГМП и тормоз-замедлитель — элементы тор-

можной системы автомобиля. Источник питания, цепи управления и исполнительные устройства образуют систему управления ГМП.

Функционально и конструктивно автомобильную ГМП целесообразно считать четырехуровневой системой (см. таблицу). К системам первого уровня (I) относятся устройства передачи мощности, устройства управления и устройства других (кроме ГМП) систем автомобиля, которые функционально к ГМП не относятся, но конструктивно в нее включены. Системы охлаждения и смазки, считавшиеся ранее системами того же уровня, что и системы управления и питания, функционально являются локальными подсистемами (уровень III) отдельных узлов ГМП. Система питания функционально является подсистемой системы управления (источник питания — уровень II). Устройства и элементы систем, конструктивно включенных в ГМП, но функционально к ней не относящихся, должны проектироваться, испытываться и совершенствоваться в соответствии с требованиями к тем системам, к которым они относятся функционально. Управление же этими устройствами может производиться системой управления ГМП, если это целесообразно по компоновочным соображениям.

В заключение отметим, что предлагаемая систематизация ГМП может быть использована как в научной и учебной литературе по ГМП, так и при разработке стандартов на методы испытаний узлов ГМП и ГМП в целом.

УДК 629.113-585.22

Оптимизация параметров гидродинамических трансформаторов

Канд. техн. наук С. П. СТЕСИН

Московский автомобильно-дорожный институт

НЕДОСТАТКИ гидротрансформаторов (ГДТ), применяемых на автомобильных средствах, хорошо известны. Главные из них — сравнительно узкий диапазон экономичной работы и недостаточно высокая эксплуатационная надежность. Первый приобрел сейчас особую остроту, так как является причиной снижения топливной экономичности транспортных средств. Поэтому понятно, почему у нас в стране и за рубежом уделяется так много внимания проблеме оптимизации параметров ГДТ.

Одним из направлений этой работы является поиск таких методик расчета ГДТ, которые уже на стадии проектирования обеспечивают ему наилучшие по-

казатели. Занимались поиском оптимальных методик и специалисты МАДИ. Им, в частности, удалось установить, что метод комбинаторной эвристики Линя, применяющийся при выборе оптимальных параметров объемного гидропривода летательных аппаратов, вполне применим и для оптимизации параметров автомобильного ГДТ. Достаточно сказать, что при оптимизации параметров ГДТ моделей У358018, ЛГ-340-3А и ГТР-480 он дал расхождение с экспериментом, не превышающее 10—12%.

В связи с тем, что практически все показатели качества ГДТ определяются входными и выходными углами его лопастных колес, они и были выбраны в

качестве оптимизируемых параметров, а в качестве целевой функции, определяющей основные показатели качества и эффективности ГДТ при их использовании в приводах автомобилей, — диапазон экономичной работы, который определялся по внешней характеристике ГДТ как отношение (при расчетном КПД) максимального передаточного отношения к минимальному. (Расчетный КПД для автомобилей и автобусов равен 80%, для погрузчиков — 75%.)

В качестве ограничений, накладываемых на целевую функцию, были использованы задаваемые техническими условиями показатели внешней характеристики ГДТ, которые определяют его ка-

Таблица 1

Целевая функция	$X_1=$ 40—90 град	$X_2=$ 20—80 град	$X_3=$ 100—150 град	$X_4=$ 10—40 град	$X_5=$ 70—110 град	$X_6=$ 130—170 град
2,918	75,35	38,79	146,46	28,79	72,42	161,11
2,905	66,77	40,0	145,45	28,18	73,23	160,30
2,924	76,87	38,79	147,98	29,70	77,27	162,32
2,928	71,82	36,36	147,98	27,88	77,27	162,77
2,918	67,20	35,76	145,96	26,97	70,0	161,50
2,825	61,21	40,61	134,85	31,21	76,46	157,47
2,921	75,35	40,0	148,48	30,30	78,08	162,32
2,930	68,79	33,33	149,49	25,76	74,04	163,54

чество и эффективность. Это энергоемкость λ_m ; прозрачность P характеристики; максимальный КПД; коэффициент K_0 трансформации при остановленном выходном звене ГДТ; коэффициенты K_m и K_i ограниченный по моменту и скорости; расчетное передаточное отношение i , соответствующее режиму максимального КПД; коэффициент $m_{x,x}$ потерь на холостом ходу. Формулы для определения всех перечисленных выше показателей качества ГДТ опубликованы в ряде

лизуемости целевой функции, т. е. выбранный метод синтеза допускает диалог конструктора с ЭВМ при выборе оптимальных показателей качества ГДТ.

При оптимизации ГДТ целевая функция была выражена через оптимизируемые параметры следующим образом. Совместно решались уравнения, устанавливающие зависимость между КПД, расходом жидкости в рабочей полости ГДТ и его передаточным отношением при заданных значениях расчетного КПД. В

ных ГДТ типов ЛГ-340-ЗА, У358018, У358011, ГТР-480.

На первом этапе решения задача оптимизации целевой функции решалась без учета ограничений. Результаты этих расчетов, например, для ГДТ У358018, при КПД, равном 75%, приведены в табл. 1.

Из таблицы следует, что при отсутствии ограничений на показатели свойств ГДТ существует большое число сочетаний углов лопастей, которые соответствуют большому числу локальных максимумов целевой функции.

На втором этапе оптимизации был произведен расчет целевой функции с учетом ограничений, накладываемых на показатели качества ГДТ (табл. 2). Так, для ГДТ У358018 ограничения были согласованы с требованиями технических условий на изготовление и приемку передачи и представлены в виде следующих неравенств: $P \leq 1,3$; $2,2 \leq K_0 \leq 3$; $K_m \leq 2$; $K_i \leq 1,6$; $m_{x,x} \leq 0,2$. Кроме того, накладывались ограничения на максимальный гидравлический КПД и энергоемкость на режиме максимального КПД.

Таблица 2

X_1 град	X_2 град	X_3 град	X_4 град	X_5 град	X_6 град	$\zeta_{гв}$	$\eta_{гв}^*$	P	K_0	K_m	K_i	$m_{x,x} \cdot 10$	Примечание
70,5	43,5	130,5	20,0	88,5	156	2,45	0,902	1,027	2,85	1,416	1,54	0,738	Серийный вариант Оптимизация без ограничений
75,35	36,92	148,99	28,48	77,27	163,13	2,93	0,882	1,43	4,45	1,69	1,85	0,895	
53,6	42,4	118,7	32,4	87,0	153,8	2,65	0,907	1,14	3,09	1,43	1,59	2,51	Сняты ограничения по K_0 и $m_{x,x}$
63,7	58,8	145,5	29,7	97,1	159,9	2,745	0,915	1,10	3,34	1,49	1,59	1,46	Сняты ограничения по K_0 Сняты ограничения по $m_{x,x}$
44,0	35,8	131,3	21,2	90,6	161,9	2,69	0,926	1,085	2,99	1,39	1,56	2,50	
47,1	36,4	133,8	18,8	86,2	163,1	2,67	0,928	1,07	2,99	1,39	1,56	1,95	Со всеми ограничениями То же
43,5	35,6	143,4	16,1	90,6	166,4	2,68	0,930	1,05	3,0	1,39	1,53	1,91	
47,6	32,7	146,0	15,5	101,5	168,0	2,67	0,926	1,07	2,99	1,39	1,56	1,83	

монографий, статей и учебников, например, в [1 и 2] и др. Необходимо отметить, что в качестве целевой функции при данном методе оптимизации может быть использован любой другой показатель качества и эффективности ГДТ (например, энергоемкость, металлоемкость,

результате совместного решения уравнений было получено уравнение четвертой степени относительно передаточного отношения i , которое для тягового диапазона работы ГДТ давало два действительных корня, соответствующих максимальному и минимальному значениям

Из таблицы следует, что накладываемые ограничения существенно влияют на целевую функцию ζ . Например, при отсутствии ограничений самый большой из локальных максимумов целевой функции равен 2,93, при снятии ограничений на показатели K_0 и $m_{x,x}$ — 2,75, при снятии

Таблица 3

X_1 50—100 град	X_2 40—115 град	X_3 132—142 град	X_4 22—32 град	X_5 60—90 град	X_6 145—165 град	$\zeta_{гв} \geq 2,3$	$\eta_{гв}^* \geq 0,89$	$P \leq 1,8$	$K_0 \geq 3,0$	$m_{x,x} \cdot 10 \leq 0,3$	$K_m \leq 2,0$	$K_i \leq 1,6$	Примечание
80	75	137	27	61,5	152	2,26	0,911	1,0	2,53	0,048	1,35	1,41	Серийный вариант Без ограничений С ограничениями
65,7	40,0	142	31,8	60,3	154,9	2,61	0,913	1,06	3,15	0,076	1,44	1,53	
74,3	40,8	142	31,9	60,0	156,3	2,60	0,908	1,07	3,23	0,073	1,45	1,59	

долговечность и др.). При этом специфические условия применения передачи в приводе автомобиля будут учтены определенными ограничениями, накладываемыми конструктором на показатели качества и называемыми условиями ре-

передаточного отношения. По их значениям определялась целевая функция.

В качестве примера эффективности разработанной методики оптимизации рассмотрим результаты расчетов по выбору оптимальных углов лопастей серий-

ограничений по показателю K_0 — 2,75, при снятии ограничений по $m_{x,x}$ — 2,69, а при всех ограничениях — 2,68.

Выполненные расчеты показали, что благодаря рациональному выбору углов лопастей ГДТ типа У358018 диапазон

Таблица 4

X_1 40—90 град	X_2 20—80 град	X_3 100—150 град	X_4 10—40 град	X_5 30—110 град	X_6 130—170 град	$\zeta_{гв} \geq 2,2$	$\eta_{гв}^* \geq 0,88$	$P \leq 1,3$	K_0 3,5—4,5	$m_{x,x} \cdot 10 \leq 0,3$	$K_m \leq 2,0$	$K_i \leq 1,7$	Примечание
71	58	139	27	40	147	2,349	0,85	1,08	3,54	0,055	1,78	1,639	Серийный вариант Без ограничений С ограничениями
90	33,94	145,45	29,69	75,25	164,74	2,834	0,88	1,36	3,86	0,02	1,65	1,69	
88,98	45,45	138,88	33,03	72,02	161,11	2,77	0,89	1,25	3,66	0,023	1,62	1,64	

X_1 40—90 град	X_2 20—80 град	X_3 100—150 град	X_4 10—40 град	X_5 70—110 град	X_6 118—160 град	$\Pi_{2,4}$ $\geq 2,2$	η_T^* $\geq 0,88$	$\leq \Pi$ $\leq 1,3$	$\leq K_0$ $\leq 2,7$	$m_{x,x} \cdot 10$ $\leq 0,5$	K_M $\leq 1,6$	K_I $\leq 3,3$	Примечание
81	55	94	15	78	139	2,5	0,92	1,0	2,39	0,4	1,38	3,33	Серийный вариант Без ограничений С ограничениями
40	70,99	119,69	10,3	80,5	136,24	2,946	0,936	1,0	2,29	0,7	1,34	3,22	
40	70,99	119,69	10,3	80,5	136,24	2,946	0,936	1,0	2,29	0,7	1,34	3,22	

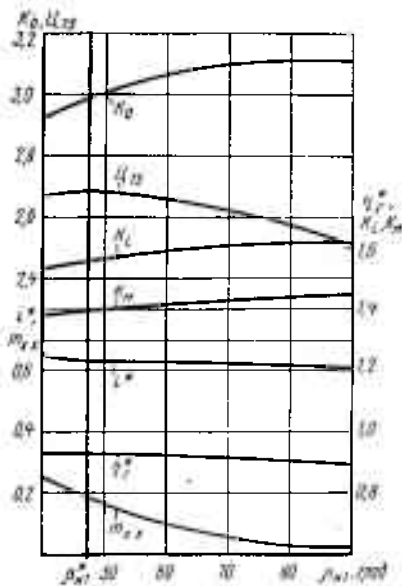


Рис. 1. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от входного угла насосного колеса ($n=1,07$)

целевой функции можно увеличить с 2,45 до 2,68, т. е. более чем на 10%. При этом существует несколько сочетаний оптимизируемых параметров, позволяющих получить практически одинаковый рабочий диапазон при различных значениях

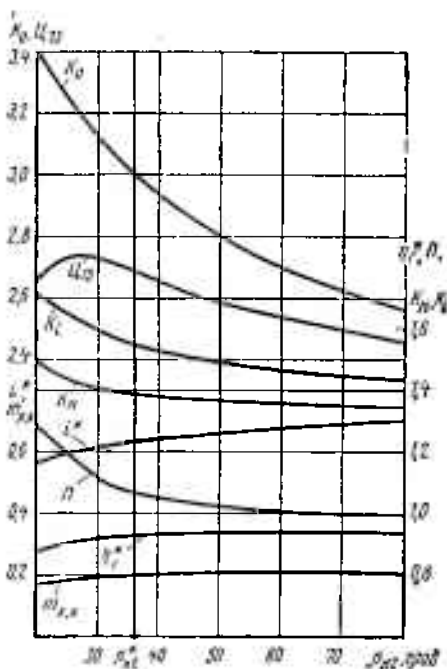


Рис. 2. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от выходного угла насосного колеса

энергоемкости и других показателей качества ГДТ.

В табл. 3, 4 и 5 приведены результаты расчетов по оптимизации ГДТ типов ГТР-480, ЛГ-340-3А и У358011. Из них следует, что для ГДТ типа ГТР-480 за счет оптимизации углов лопастей колес рабочий диапазон увеличивается на 15%, что по расчетным данным приведет к экономии топлива в среднем на 5—8% в год.

Для ГДТ типа ЛГ-340-3А и У358011, применяющихся серийно соответственно в приводах погрузчиков Т0-6, Т0-18 и самоходных монтажных кранов, выполненных на базе шасси грузового автомобиля КраЗ, рабочий диапазон при оптимизации увеличивается на 18%. Расчеты, выполненные в МАДИ по методике ВНИИстройдормаша, показали, что для условий работы погрузчика Т0-18 со штучными грузами расширение диапазона экономической работы на 18% приведет к экономии топлива на 8—12%.

В процессе оптимизации ЭВМ может дать конструктору также ряд ценных сведений по влиянию каждого оптимизируемого параметра на интересующие его показатели качества и эффективности гидросредачи. На рис. 1, 2 в качестве примера представлены графические зависимости, показывающие, как влияют углы лопастей ГДТ У358018 на его показатели качества (на них звездочкой обозначены оптимальные углы и показатели, индексом «г» — относящиеся к гидравлической части ГДТ). Эти зависи-

мости выдала на печать ЭВМ в процессе оптимизации целевой функции.

Анализ приведенных выше таблиц и графиков позволяет сделать ряд практических выводов.

1. Изменение входных углов лопастей в достаточно широких пределах практически не влияет на энергоемкость (или минимальную металлоемкость) ГДТ (рис. 1, 3, 5), в то же время изменение входных углов существенно сказывается на показателях K_0 , $m_{x,x}$, K_M , K_I . Поэтому выходные углы лопастей следует выбирать исходя из желания получить максимальный диапазон экономической работы при выполнении устанавливаемых в отрасли технических требований на показатели K_0 , $m_{x,x}$, K_M , K_I . Так, для ГДТ У358018 можно рекомендовать $\beta_{in} = 40—50$ град; $\beta_{T1} = 120—135$ град; $\beta_{P1} = 80—90$ град.

2. Выходные углы лопастей существенно влияют на энергоемкость (металлоемкость) ГДТ (рис. 2, 4, 6) и на все показатели качества ГДТ. В то же время при изменении угла β_{T2} энергоемкость существенно меняется только в диапазоне углов $\beta_{T2} = 10—20$ град (рис. 4), а в диапазоне 20—30 находится максимум целевой функции при несущественном снижении значения максимального гидравлического КПД. Поэтому на практике угол β_{T2} целесообразно назначать на границе максимального значения целевой функции, а выполнение технических требований на показатели качества ГДТ обеспечивать подбором оптимальных

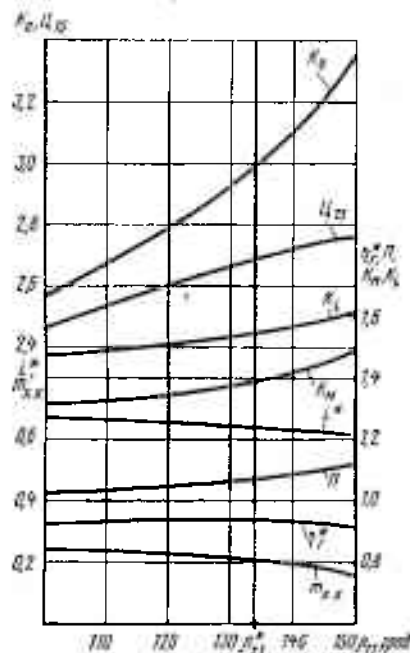


Рис. 3. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от выходного угла турбинного колеса

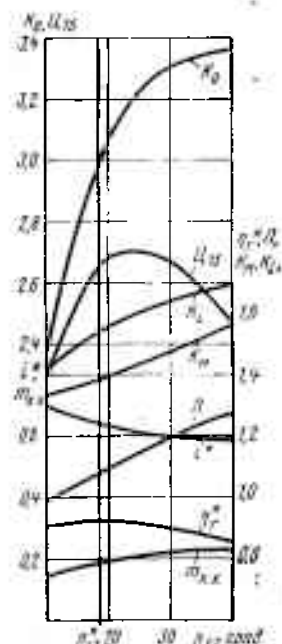


Рис. 4. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от выходного угла турбинного колеса

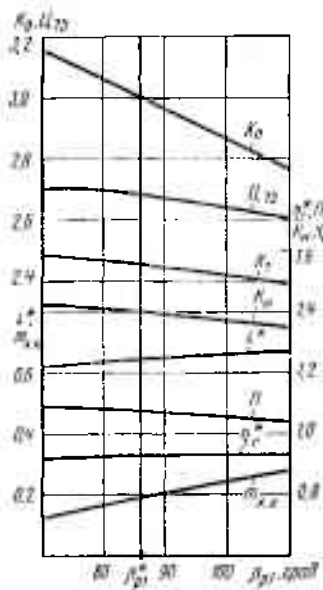


Рис. 5. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от входного угла реактора

значений выходных углов β_{12} и β_{r2} , используя весь диапазон их изменения (рис. 2 и 6). Время машинного синтеза оптимальных значений углов лопастей не превышает 30 мин, поэтому предло-

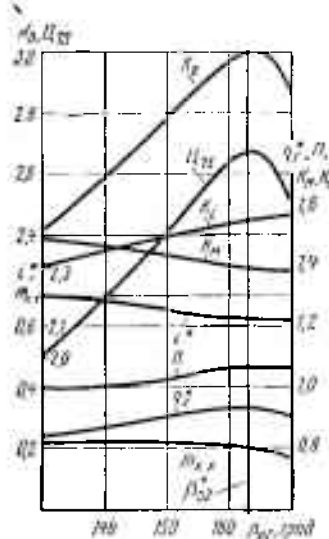


Рис. 6. Зависимость показателей качества гидротрансформатора от выходного угла реактора

женный метод оптимизации существенно сокращает сроки и внедрение ГДТ.

В заключение отметим, что в данной статье влияние углов наклона лопастей исследуется в рамках одномерной теории, которая, как известно, вносит погрешность в определение коэффициентов потерь. Поэтому при отладке программы расчета показателей ГДТ на ЭВМ

по предложенному способу были использованы результаты экспериментальных исследований ГДТ У358018, ЛГ-340-ЗА, У358011. В частности, было установлено, что при прочих равных условиях кромочные потери на выходе из турбинного колеса и реактора при возрастании размера колеса уменьшаются, т.е. для ГДТ У358018 расхождение экспериментальных и расчетных данных из-за использования одномерной теории при оптимизации не превышало 8%, а для ГДТ ЛГ-340-ЗА—12%. Экспериментально была проверена и возможность изготовления литых лопастных колес центробежной турбины и осевого реактора с малыми углами $\beta_{r2} = 20-22$ град и $\beta_{r2} = 160-163$ град. При изготовлении лопастей колес штамповкой получение малых углов β_{r2} и β_{r2} существенно упрощается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1966. 215 с.
2. Трусов С. М. Автомобильные трансформаторы. М.: Машиностроение, 1977. 271 с.
3. Нарбут А. Н., Никитин А. А., Шапко В. Ф. Влияние диапазонов высоких КПД гидротрансформаторов на разгонные качества колесных машин. — Тракторы и сельхозмашины, № 7, 1976, с. 12—13.

УДК 629.113-585.22-52

Давление подпитки гидротрансформатора как информационный параметр для системы управления трансмиссией

Канд. техн. наук Н. А. СИДОРОВ, В. М. БЕДУНКЕВИЧ, А. В. ВОВК, В. В. ВОВК, В. В. ГЕРАЩЕНКО, О. Н. КАЗЮК, В. Г. КОРОЛЕВ

Могилевский автозавод им. С. М. Кирова, Могилевский машиностроительный институт

КАЧЕСТВО работы системы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора определяется совершенством преобразователей ее информационных параметров: положения педали подачи топлива, частоты вращения вторичного вала коробки передач, передаточного отношения гидротрансформатора и т. д. Однако реализация систем автоматического управления с такими информационными параметрами в ряде случаев весьма затруднительна. Поэтому на Могилевском автозаводе им. С. М. Кирова разработана, изготовлена и установлена на одноосном тягаче система автоматического управления блокировкой гидротрансформатора, в которой в качестве информационного параметра используется давление подпитки в гидротрансформаторе.

Выбор такого информационного параметра основывается на том, что давление в проточной части гидротрансформатора зависит от режима его работы.

В основе этой зависимости лежит следующее. Известно, что у гидротрансформатора с центробежной турбиной расход рабочей жидкости меняется в зависимости от передаточного

отношения по эллипсу, т.е. с увеличением частоты вращения турбины усиливается центробежное воздействие на жидкость, которое не совпадает с направлением циркуляции и уменьшает расход в контуре циркуляции. Такому же воздействию будет подвергаться жидкость, циркулирующая в системе питания и охлаждения гидротрансформатора. Причем при постоянной частоте вращения вала подпиточного насоса, приводимого во вращение от насосного колеса гидротрансформатора, обеспечение одного и того же расхода жидкости в системе питания и охлаждения гидротрансформатора при разных передаточ-

ных отношениях последнего потребует разного напора: большего при больших передаточных отношениях, что и приведет к увеличению давления подпитки с увеличением передаточного отношения гидротрансформатора.

На рис. 1 приведена статистическая характеристика давления подпитки p_i в гидротрансформаторе, установленном в гидромеханической коробке передач тягача, в зависимости от передаточного отношения $i_{гт}$ гидротрансформатора. Характеристика получена в результате обработки экспериментальных данных по методу наименьших квадратов.

Чтобы оценить правильность выбора информационного параметра и качество работы системы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора, знание одной статической характеристики недостаточно. Поэтому возникает необходимость в получении динамических характеристик, которые отражали бы связь между изменением режима работы тягача и отклонением информационного параметра.

При работе тягач испытывает воздействие ряда случайных факторов (профиль дороги, различие в нагрузке на каждое колесо и т. д.), поэтому из-

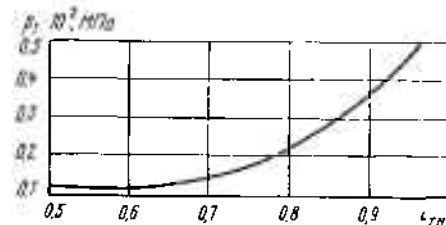


Рис. 1. Статистическая характеристика давления подпитки в гидротрансформаторе в зависимости от его передаточного отношения

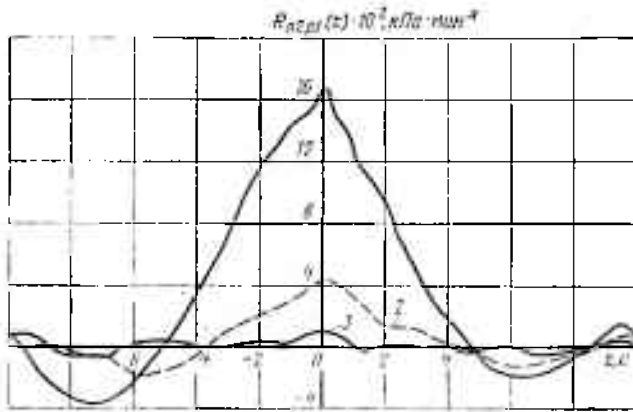


Рис. 2. Взаимные корреляционные функции частоты вращения выходного вала ГМП и давления подпитки в гидротрансформаторе, рассчитанные по реализациям, полученным:
1 — на пятой передаче при заблокированном гидротрансформаторе; 2 — на четвертой передаче при разблокированном гидротрансформаторе; 3 — на четвертой передаче при заблокированном гидротрансформаторе

менение режимов работы его агрегатов и узлов будет носить случайный характер. Это касается и передаточного отношения гидротрансформатора. Следовательно, случайным образом изменяется и давление подпитки в гидротрансформаторе.

Принимая изменение передаточного отношения гидротрансформатора в качестве воздействия на систему автоматического управления его блокировкой и считая процесс случайным, можем, применяя методы теории случайных процессов, оценить связь между информационным параметром системы и работой гидротрансформатора.

Полную информацию о двух связанных процессах дает взаимная корреляционная функция. Ее можно вычислить, имея реализации обоих исследуемых процессов, по формуле, приведенной в работе [1]. Реализации же можно получить либо в стендовых условиях при наличии специального устройства формирования случайного процесса [2], либо непосредственно на автомобиле. Последнее и было сделано.

Тягач, оборудованный пятиступенчатой гидромеханической коробкой передач с системой автоматического управления блокировкой гидротрансформатора, оснастили измерительной системой, в которую входили бесконтактные преобразователи частоты вращения, установленные на входном и выходном валах коробки передач; преобразователи давления типа ПМ-15, установленные в каналах входа и выхода из гидротрансформатора; самописец К12-22 с электрочасами МЧ-62 и блоком питания.

Исследования проводились на прямолинейном участке грунтовой дороги длиной 200 м.

Тягач разогнался на одной из пяти передач, выехал на мерный участок и двигался по нему при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя. На ленту самописца записывались частоты вращения выходного и входного валов ГМП, давление на входе и выходе гидротрансформатора. По полученным осциллограммам выполнялась дискретизация каждой реализации. Данные обрабатывались на ЭЦВМ «Минск-32» по программе, разработан-

ной в соответствии с упомянутой выше формулой. При этом в качестве внешнего воздействия на систему принималась частота вращения выходного вала ГМП (так как частота вращения коленчатого вала двигателя поддерживалась постоянной, то передаточное отношение гидротрансформатора в основном этой частотой и определялось).

На рис. 2 приведены взаимные корреляционные функции, отражающие связь во времени между частотой вращения выходного вала ГМП и давлением на входе в гидротрансформатор. Функции рассчитаны по реализациям, полученным при движении тягача по марному участку на V передаче без

гидротрансформатора (рис. 3), рассчитанных по реализациям, полученным на III, IV и V передачах, величина дисперсии давления здесь незначительна (не более 0,8 МПа на V передаче), а время спада корреляционных функций до нуля находится в пределе 3,5—4 с. Это является подтверждением стабильности информационного параметра системы.

Таким образом, результаты проведенных исследований доказывают, что давление подпитки в гидротрансформаторе при данной конструкции ГМП тягача действительно можно использовать в качестве информационного параметра автоматического управления блокировкой трансформатора. И, кроме того, полученные взаимные корреляционные функции давления подпитки в гидротрансформаторе и частоты вращения выходного вала ГМП характеризуют устойчивую связь между информационным параметром системы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора и внешним воздействием, которое определяется режимом работы тягача.

В настоящее время система автоматического управления блокировкой гидротрансформатора, использующая в качестве информационного параметра давление подпитки гидротрансформатора, установлена на выпускаемых серийно автомобилях-самосвалах МоАЗ-6407 грузоподъемностью 20 т. Автоматическое блокирование гидротрансформатора при

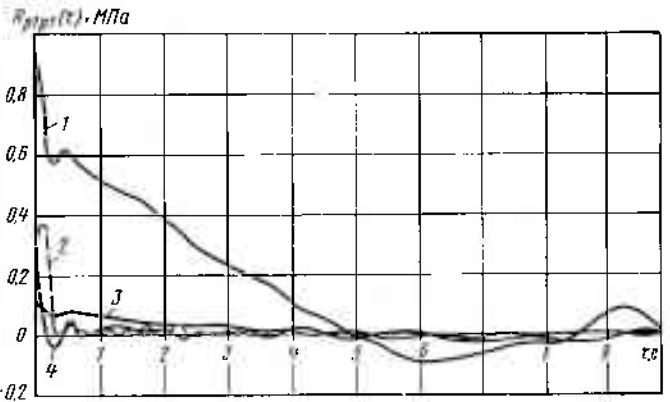


Рис. 3. Автокорреляционные функции давления подпитки в гидротрансформаторе, рассчитанные по реализациям, полученным:

1 — на пятой передаче при разблокированном гидротрансформаторе; 2 — на четвертой передаче при заблокированном гидротрансформаторе; 3 — на четвертой передаче при разблокированном гидротрансформаторе; 4 — на третьей передаче при заблокированном гидротрансформаторе

блокировки гидротрансформатора и на IV передаче с блокировкой и без блокировки гидротрансформатора.

Из рисунка видно, что оба рассматриваемых случайных процесса являются нестационарными относительно математического ожидания. Максимальные значения взаимные корреляционные функции принимают для τ , лежащего в промежутке 0,05—0,1 с. Такая величина фазового сдвига между внешним воздействием на систему и информационным параметром свидетельствует о хорошем пропускании сигнала через систему как при выключенной, так и при включенной блокировке гидротрансформатора.

Судя по виду корреляционных функций давления во входном канале

помощи этой системы позволило повысить на 6—7% их топливную экономичность и на 5—6% — среднюю скорость движения, что даст экономический эффект около 4 тыс. руб. в год на один автомобиль-самосвал.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гайдукевич В. И., Мельникова А. А. Вероятностная обработка осциллограмм электрических величин. М.: Энергия, 1972, 112 с.
2. Тарасик В. П., Геращенко В. В. Устройство электронного натурного моделирования стэнда для испытания трансмиссий. — Автомобильная промышленность, 1980, № 6, с. 26—27.

Эксплуатационные режимы работы силового привода городских автобусов с гидромеханической передачей

Канд. техн. наук Л. В. КРАЙНЫК, Р. В. ПЕЛЕХАТЫЙ, Р. С. ШУРКО, Р. М. ГАРМАТИЙ

Львовский политехнический институт им. Ленинского комсомола

В ПОСЛЕДНЕЕ время в автомобилестроении преследующее распространение получают вероятностные методы статистической оптимизации параметров силового привода (например, в целях повышения топливной экономичности автотранспортных средств). Однако они характеризуют лишь условия функционирования привода, но не дают вероятностной оценки режимов работы двигателя и трансмиссии (особенно гидротрансмиссии) автомобилей в реальных условиях движения.

Этот пробел сейчас в какой-то мере заполняется. Примером может служить работа [1], в которой оцениваются эксплуатационные режимы работы двигателей автобуса ЛАЗ-695 при движении в городе, работа [2] по оценке тех же режимов грузовых автомобилей на междугородных маршрутах, а также работа [3] по оценке эффективности типа регулятора дизеля автомобилей МАЗ в городских и междугородных условиях движения.

К сожалению, результаты, приведенные в перечисленных работах, нельзя — из-за различных условий эксплуатации — распространить на отечественные городские автобусы большой и средней вместимости, оборудованные ГМП. То же самое можно сказать и о данных зарубежных исследований по городским автобусам с ГМП и дизелями с меньшей частотой вращения коленчатого вала, чем у двигателей ЗИЛ и

По этим причинам и были проведены исследования, в ходе которых осуществлялось режимометрирование эксплуатационных нагрузок двигателя и ГМП серийного автобуса ЛиАЗ-677 и городского автобуса ЛАЗ-4202, оборудованного дизелем и трехступенчатой гидротрансформацией «Львов-3» модели 191.17. В последнем случае двигатель оборудовали попеременно то серийным всережимным, то опытным двухрежимным регуляторами частоты вращения коленчатого вала, разработанными специально для городского автобуса¹. Испытания проводили на равнинных городских маршрутах. Условия движения автобуса при этом характеризовались средней помехонасыщенностью транспортного потока с регламентированным расстоянием между остановками 500—800 м. Испытания автобуса ЛАЗ-4202, кроме того, дополнительно вели и на двух маршрутах, более характерных для рекомендуемых условий применения трехступенчатой ГМП: с большой помехонасыщенностью и расстоянием между регламентированными остановками 300—600 м, а также

¹ Характеристика опытного регулятора существенно отличается от общепринятой характеристики двухрежимного регулятора (имеет незначительный сдвиг точек перехода на регуляторную ветвь в зоне граничных частот вращения коленчатого вала двигателя, равных 2400—2800 мин⁻¹).

с пересеченным продольным профилем протяженностью перегонов 500—800 м.

Во всех случаях испытываемые автобусы двигались за обычными рейсовыми (аналогичных моделей) с соблюдением графиков движения и непредвиденных задержек в пути, с неоднократным дублированием среднеэксплуатационной пассажиронагруженности (30—50 пассажиров).

В ходе исследований выявлено следующее.

У автобуса ЛиАЗ-677 превалировала фаза разгона (до 55% общего времени движения в цикле), а у ЛАЗ-4202 — фаза квазистационарного движения, т. е. движения с незначительными, в границах $\Delta v = 2 \div 4$ км/ч, колебаниями скорости (38—39% общего времени движения), что по-видимому, объясняется различной удельной мощностью и лучшими динамическими качествами автобуса ЛАЗ-4202. (Этот результат согласуется также с тем фактом, что при оборудовании двигателя автобуса ЛАЗ-4202 двухрежимным регулятором с меньшим использованием мощности, а следовательно, более низкой интенсивностью разгона при неполноте использования педали топливоподачи, продолжительность разгона автобуса увеличилась на 3,5%, а фаза квазистационарного движения соответственно уменьшалась).

Соотношение отдельных фаз движения автобусов (с учетом задержек на остановках и при проезде перекрестков), отнесенное к общему времени работы на маршруте, показано на рис. 1.

Из рисунка видно: удельный вес задержек движения составляет 19—22% общего времени работы на маршруте, что в 1,5—1,7 раза превышает время остановок по условиям пассажирообмена.

Второй отличительной чертой движения на маршрутах являются сравнительно низкие конечные скорости разгона, существенно отличающиеся от принятого в условиях города ограничения (60 км/ч). Это хорошо видно из рис. 2, где показаны интегральные кривые распределения скоростей по времени движения: в 50 случаях из 100 конечная скорость разгона автобуса ЛиАЗ-677 составляет 32 км/ч, а автобуса ЛАЗ-4202 — 25 км/ч, 95% разгонов имеют конечные скорости, меньшие 42,5 и 50,5 км/ч соответственно.

Эти данные хорошо согласуются с данными, полученными Центральным научно-исследовательским автополигоном НАМИ на городских маршрутах Москвы, а также зарубежными исследованиями.

Преобладание низких скоростей движения автобуса соответствующим образом сказывается и на формировании удельного, т. е. отнесенного ко времени движения автобуса или пройденному пути, использования передач ГМП. Так, по

пройденному пути удельный вес использования высших передач ГМП в общем повышется, хотя использование отдельных передач (в %) для соответствующих фаз движения будет различным, так как оно обуславливается прежде всего соотношением передаточных чисел механического редуктора ГМП и программой функционирования системы автоматического управления. Например, для гидротрансформации ЛАЗ-НАМИ «Львов» в

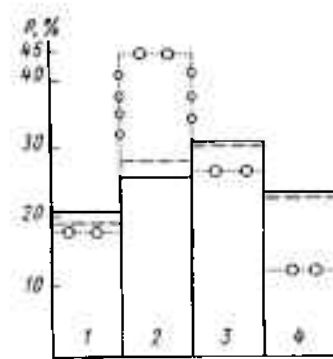


Рис. 1. Соотношение фаз функционирования автобусов ЛиАЗ-677 с двигателем ЗИЛ-375 (пунктирные линии), ЛАЗ-4202 с дизелем (сплошные линии) и двухрежимным регулятором (штриховые линии) на маршрутах движения:

1 — остановки, задержки; 2 — разгон; 3 — квазистационарное движение; 4 — замедление, торможение

процессе разгона характерно превалирующее использование первой передачи, в то же время 3/4 квазистационарного движения осуществляется на прямой передаче с заблокированным гидротрансформатором, вторая (прямая) передача с работающим гидротрансформатором является основной в фазе служебного замедления (70% времени движения в данной фазе). Тормозной эффект двигателя при этом минимальный, что положительно сказывается на использовании кинетической энергии автобуса для движения в фазе замедления, однако невыгодно с точки зрения

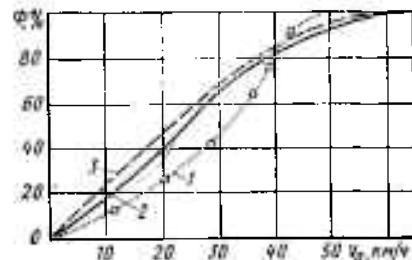


Рис. 2. Интегральные кривые распределения конечных скоростей разгона на городских маршрутах: 1 — автобус ЛиАЗ-677; 2 — автобус ЛАЗ-4202 (дизель с всережимным регулятором); 3 — автобус ЛАЗ-4202 (дизель с двухрежимным регулятором)

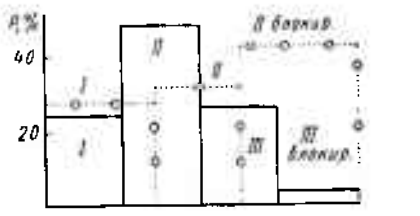


Рис. 3. Удельный вес использования передач I—III двухступенчатой гидромеханической передачи ЛАЗ-НАМИ «Львов» (пунктирные линии) и трехступенчатой — «Львов-3» (сплошные линии)

энергонагруженности при служебном торможении.

Удельное использование передач этой ГМП при движении автобуса на маршруте в целом показано на рис. 3. Здесь же приведено и аналитическое распределение для трехступенчатой гидропередачи «Львов-3».

Из рисунка видно, что для второй ГМП около 45% общего времени движения на маршруте осуществляется на второй передаче с работающим гидротрансформатором; удельное использование первой и третьей передачи у нее примерно одинаковое; удельный вес движения с заблокированным гидротрансформатором составляет менее 4%. Иными словами, у второй ГМП гидротрансформатор работает практически 96% общего времени движения, что, естественно, весьма отрицательно сказывается на топливной экономичности автобуса.

Такое статистическое распределение использования передач свидетельствует о необходимости корректировки как существующей программы управления данной гидропередачей, так и ряда передаточных чисел механического редуктора ГМП, а также о целесообразности введения более ранней блокировки гидротрансформатора.

Что касается режимов работы двигателя на маршруте движения автобуса, то здесь наблюдается явное преобладание режимов частичных нагрузок. Например, для автобуса ЛиАЗ-677 примерно в 50% случаев разгона используется (0,4—0,7) $N_{\text{емax}}$. Для первой передачи ГМП наибольшая продолжительность работы двигателя характерна для режима холостого хода (регламентные и вынужденные остановки). В процессе разгона наиболее типичны режимы с частотой вращения коленчатого

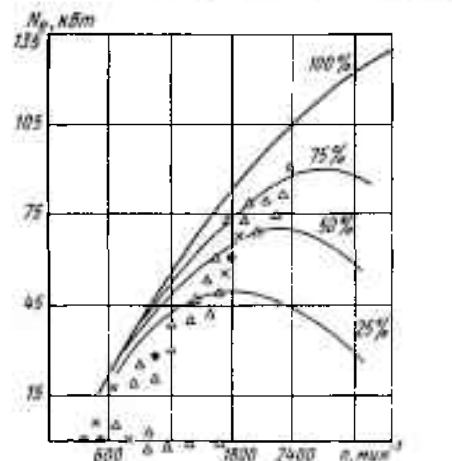


Рис. 4. Статистическое распределение эксплуатационных режимов работы двигателя автобуса ЛиАЗ-677 (точка — 10%, крестик — 5%, треугольник — 1%)

вала в диапазоне 1500—1800 мин⁻¹ и топливоподачей 40—60% (около 50% суммарной продолжительности разгонов). При этом частота фиксации тех или иных положений педали топливоподачи заметно меняется по мере перехода на высшие передачи ГМП (с тенденцией увеличения удельного веса больших значений топливоподачи). Выход двигателя на режим внешней скоростной характеристики практически отсутствует. Максимальное использование мощности, как правило, не превышает 0,73 $N_{\text{емax}}$ (рис. 4).

При движении автобуса с квазистационарной скоростью двигатель работает, как правило, в зоне $n_e = 600 \div 1200$ мин⁻¹ и малой ($h \leq 20\%$) топливоподачи (до 50% времени такого движения). В фазе служебного торможения преобладающими являются частоты вращения коленчатого вала, близкие к холостому ходу и равные 400—800 мин⁻¹ (до 70% общей продолжительности тормозных режимов).

Все это соответствующим образом сказывается на формировании тягово-скоростных свойств автобуса ЛиАЗ-677. Например, для 200 случайно отобранных осциллограмм начальных фаз разгона на протяжении первых 25 с циклического движения среднестатистическая интенсивность разгона составляла 0,25—0,35 м/с², что существенно отличается от номинальных показателей разгона по внешней скоростной характеристике двигателя. Математическое ожидание интенсивности замедления несколько выше и составляет около 0,5 м/с².

Для исследуемого автобуса ЛАЗ-4202 с дизелем так же, как в предыдущем случае характерен сравнительно большой удельный вес работы дизеля на холостом ходу (20—25% общего времени пребывания на маршруте). Для регуляторов обоих типов необходимо отметить абсолютное преобладание частот вращения коленчатого вала двигателя ниже 2000 мин⁻¹ (82—94% общего времени работы). Однако при всережимном регуляторе, в силу особенностей его функционирования, наблюдается несколько больший удельный вес высоких частот вращения коленчатого вала и нагрузочных режимов работы двигателя. Так, время работы с $n_e > 2000$ мин⁻¹ увеличивается в 3 раза (18% общей продолжительности пребывания на маршруте против 6% у двигателя с двухрежимным регулятором). Такая же тенденция наблюдается и в отношении частоты выхода двигателя на режим внешней скоростной характеристики (16% по сравнению с 5%). В соответствии с этим почти в 2 раза увеличивается и удельный вес режимов принудительного холостого хода, что объясняется как более высокой динамикой разгона автобуса вследствие разгона двигателя с всережимным регулятором только по внешней скоростной характеристике, так и полным сбросом топливоподачи регулятором на переходных режимах.

Если говорить коротко, то качественное распределение эксплуатационных режимов работы двигателя установленного на автобусе, можно охарактеризовать следующим образом. Серийный двигатель, оборудованный всережимным регулятором, 16% времени пребывания на маршруте работает на режиме внешней скоростной характеристики, 62% — в режиме холостого

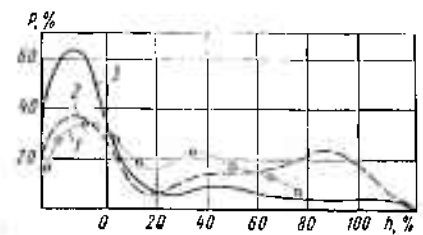


Рис. 5. Гистограммы статистического распределения положений педали топливоподачи при движении автобуса по маршруту: 1 — автобус ЛиАЗ-677; 2 — автобус ЛАЗ-4202 с дизелем, оборудованным двухрежимным регулятором; 3 — автобус ЛАЗ-4202 при всережимном регуляторе дизеля

хода, включая принудительный, и 22% — на регуляторных характеристиках. При оборудовании двигателя более подходящим для городских условий двухрежимным регулятором преобладающими становятся режимы частичных нагрузок (58%), работа на холостом ходу составляет 37% (в том числе 19% на остановах) и на режиме внешней скоростной характеристики — только 5%.

Максимальное использование мощности двигателя не превышало (0,8—0,9) $N_{\text{емax}}$, причем по времени удельный вес его работы на тяговых режимах составил не более 7%. В целом же на протяжении 70—80% времени работы автобуса на маршруте использование мощности двигателя не превышало 0,5 $N_{\text{емax}}$.

При разработке и реализации алгоритмов статистического моделирования режимов движения городских автобусов особую актуальность приобретает фиксация вероятностного распределения законов управления топливоподачей в двигателе, формируемых водителем. Соответствующие гистограммы статистического распределения положений педали топливоподачи для исследуемых моделей автобусов в процессе движения представлены на рис. 5. Из рисунка видно, что управление топливоподачей в дизеле с двухрежимным регулятором, если его сравнить с управлением карбюраторным двигателем, характеризуется возрастанием (до 80—90% времени движения) удельного веса больших топливоподач (соответственно $h = 20 \div 60\%$ и $h = 50 \div 100\%$). Это можно объяснить заметно лучшей приспособляемостью карбюраторного двигателя к работе на режимах частичных нагрузок. Что касается дизеля с всережимным регулятором, то положение педали и величина топливоподачи здесь непосредственно не связаны и определяются характером функционирования регулятора (превалирующее влияние положения педали топливоподачи сказывается в зоне 50% и менее).

Данные, о которых шла речь выше, дают не только чисто количественную оценку режимов работы силового привода городского автобуса. Они необходимы для разработки и реализации алгоритмов статистического имитационного моделирования при помощи ЭВМ движения автобусов на маршруте. Последнее позволяет реализовать параметрическую оптимизацию привода, исходя из реальных эксплуатационных режимов, и дать оценку их эффективности.

1. Котиков Ю. Г. Об исследовании режимов работы городского автобуса, оборудованного электронной системой

впрыска бензина. — В сб.: Строительные машины, автомобили и двигатели, детали машин; Доклады ХХХ научной конференции ЛИСИ, Л.: ЛИСИ, 1972. 110 с.

2. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г.

Моделирование движения автомобиля. — Киев: Вища школа, 1978. 168 с.

3. Шестухин В. И. Работа автомобильного дизельного двигателя при неустойчивой нагрузке. М.: Транспорт, 1966. 39 с.

УДК 629.113-585.22

Новый двухтурбинный гидротрансформатор и его характеристики

Канд. техн. наук С. М. ТРУСОВ, П. И. БАЖЕНОВ, канд. техн. наук Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ПАШКОВ, канд. техн. наук О. И. ГИРУЦКИЙ, И. СТРАТИЛ, Л. ПУР, И. БЕНЕШ

НАМИ, завод «ПРАГА» (ЧССР)

В ТРАНСМИССИЯХ городских автобусов, автопогрузчиков и других автотранспортных средств широко используются гидромеханические передачи (ГМП), в которых гидротрансформатор (ГДТ) работает в сочетании с двух-, четырехступенчатым механическим редуктором. Эти ГМП обеспечивают требуемые тяговые качества и топливную экономичность, однако имеют сравнительно большую массу и габариты и более сложную систему автоматического управления, которая должна обеспечивать — с достаточной плавностью и без заметных разрывов потока мощности — переключения передач по двум параметрам — скорости движения автотранспортного средства и нагрузке его двигателя. На автопогрузчиках и дорожно-строительных машинах, где требуются довольно частые переключения передач, вследствие этого снижается производительность таких средств и тем острее, чем больше число ступеней в применяемой гидropередаче. Решение проблемы — в применении двухтурбинных ГДТ, которые имеют больший коэффициент трансформации крутящего момента и не имеют понижающих ступеней, а значит, и переключений передач. ГМП с двухтурбинным ГДТ имеет меньшую, чем у обычных ГМП той же мощности, массу, а отсутствие в ней понижающих передач позволяет существенно упростить систему автоматического управления и повысить комфортабельность автотранспортного средства.

Например, созданный ранее прототип двухтурбинного гидротрансформатора обладал очень низким КПД в зоне передаточных отношений $i=0-0,6$. Поэтому повышению КПД двухтурбинного ГДТ именно в этом диапазоне и была посвящена работа, проводившаяся специалистами НАМИ совместно со специалистами завода «Прага» (ЧССР). Результатом стало создание двухтурбинного гидротрансформатора, принципиальная схема которого приведена на рис. 1. Принцип действия этого гидротрансформатора следующий.

Двигатель 1 приводит во вращение насосное колесо 4, которое воспринимает момент M_1 и создает напор рабочей жидкости. Этот напор преобразуется первым турбинным колесом 3, где возникает момент M_2 . В начальный период (при малых значениях передаточного отношения i) данный момент M_2 направлен в сторону, противоположную вращению вала двигателя, и воздействует на второе турбинное колесо 2. Так как муфта свободного хода 9 заблокирована, то турбинное колесо остается неподвижным. Солнечная шестерня 7, обкатывая сателлиты 8 по неподвижной коронной шестерне 8, приводит во вращение водило 6. При этом момент M_2 на выходном валу равен произведению $M_1 \cdot K' \cdot i_{п.п} \cdot \eta_{п.п.}$. (Здесь $i_{п.п.} = 1 - z_4/z_1$; z_4 и z_1 — число зубьев коронной и солнечной шестерен; $\eta_{п.п.}$ — КПД планетарной передачи, K' — коэффициент трансформации). Частота вращения выходного вала ω_2 будет равна отношению частоты вращения первого турбинного колеса к $i_{п.п.}$.

По мере увеличения частоты вращения выходного вала момент на первом турбинном колесе уменьшается, а на втором — увеличивается. Когда их соотношение станет больше величины z_4/z_1 , коронная шестерня начнет вращаться в том же направлении, что и солнечная, а момент на выходном валу будет равен сумме моментов на первом и втором турбинных колесах. При передаточном отношении 0,83—0,85 колеса 10, 11 реактора начинают свободно вращаться в потоке жидкости, т. е. реализуется режим гидромуфты. С целью снижения потерь насосное и турбинное колеса могут на этом режиме блокироваться.

На основе уравнения баланса напоров был проведен расчет и анализ внутренних характеристик прототипа, который позволил определить основные причины снижения коэффициента трансформации и наметить направление доводки лопастной системы. В частности, было выявлено, что сравнительно низкие преобразующие свойства ГДТ на стоповом режиме обусловлены в первую очередь наличием большого (55°) положительного угла атаки (α_{21}) при входе в первое турбинное колесо (рис. 2). Кроме того, имеются большие углы атаки при входе в реактор ($\alpha_{31} = 55^\circ$), а при входе во второе турбинное колесо $\alpha_{21} = -90^\circ$. С ростом передаточного

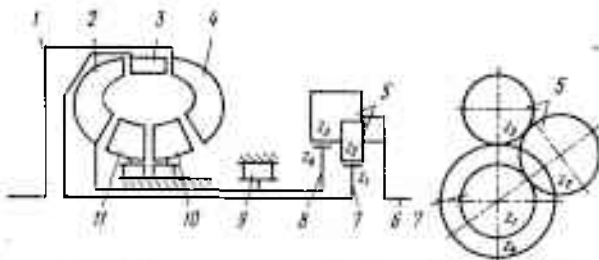


Рис. 1. Кинематическая схема двухтурбинного ГДТ

Однако двухтурбинные ГДТ, как известно, пока не нашли широкого применения.

Основной причиной этого является их недостаточно высокий КПД и, как следствие, худшая топливная экономичность автотранспортных средств, на которых они устанавливаются.

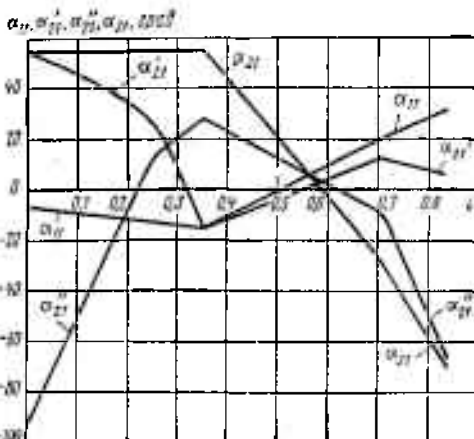


Рис. 2. Изменение углов атаки для двухтурбинного ГДТ — прототипа с одним реактором: α_{11} — в насосном колесе; α_{21} — в первом турбинном колесе; α_{21}'' — во втором турбинном колесе; α_{31} — в колесе реактора

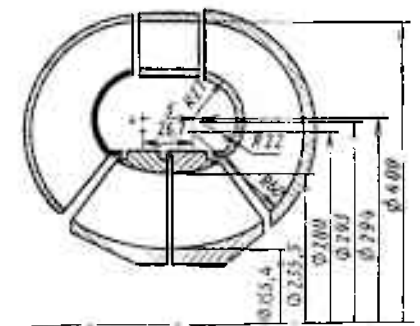


Рис. 3. Рабочая полость усовершенствованного двухтурбинного ГДТ

Лопастные колеса	Число лопастей	Средний радиус, м		Средний угол, град			Площадь, м ² (без стеснения)		Площадь, м ² (со стеснением)		Коэффициент стеснения	
		входа	выхода	входа	выхода	выхода по тока	входа	выхода	входа	выхода	входа	выхода
Насосное	29	0,114	0,186	112	100	105	0,0286	0,0305	0,0248	0,0296	0,868	0,970
Первое турбинное	42	0,188	0,188	75	161	158	0,0305	0,0305	0,0260	0,0282	0,851	0,925
Второе турбинное	24	1,186	0,115	70	152	150	0,0305	0,0286	0,0280	0,0261	0,918	0,914
Первого реактора	23	0,111	0,100	140	100	105	0,0286	0,0251	0,0243	0,0240	0,850	0,955
Второго реактора	21	0,100	0,111	90	25	27	0,0251	0,0286	0,0209	0,0262	0,833	0,915

отношения углы атаки при входе в первое турбинное колесо уменьшаются, а при $i=0,27\div 0,30$ они составляют 10—15°. Однако КПД на этом режиме не превышает 65—67% (из-за большого угла атаки при входе в реактор). При увеличении передаточного отношения до 0,33—0,35 КПД снижается до 62%, что связано с увеличением угловой скорости первого турбинного колеса и, как следствие, ростом угла атаки при входе во второе турбинное колесо (при $i=0,35\div 0,4$ он достигает 25—29°).

При дальнейшем увеличении передаточного отношения, в связи с ростом частоты вращения турбинного колеса, углы атаки уменьшаются как при входе во второе турбинное колесо, так и в реактор и, начиная с $i\geq 0,65$ КПД ГДТ достигает достаточно высоких значений (84—85%).

Другие факторы, которые снижают КПД ГДТ (хотя и в меньшей степени), как показывают исследования, следующие: неоптимально выбранные углы наклона лопастей на входе в насосное колесо, на входе из второго турбинного колеса и из колеса реактора, а также параметры первого турбинного колеса (относительно мала хорда профиля, что снижает число Рейнольдса и сравнительно велик относительный шаг лопастей, что увеличивает потери при больших углах атаки). Существенное снижение КПД при $i=0,33\div 0,40$ связано и с тем, что первое турбинное колесо на указанных режимах вращается с относительно большой частотой ($i'=0,96$), а это ведет к большим углам атаки на входе во второе турбинное колесо.

Проведенные исследования показали также, что для повышения КПД при $i>0,3$ следует уменьшить передаточное число планетарного редуктора с 2,82 ($z_n=1,8$) до 2,2—2,5 ($z_n=1,2\div 1,5$). Но поскольку уменьшение z_n несколько снижает максимальный коэффициент трансформации, то для уменьшения потерь на удар на стоповом режиме целесообразно использовать конструктивную схему ГДТ с двумя реакторами.

Полученные в результате анализа рекомендации по геометрическим параметрам лопастных колес и профилей их лопастей, числу лопастных колес и форме меридионального сечения рабочей полости, параметрам планетарного редуктора были использованы при проектировании усовершенствованного двухтурбинного ГДТ. Его рабочая полость с основными размерами приведена на рис. 3, а параметры лопастной системы — в таблице.

Целесообразность использования именно таких рабочих полостей и параметров лопастной системы объясняется следующим.

Рабочая полость с уменьшенным, по сравнению с прототипом, межколесным зазором между вторым турбинным колесом и первым реактором обеспечивает уменьшение углов атаки на входе в первый реактор на режимах работы, когда второе турбинное колесо неподвижно или вращается с малой угловой скоростью, т. е. при $i=0\div 0,45$.

Вследствие того, что проходное сечение на выходе из первого реактора меньше площади на входе в него, в первом реакторе обеспечивается более устойчивое течение рабочей жидкости (меньше диффузность в этом колесе).

Вследствие увеличения протяженности первого турбинного колеса возрастает число Рейнольдса, что способствует снижению потерь.

Благодаря рациональному выбору углов наклона лопастей на выходе из насосного колеса и на входе в первое турбинное колесо достигается уменьшение углов атаки при $i=0\div 0,3$, что увеличивает K_0 и КПД. На других режимах работы, как показали выполненные расчеты, течение также имеет удовлетворительный характер.

При разработке лопастной системы уточнена форма профилей отдельных колес и углы наклона лопастей во всех колесах, что также должно способствовать улучшению характеристик.

На рис. 4 показана снятая на стенде характеристика (кривые 1) усовершенствованного двухтурбинного ГДТ с планетарной передачей, $i_n =$ жена характеристика

Приведенные данные свидетельствуют о значительном улучшении характеристик измененного двухтурбинного ГДТ: его КПД в основной рабочей зоне повысился в среднем на 4—6%, а при передаточном отношении $i=0,32\div$ на 9%.

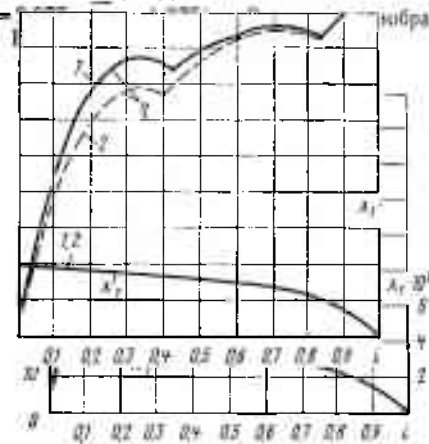


Рис. 4. Характеристики двухтурбинных ГДТ

Разработанная лопастная система была также испытана и с передаточным числом планетарной передачи, равным 2,21. Оказалось, что у него, по сравнению с ГДТ, характеристики которого показаны на рис. 4, КПД при $i=0,35\div 0,41$ выше, однако максимальный коэффициент трансформации несколько ниже. Вместе с тем оба этих ГДТ могут представлять практический интерес для использования в трансмиссиях транспортных средств.

Кроме основного базового образца с углом выхода из насосного колеса $\beta_2=100^\circ$, характеристика которого приведена на рис. 4, разработаны также варианты с углами выхода из насосного колеса 90, 110, 124° для реализации различных нагрузочных и преобразующих свойств при различных условиях работы. При этом коэффициент входного момента λ_{10} может изменяться в пределах $(2,5\div 5,0)\cdot 10^{-4}$.

Сопоставление разработанных двухтурбинных ГДТ с зарубежными аналогами показало, что они отличаются достаточно высокими показателями. Так, в основной рабочей зоне (при $i>0,4$) они имеют более высокие показатели, чем ГДТ фирмы Аллисон и не уступают гидропередачам типа SRM, «Доромат», «Ренк». Кроме того, разработанные ГДТ по конструкции проще. Например, в передаче типа SRM для торможения колеса реактора после его работы в режиме противовращения требуется специальная фрикционная муфта и дополнительная система автоматического управления.

Что касается энергоемкости, то она у созданных ГДТ значительно выше, чем у всех известных образцов.

Основные параметры лопастной системы разработанного ГДТ защищены авторским свидетельством (А. с. 887850, СССР).

Таким образом, разработанный двухтурбинный ГДТ позволяет обходиться или без понижающих передач, или уменьшить их число, поэтому он может представлять практический интерес для использования в трансмиссиях автопогрузчиков, различных дорожно-строительных машин и, возможно, городских автобусов. В связи с тем, что в нем можно использовать насосные колеса с различными углами выхода, его нагрузочные свойства могут изменяться в широких пределах. Эта особенность позволяет использовать его для работы с различными двигателями и в различных условиях эксплуатации.

Разработанный двухтурбинный гидротрансформатор отличается достаточно высокими показателями ($K_0=5,4\div 5,6$; $\eta_{max}=86\div 87\%$; $\lambda_{10}=3,9\cdot 10^{-4}$).

Повышение надежности двух- и трехступенчатых гидромеханических передач для городских автобусов

Канд. техн. наук О. И. ГИРУЦКИЙ, В. В. БАРАНОВ, канд. техн. наук Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ, ЛАШКОВ, М. Н. ДЗЯДЫК, А. Ю. ПЫТКИН, Я. М. РУБИН

НАМИ, ВКЭИавтотранспорт, ЛАЗ

НАМИ и ВКЭИавтотранспорт разработано семейство автоматических гидромеханических передач (ГМП) для городских автобусов. Оно включает: двухступенчатую модель 695Ж2 для городских автобусов ЛиАЗ-677 с карбюраторным двигателем; трехступенчатую модель 19.17 для автобусов «Икарус-260» и «Икарус-280» с дизелями и модификацию этой ГМП — модель 191.17 для городских автобусов ЛАЗ-4202 с дизелем.

Перечисленные ГМП серийно изготавливаются на Львовском автобусном заводе им. 50-летия СССР. В изготовлении ГМП моделей 19.17 и 191.17 принимает участие также завод «Чепель-авто» (ВНР).

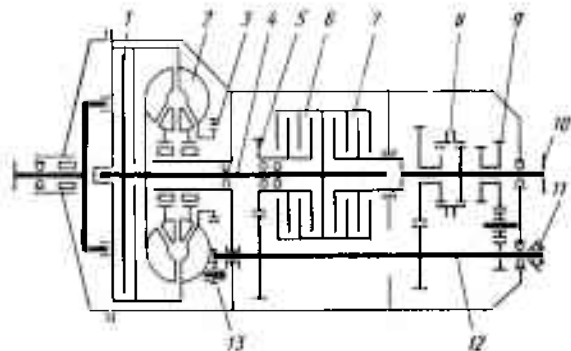


Рис. 1. Кинематическая схема двухступенчатой ГМП модели 695Ж2: 1 — фрикционная муфта блокировки гидротрансформатора; 2 — гидротрансформатор; 3 — передний насос; 4 — вал турбинного колеса гидротрансформатора; 5 — шестерня понижающей ступени; 6 — фрикционная муфта включения понижающей передачи; 7 — фрикционная муфта включения прямой передачи; 8 — зубчатая муфта включения переднего или заднего хода; 9 — шестерня ступени заднего хода; 10 — выходной вал с фланцем; 11 — центробежный регулятор автомата переключения ступеней и блокировки гидротрансформатора; 12 — промежуточный вал; 13 — задний насос

На рис. 1 показана кинематическая схема ГМП модели 695Ж2, предназначенная для работы с двигателями мощностью до 132 кВт, максимальной частотой вращения коленчатого вала 3200 мин⁻¹ и крутящим моментом на входном валу 390—470 Н·м. Максимальный коэффициент трансформации $K_0 = 3 \pm 0,1$, максимальный КПД на режиме трансформации — 80—82%, на режиме блокировки — 95%. Передаточные отношения равны: на понижающей ступени — 1,79, на прямой передаче — 1,0, на передаче заднего хода — 1,71.

Последовательность включения фрикционов ГМП приведена в табл. 1.

Таблица 1

Фрикцион (позиция на рис. 1)	Н		А			П.П.		З.Х
	—	П	Пр	Пр+Бл	П	П+Бл	(·) З.Х	
6	—	+	—	—	+	+	—	
7	—	—	+	+	—	—	—	
1	—	—	—	—	—	—	—	

Примечание. Н, А, П.П., З.Х — положения рычага контроллера

При движении автобуса с автоматическим переключением передач (А) при помощи фрикционных муфт 6 и 7 последовательно включаются (рис. 1) понижающая (П) и прямая (Пр) ступени, а при достижении определенной скорости происходит автоматическая блокировка (Бл) гидротрансформатора (Пр + Бл) при помощи фрикционной муфты 1. При движении же на режиме принудительного переключения (П.П.) фрикционом 6 постоянно включена понижающая ступень. При включении передачи заднего хода (З.Х) вначале происходит перемещение зубчатой муфты 8 из левого положе-

ния в правое (позиция «·» на контроллере), а затем включается фрикционная муфта 6.

Давление в гидравлической системе создается при помощи двух насосов 3 и 13, приводимых соответственно от двигателя и промежуточного вала коробки передач, постоянно связанного парой зубчатых колес с выходным валом. Система управления передачей достаточно проста и описана в литературе, например, в работе [1].

В процессе серийного производства конструкция ГМП была усовершенствована, что позволило повысить срок ее службы до капитального ремонта, довести его до 250 тыс. км. пробега автобуса.

В частности, модернизирован привод ГМП (ступица изготовляется из алюминия, уменьшено количество демпферов); для изготовления колес реакторов гидротрансформатора применен метод литья под высоким давлением, что позволило уменьшить их ручную доработку, трудоемкость изготовления и повысить стабильность характеристик гидротрансформатора; увеличена толщина основы ведомых и ведущих дисков фрикционных муфт, что дало возможность уменьшить число пар трения с 12 до 10 и снизить внутренние потери мощности в ГМП; болтовое соединение элементов блока (шестерни, ступицы) заменено соединением, выполненным при помощи электронно-лучевой сварки, что резко увеличило долговечность соединения; на шлицах зубчатых муфт шестерен переднего и заднего хода предусмотрены скосы, что увеличило стабильность и надежность включения режимов переднего и заднего хода; применены уплотнительные кольца из фторопластовой композиции и двойной фрикцион с фиксируемыми корпусами периферийных золотников и увеличенной поверхностью контакта периферийных золотников с управляющим кольцом, что увеличило надежность работы и повысило стабильность переключения передач.

Качество ГМП улучшается не только за счет конструкторских усовершенствований, но и благодаря внедрению в производство новых станков, агрегатов, мосных машин и стенодов: они повысили стабильность качества изготовления деталей, их термообработки, сборки и испытаний узлов и, как следствие, ГМП в целом. И не случайно, что в 1982 г. ГМП модели 695Ж2 снова была удостоена Государственного знака качества.

В результате широкого внедрения автоматизации процессов производства трудоемкость изготовления одной комплектной ГМП модели 695Ж2 снизилась с 550 нормо-ч при ежегодном выпуске 1500 шт. до 49 нормо-ч при ежегодном выпуске 20 тыс. шт. ГМП в год; к настоящему времени ЛАЗом изготовлено более 170 тыс. шт. ГМП, устанавливаемых на автобусы ЛиАЗ-677 и эксплуатирующихся во всех климатических зонах СССР.

Трехступенчатая ГМП «Львов» модели 19.17 (базовая модель, также удостоенная в 1982 г. Знака качества) предназначена для работы с дизелями мощностью 141—184 кВт, максимальным крутящим моментом 696—883 Н·м и частотой вращения коленчатого вала 2200—2300 мин⁻¹ при максимальной мощности. Ее модификация — модель 191.17 — предназначена для работы с двигателями мощностью до 154 кВт, максимальным крутящим моментом до 637 Н·м и частотой вращения коленчатого вала 2300—2600 мин⁻¹ при максимальной мощности. От базовой модели она отличается только лопаточной системой насосного колеса (его энергоемкостью) и некоторыми параметрами элементов системы маслопитания и управления.

Кинематическая схема базовой модели ГМП показана на рис. 2, а схема ее управления и гидравлическая система на рис. 3.

ГМП состоит из гидротрансформатора, механического редуктора, гидрозамедлителя, системы автоматики и системы охлаждения [2].

Гидротрансформатор 1 (рис. 2) — комплексный. Его четыре колеса отлиты из алюминиевого сплава. Максимальный коэффициент трансформации $K = 2,6 \div 2,7$, максимальный КПД 87—88%.

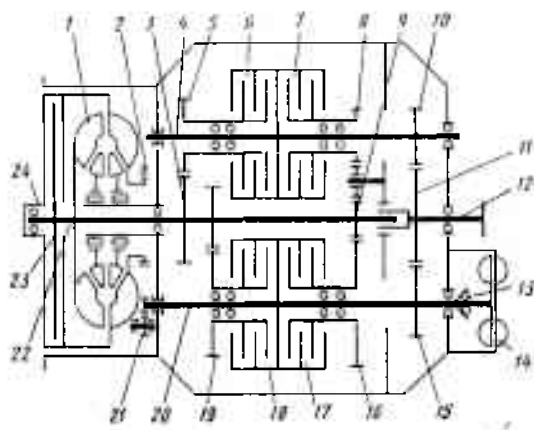


Рис. 2. Кинематическая схема трехступенчатой ГМП моделей 19.17 и 191.17:

1 — гидротрансформатор; 2 — передний масляный насос; 3 — блок шестерен второй и третьей передач; 4 — второй промежуточный вал; 5 — шестерня третьей передачи; 6 — фрикционная муфта третьей передачи; 7 — фрикционная муфта передачи заднего хода; 8 — шестерня передачи заднего хода; 9 — шестерня первой передачи; 10 — шестерня; 11 — шестерня; 12 — вторичный (выходной) вал; 13 — центробежный регулятор; 14 — гидрозамедлитель; 15 — шестерня; 16 — шестерня первой передачи; 17 — фрикционная муфта первой передачи; 18 — фрикционная муфта второй передачи; 19 — шестерня второй передачи; 20 — первый промежуточный вал; 21 — масляный насос; 22 — первичный вал; 23 — фрикционная муфта блокировки гидротрансформатора; 24 — заглушка переднего фрикциона

Для повышения экономичности и максимальной скорости автобуса предусматривается блокировка гидротрансформатора при помощи передней фрикционной муфты 23. Механический редуктор выполнен по схеме с неподвижными осями валов. Он имеет два промежуточных вала (4 и 20), на которых установлены двойные фрикционные муфты 6 и 7, 18 и 17, что позволяет получить минимальные габариты ГМП по длине. Заглушка 24, первичный 22 и вторичный (выходной) 12 валы — соосные. Особенностью схемы механического редуктора является то, что промежуточные валы имеют постоянную связь с выходным валом через ряд шестерен (10, 11, 15). Это облегчает привод вспомогательных агрегатов (заднего масляного насоса 21, гидрозамедлителя 14 и центробежного регулятора 13). Центробежный регулятор (скоростной датчик автомата) размещен на конце одного из промежуточных валов, там же установлен приставной гидрозамедлитель. Такое расположение гидрозамедлителя позволяет выпускать модификации гидропередачи как с гидрозамедлителем, так и без него (в зависимости от условий эксплуатации автотранспортного средства).

В варианте ГМП с гидрозамедлителем длина гидропередачи увеличивается незначительно.

Механический редуктор имеет три передачи переднего хода и одну заднего. Все передачи, а также блокировка гидротрансформатора переключается фрикционными 6, 7, 17, 18 и 23. Передаточные числа механического редуктора: первая передача — 2,43; вторая передача — 1,44; третья передача — 0,98; задний ход — 1,97. Общий силовой диапазон гидропередачи равен 6,4—6,7, рабочий диапазон при КПД гидротрансформатора не менее 80% равен 4,5.

Последовательность включения фрикционов ГМП на каждой позиции контроллера дана в табл. 2. Управление гидропередачей осуществляется при помощи электрического контроллера. Контроллер имеет следующие позиции: «Н» — нейтральное положение, «3А» — автоматическое переключение всех передач, «2А» — автоматическое переключение первой и второй передач (этот режим используется в тяжелых условиях движения), 1 — принудительно включена передача, 3.Х — задний ход.

Таблица 2

Фрикцион (позиция на рис. 2)	Н		3А				2А			1	3.Х
	—	+	I	II	III	III+Бл	I	II	III+Бл	I	3.Х
6	—	—	—	—	+	+	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+
17	—	+	—	—	—	—	+	+	+	+	—
18	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—
23	—	—	—	—	—	+	—	—	+	—	—

Примечание. Бл — блокировка гидротрансформатора, «+» — фрикционная муфта включена, «—» — фрикционная муфта выключена. I, II, III, 3.Х — включенная передача.

Переключение передачи на автоматическом режиме происходит в зависимости от скорости движения автомобиля и положения рейки топливного насоса. В ГМП предусмотрена возможность установки в перспективе электронного автомата.

Гидравлическая система ГМП обеспечивает управление фрикционными, подпитку гидротрансформатора и охлаждение рабочей жидкости, а также смазку всех узлов ГМП. Обе системы включают в себя следующие узлы и механизмы: передний и задний масляные насосы, поддон с маслоприемником, механизм переключения периферийных золотников, системы автоматики и клапанов (рис. 3).

Рабочее давление регулируется регуляторами давления главной магистрали и режима давления в зависимости от положения рейки топливного насоса.

Большой масляный насос 2 (передний) приводится (рис. 2) во вращение от насосного колеса гидротрансформатора, задний 21 — от промежуточного вала, имеющего постоянную связь с выходным валом. Система клапанов 19 и 21 (рис. 3) отключает передний масляный насос, когда задний обеспечивает си-

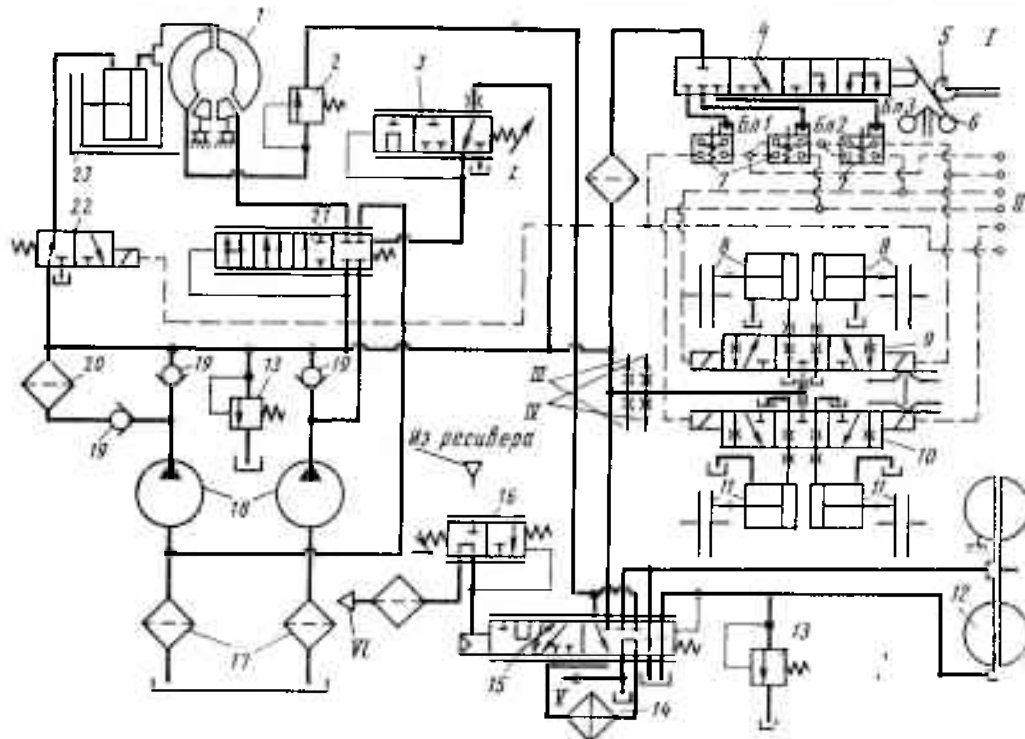


Рис. 3. Схема управления и гидравлическая система трехступенчатой ГМП:

1 — гидротрансформатор; 2 — регулятор давления гидротрансформатора; 3 — регулятор режима давления; 4 — гидравлический переключатель; 5 — силовой регулятор; 6 — центробежный регулятор; 7 — выключатели периферийных золотников; 8 — фрикционные муфты первой и второй передач; 9 — клапаны периферийных золотников первой и второй передач; 10 — клапаны периферийных золотников третьей передачи и передачи заднего хода; 11 — фрикционные муфты третьей передачи и передачи заднего хода; 12 — гидрозамедлитель; 13 — предохранительный клапан; 14 — водомасляный теплообменник; 15 — клапан управления гидрозамедлителя; 16 — кран управления гидрозамедлителя; 17 — маслоприемник; 18 — масляные насосы; 19 — обратные клапаны; 20 — фильтр тонкой очистки масла; 21 — регулятор давления главной магистрали; 22 — клапан блокировки; 23 — фрикционная муфта блокировки гидротрансформатора; I — к педали подачи топлива в двигатель; II — к контроллеру; III — смазка передних подшипников промежуточных валов; IV — смазка фрикционов всех передач; V — смазка привода спидометра; VI — в атмосферу

стему необходимым количеством масла при соответствующем давлении. Это необходимо для уменьшения потерь в ГМП при высоких скоростях движения автобуса. Подача масла в гидротрансформатор осуществляется при достижении в системе рабочего давления, что исключает выход из строя фрикционных муфт.

Как уже упоминалось, ГМП имеет приставной гидрозамедлитель. Интенсивность замедления автобуса с помощью гидрозамедлителя регулируется непрерывно, при помощи специальной следящей системы, при этом обеспечивается возможность эффективного служебного торможения при движении автобуса до скорости 20 км/ч. Система управления гидрозамедлителем выполнена в едином блоке с гидрозамедлителем. Интенсивность замедления автобуса при помощи гидрозамедлителя в 2 раза превышает интенсивность торможения моторным тормозом и составляет 1,6 м/с² при скорости 55 км/ч и 0,9 м/с² при 30 км/ч. Например, установившиеся скорости на спуске 4% составили 30 км/ч, на опуске 6% — 32 км/ч.

Эксплуатационные испытания показали, что с помощью гидрозамедлителя можно осуществлять служебное торможение автобуса, не пользуясь колесными тормозами, благодаря чему срок службы колесных тормозов повышается более чем в 3 раза.

В процессе контрольных эксплуатационных испытаний установлено, что нормы расхода топлива автобусов «Икарус-260» и «Икарус-280» с двигателями большей мощности и с ГМП укладываются в нормы расхода топлива автобусов с механическими коробками передач и с двигателями меньшей мощности. Достигнуто это за счет оптимизации параметров системы автоматического управления ГМП и совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора, а также благодаря низкому уровню потерь мощности на холостую прокрутку ГМП.

В трехступенчатых ГМП моделей 19.17 и 191.17 заложен целый ряд конструктивных решений, обеспечивающих значительное повышение технического уровня, надежности и ресурса. Так, для пяти ее базовых деталей, в том числе двух картеров, применен магниевый сплав МЛ-5, что обеспечило значительное снижение массы, высокую точность обработки и чистоту посадочных поверхностей; электронно-лучевая сварка пяти блоков шестерен, заменившая болтовое соединение, резко повысила ресурс этих деталей; приставной гидрозамедлитель высокой эффективности значительно снизил износ элементов рабочей тормозной системы и повысил надежность двигателя; шлицевые шестерни посажены на валы с натягом и центровкой по внутреннему диаметру, что повысило точность, жесткость и надежность соединения элементов механического редуктора; повышена эффективность масляной системы за счет усовершенствования ее элементов (рост производительности насосов, установка фильтра тонкой очистки с высокоэффективным фильтроэлементом, регулирование давления), что увеличило надежность и долговечность гидросреды; применены сдвоенные (дуплексированные) подшипники в узлах блоков шестерен взамен спаренных одинарных, что положительно повлияло на долговечность узлов и исключило необходимость регулировок в процессе эксплуатации.

Кроме того, в ГМП изменена система фильтрации рабочей жидкости: фильтр установлен непосредственно на картере механического редуктора применен бумажный фильтрующий элемент; использован новый механизм блокировки одновременного включения двух передач, что повысило надежность работы ГМП за счет полного исключения аварийных режимов; изменены проходные сечения периферийных золотников и улучшено качество волнистых дисков, что сделало более плавным переключения передач; установлены упоры — метки в приводе силового регулятора ГМП и клапаны регулирования давления, что улучшило работу системы управления; применены высокоэффективные герметики и прокладки — шайбы измененной конструкции, обеспечившие герметичность стыков, разъемов и резьбовых соединений ГМП.

Разработаны и проведены также мероприятия, направленные на повышение как качества изготовления, так и технического обслуживания трехступенчатой ГМП в условиях эксплуатации. Среди них можно назвать, например, такие, как созда-

ние программ-методик и комплексной контрольной проверки ГМП и ее узлов. Кроме того, уменьшена осевая жесткость приводных дисков ГМП, что снизило осевые нагрузки в соединении «двигатель — ГМП»; введена консервация деталей под верхней крышкой ГМП, что повысило надежность работы узлов системы управления после длительного хранения; установлен клапан предельного давления в гидравлической системе, что устранило случаи выхода из строя переднего фрикциона при давлениях, превышающих допустимые; созданы (ВНР) специальные установки для расконсервации деталей, линии для оксидирования, моечные машины; внедрено автоматическое измерение и запись параметров характеристик ГМП для повышения точности и объективности оценки характеристик; проработана и внедряется усиленная опора выходного вала.

Большие работы намечены и на перспективу. В частности, решено разработать электронную систему автоматического управления переключением передач, внедрить более совершенную технологию изготовления всех лопастных колес гидротрансформатора; увеличить входную мощность трехступенчатой ГМП до 175—190 кВт и крутящего момента до 1000 Н·м; внедрить металлокерамические диски с повышенным коэффициентом трения.

При подготовке к аттестации на Государственный знак качества в производстве ГМП моделей 19.17 и 191.17 созданы специальные стенды для проверки на герметичность и утечки следующих узлов: клапана блокировки, регулятора режима давления, клапана управления гидрозамедлителем, переднего и двойного фрикционов, картера коробки передач, корпуса переднего фрикциона, картера гидротрансформатора и др., что гарантирует высокое качество узлов ГМП.

Сборка ГМП производится в соответствии с имеющейся технической документацией и инструкциями с применением герметизации резьбовых соединений и прокладок по размерам специальной жидкой уплотнительной прокладки ГИПК-244А (ТУ—6—05—251—80—78), а также тарированного инструмента для контроля моментов затяжки.

Кроме того, каждая ГМП обкатывается: без нагрузки (для предварительной приработки трущихся пар) с определением характеристики внутренних потерь мощности в ГМП, являющихся комплексными критериями качества изготовления и сборки; под нагрузкой на тяговом и тормозном режимах; проверяется на соответствие требованиям по уровню шума и расходу рабочей жидкости через гидротрансформатор (для обеспечения в эксплуатации необходимых тепловых режимов работы ГМП), а также на герметичность. Полученные данные всех испытаний заносятся в паспорт каждой ГМП.

В процессе производства трехступенчатые ГМП выборочно испытываются: по определению неполной характеристики ГМП (оценка по точкам) — каждая пятая ГМП (20% изделий); по определению полной характеристики ГМП — каждая 25-я (4% изделий); по определению тормозной характеристики ГМП — каждая 50-я (2% изделий).

Один гидротрансформатор в квартал и одна ГМП один раз в шесть месяцев подвергаются периодическим контрольным испытаниям.

Таким образом, высокие, соответствующие мировому уровню технико-эксплуатационные показатели, заложенные в конструкции семейства двух- и трехступенчатых ГМП, обеспечиваются современным уровнем организации производства с использованием прогрессивных технологических процессов, оснащенных высокопроизводительным оборудованием и режущим инструментом, механизированной технологической оснасткой, испытательными стендами для узлов и ГМП в целом, контрольно-измерительной техникой, качественным уровнем обслуживания оборудования и высокой культурой производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Гидромеханическая передача автобуса* / В. В. Баранов, О. И. Гируцкий, М. Н. Дзядык и др. М.: Транспорт, 1977. 133 с.
2. *Трехступенчатая гидромеханическая передача городского автобуса* / В. В. Баранов, О. И. Гируцкий, М. Н. Дзядык и др. М.: Транспорт, 1980. 152 с.

Некоторые проблемы диагностирования легковых автомобилей

Канд. техн. наук А. М. ХАРАЗОВ

НАМИ

КАЧЕСТВО технического обслуживания и ремонта автомобилей, число дорожно-транспортных происшествий из-за неисправностей, степень экологического воздействия автомобильной техники, а также суммарные затраты на ее эксплуатацию и обслуживание во многом зависят от своевременности и качества технического диагностирования. Это очевидно. Однако повышение качества и эффективности диагностирования автомобилей, находящихся в личном пользовании, возможно лишь путем решения целого комплекса научно-методических и практических задач, объединяемых в единую систему и решаемых в рамках службы «Автотехобслуживание» в целом. К числу таких задач относятся: определение места и организация диагностирования в технологических процессах СТО; выбор и обоснование диагностических параметров, нормирование их нормативных значений, необходимой точности и достоверности измерений; создание средств технического диагностирования, отвечающих основным требованиям их использования в соответствующих зонах и технологических процессах СТО; разработка нормативно-технической и технологической документации, алгоритмов диагностирования, рекомендаций по периодичности диагностирования и прогнозированию остаточного ресурса, а также документации по метрологическому обеспечению, обслуживанию и ремонту, создание новых и выбор из числа существующих средств проверки диагностического оборудования; подготовка специалистов-диагностов и метрологов-поверителей.

Остановимся подробнее на каждой из них.

Диагностирование должно активно применяться в практической деятельности СТО: в предоставлении владельцам автомобилей услуг по определению состояния и прогнозированию остаточного ресурса их автомобилей; в технологических процессах приемки, технического обслуживания, ремонта и выдачи автомобилей; при контроле качества выполненных на СТО услуг. Важную роль оно имеет при организации и управлении (с применением АСУ) состоянием обслуживаемых автомобилей и деятельностью СТО. Во всех случаях в процессе диагностирования осуществляются последовательные операции: получение (съем) с диагностируемого автомобиля и обработка информации, принятие технического решения. Последнее может содержать информацию владельцу о техническом состоянии его автомобиля, решение о направлении автомобиля в соответствующую технологическую зону СТО

для проведения необходимых регулировочных или ремонтных работ и т. д.

Таково место технического диагностирования в технологических процессах на СТО. Что касается его организации, то здесь, как показывает практика, отлажено еще далеко не все. Достаточно сказать, что коэффициент использования средств диагностирования на СТО сейчас не превышает 0,5, а для отдельных единиц (тормозные и мощностные стенды, средства диагностирования светотехнических приборов автомобилей) — даже 0,2. Особенно низок этот коэффициент на СТО малой мощности, что доказывает отсутствие увязки процесса диагностирования с технологическими процессами технического обслуживания и ремонта, а также не всегда обоснованный выбор диагностических параметров. Между тем последнее очень важно: выбор должен быть таким, чтобы было можно, во-первых, оценить техническое состояние автомобиля; во-вторых, локализовать его неисправности и отказы; в-третьих, устранить их; в-четвертых, спрогнозировать остаточный ресурс.

Во всех случаях одним из основных условий является, очевидно, оптимизация точности, достоверности и технологической последовательности измерения параметров. Однако средства технического диагностирования, применяемые в настоящее время на СТО, отвечая требованиям использования на специализированных постах диагностирования, плохо приспособлены для применения в технологических зонах обслуживания и ремонта, а также на постах приемки-выдачи и в системе ОТК. Поэтому обеспечение этих зон специализированными, предназначенными для выполнения ограниченного числа проверок, но обеспечивающими удобное их совмещение с выполнением необходимых регулировочных работ, средствами технического диагностирования — одна из проблем, требующих немедленного решения.

Далее. Применяемые на СТО средства диагностирования обеспечивают поиск и локализацию не более 60% скрытых отказов и неисправностей основных узлов и деталей автомобиля. Для восполнения этого пробела прежде всего необходимы малогабаритные приборы для диагностирования двигателей (в том числе для перспективных дизелей) по мощностным показателям и виброакустическим характеристикам; специализированные средства диагностирования агрегатов трансмиссии и рулевого управления; средства углубленного диагностирования тормозных систем, обеспечивающие локализацию и устранение неисправностей; эффективные средства диагностирования

светотехнических приборов автомобилей, передней подвески, амортизаторов; станки для балансировки колес, в первую очередь без их снятия с автомобиля и т. п.

Низкий уровень эффективности использования средств диагностирования объясняется также отсутствием по многим технологическим процессам нормативной документации, в силу чего функциональные возможности таких средств используются не полностью. Мало того, даже существующая нормативно-техническая документация зачастую содержит в себе неоптимизированные нормативные значения диагностических параметров и периодичности их измерения.

Неоъемлемой частью эксплуатации средств технического диагностирования является их метрологическое обеспечение. В системе же «Автотехобслуживание» этому вопросу уделяется недостаточное внимание: коэффициент метрологического обеспечения средств технического диагностирования на СТО составляет сейчас в среднем 0,64. Для решения проблемы нужна единая система метрологического обеспечения со специализированными централизованными службами обслуживания, ремонта, проверки средств технического диагностирования и с хорошо подготовленными специалистами. Нужна также система подготовки специалистов-диагностов автомобильной техники, хорошо знающих возможности средств технического диагностирования и умеющих применять их в своей практической деятельности.

Важной проблемой технического диагностирования легковых автомобилей является также проблема оптимизации типоразмерных рядов перспективных СТО (по числу рабочих постов), их рационального размещения по территории страны и отдельно в рамках областного или республиканского объединений «Автотехобслуживание».

Таким образом, повышение качества и эффективности диагностирования легковых автомобилей на СТО неразрывно связано с организацией рационального технологического процесса диагностирования, оптимизацией номенклатуры, нормативных значений и точности измерения диагностических параметров, выбором эффективных средств технического диагностирования и организацией технически грамотной их эксплуатации. Решение этих проблем позволит значительно повысить качество и эффективность работы СТО, будет способствовать решению задач, по улучшению бытового обслуживания населения, поставленных XXVI съездом партии и ноябрьским (1982 г.) Пленумом ЦК КПСС.

УДК 621.43.004.67:621.793.71

Газотермическое напыление изношенных деталей механизма газораспределения двигателей автомобилей ВАЗ

Канд. техн. наук Б. И. МАКСИМОВИЧ, В. В. ЗАВОДЯН, канд. техн. наук И. В. НЕТЕСА,
В. Н. ПОЦЕЛУЙКО, И. Е. МУРАТОВ, А. М. КОЗЛЕНКО

Институт электросварки им. Е. О. Патона, Украинское республиканское специализированное управление «Автотехобслуживание», Броварский опытный завод металлоконструкций и технологического оборудования

Н ЕПРЕРЫВНО растущий парк автомобилей личного пользования выявил экономическую целесообразность восстановления ряда металлоемких и трудоемких в изготовлении деталей методом газотермического напыления. В первую очередь это относится к таким деталям газораспределительного механизма двигателей автомобилей ВАЗ, как распределительный вал и рычаги привода клапанов.

Распределительный вал автомобиля ВАЗ в серийном производстве отливают, как известно, из высокопрочного чугуна. Рабочую поверхность эксцентриковых кулачков упрочняют закалкой токами высокой частоты на твердость 45—50 HRC. Рычаги привода клапанов отковывают из легированной стали 12ХНМА, затем проводят их цементацию и закалку. При этом твердость по контактной поверхности равна 50—56 HRC.

Как показывают исследования, такая технология изготовления обеспечивает незначительный износ этих деталей до пробега 50—80 тыс. км. Однако затем интенсивность износа трущихся поверхностей резко возрастает, особенно износ эксцентриковых кулачков распределительного вала. Причем в большинстве случаев из восьми кулачков распределительного вала значительный (до 1—4 мм) износ имеет место на одном—двух кулачках, остальные практически не изнашиваются.

Износ рабочих элементов пары «кулачок — рычаг» приводит к нарушению оптимальных фаз газораспределения, что снижает тяговые характеристики двигателя, повышает расход топлива и токсичность отработавших газов. Поэтому своевременный восстановительный ремонт ее элементов, причем на несложном оборудовании, доступном для спецавтоцентров и станций технического обслуживания, — средство, позволяющее повысить эффективность автосервиса, сэкономить значительное количество металла, сделать распределительные валы недефицитными запасными частями.

Задача, очевидно, сводится к разработке простого и нетрудоемкого метода восстановления, который обеспечил бы надежное сцепление присадочного материала с основным материалом кулачка и рычага и срок службы восстановленных деталей, равный сроку службы деталей новых. Опробовалось несколько методов: плазменное напыление, аргонодуговая наплавка, электродуговая наплавка и газопламенное напыление с оплавлением. Оказалось, что электродуговая и аргонодуговая наплавки дают трещины в наплавленном металле и в околошовной зоне. Предварительный нагрев распределительных валов позволяет избежать образования трещин, но коробление при этом недопустимо высокое. Плазменное напыление также не дает хороших результатов, и только газопламенное напыление с оплавлением обеспечивает нужное формирование, высокую плотность нанесенных слоев, отсутствие трещин и минимальное (0,2—0,3 мм) коробление распределительного вала.

Напыление осуществляется следующим образом.

Эксцентриковые кулачки изношенного распределительного вала протачивают (на токарном станке) по диаметру 34,50 мм (рис. 1), т. е. на кулачке делается выемка под износостойкий слой на глубину $36,36 - 34,50 = 1,86$ мм. Затем оператор при помощи специальных горелок (УН-113 или ГН-2) и порошкового самофлюсующегося сплава ПГ-АН9 (ТУ ИЭС 316—81) напыляет (с непрерывным оплавлением) на кулачки слой толщиной 2,5—3,0 мм (рис. 2). Точно так же напыляются вторая и четвертая опорные шейки, но толщина слоя здесь меньше (0,3—0,4 мм).

Напыление выполняется на специальном манипуляторе с педальным приводом. На восемь эксцентриковых кулачков и две опорные шейки оператор тратит 10—15 мин и расходует 120—150 г порошкового сплава.

После остывания до комнатной температуры напыленные валы правят по центральной опорной шейке на рихтовочном устройстве, которое имеет нажимной винтовой привод и индикатор биения.

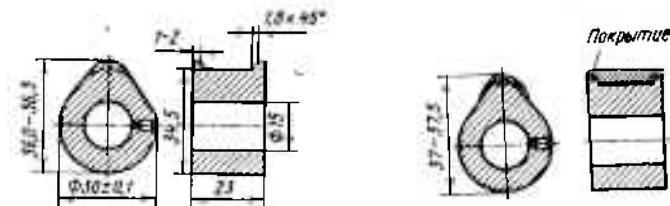


Рис. 1

Рис. 2

Заключительная операция — шлифование напыленных эксцентриковых кулачков и опорных шеек (рис. 3 и 4) на копировально-шлифовальном станке типа ЗМ433.

Исследование микро- и макроструктуры показало, что при напылении с оплавлением порошковым сплавом ПГ-АН9 наплавленный слой надежно соединяется с материалом вала.

Оплавление основного металла наблюдается лишь в тонком поверхностном слое, трещины и поры отсутствуют. Твердость напыленного слоя составляет 50—55 HRC, т. е. она выше, чем у кулачков нового вала.

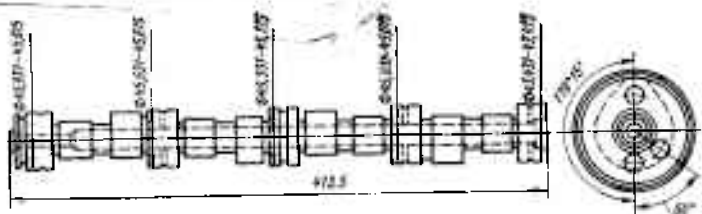


Рис. 4

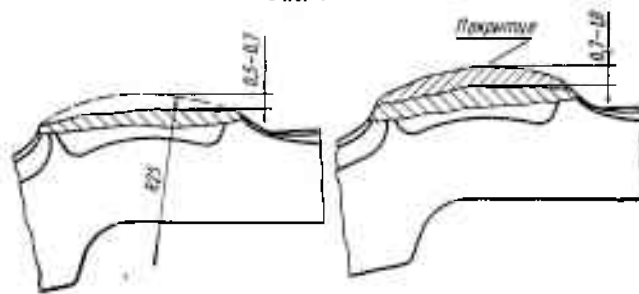


Рис. 5

В ходе исследований было установлено также, что биевые опорных шеек восстановленных валов находится в допустимых пределах (не превышает 0,05 мм).

Дорожные испытания напыленных распределительных валов показали их долговечность, практически равноценную с новыми.

Изношенные рычаги привода клапанов также напыляются (рис. 5) при помощи горелок УН-113 или ГН2 и порошка ПГ-АН9. Шлифуют напыленные рычаги на плоскошлифовальных станках с запорной шлифовальной круга в соответствии с требованиями чертежа.

Производство порошкового материала ПГ-АН9 освоено в Институте электросварки им. Е. О. Патона, технология напыления и обработки напыленных распределительных валов — на Броварском опытном заводе, рычагов — на ВАЗе.

Стоимость ремонта одного распределительного вала составляет 10—12 руб. Производственный участок по восстановлению изношенных распределительных валов Броварского опытного завода с расчетной мощностью 10 тыс. валов в год имеет пост газотермического напыления, копировально-шлифовальный станок 3М433, токарно-винторезный станок 1К62. Площадь участка — 50 м².

УДК 629.113.036.5

Особенности переработки, свойства и применение новых атмосферостойких АБС-пластиков

Г. Ф. ИВАНОВА, И. Г. ОШРИНА, В. В. КУЗНЕЦОВ, А. Г. КЛИМОВ, В. А. ОЛОНИЧЕВ

Всероссийский научно-исследовательский институт по переработке пластмасс, Автозавод им. Ленинского комсомола

В МИРОВОЙ практике автомобилестроения за последние годы отчетливо проявляется тенденция к использованию узлов и деталей из пластмасс. В частности, все более широкое применение находят АБС-пластики, обладающие высокими механическими свойствами, способностью к металлизации и окраске, хорошей перерабатываемостью. Вместе с тем до недавнего времени у отечественных АБС-пластиков был один весьма существенный недостаток — низкая атмосферостойкость. Однако этот недостаток удалось устранить, и сейчас уже созданы новые марки АБС-пластика — АБС-2020 АСТ и АБС-06 10 А, которые по стойкости к действию влаги, ультрафиолетовому облучению, солнечной радиации, морозостойкости и др. не только не уступают, но и превосходят зарубежные аналоги.

Детали из них изготавливают методом литья под давлением, причем наиболее высокими прочностными и деформационными свойствами обладают изделия, полученные в температурном диапазоне переработки от 465 до 495К и температуре литьевой формы, равной 313—333К.

Большое значение при переработке АБС-пластиков имеет также скорость заполнения литьевой формы расплавом. Оказалось, например, что физико-механические свойства изделий тем выше, чем меньше эта скорость. У таких изделий выше и стойкость к действию низких температур и к тепловым нагрузкам.

Величины технологической усадки отечественных атмосферостойких АБС-пластиков и зарубежного атмосферостойкого пластика «Люстран HR-850» при низких скоростях заполнения формы приведены в таблице.

Марка материала	Скорость заполнения формы v , см/с	Предел текучести при растяжении $\sigma_{Тр}$, МПа	Разрушающее напряжение при растяжении $\sigma_{р}$, МПа	Относительное удлинение ϵ при разрыве, %	Ударная вязкость $a_{д}$, кДж/м ²		Технологическая усадка S , %
					удар по плоскости, противоложной впускным каналам	удар по плоскости, прилегающей к впускным каналам	
«Люстран HR-850»	1,6	46,2	40,8	14	100	25	0,56
	11,2	44,0	37,3	19	30	25	0,56
АБС-06 10 А	1,4	41,2	34,5	34	110	20	0,56
	11,0	37,1	32,9	62	100	26	0,54
АБС-2020 АСТ	1,6	43,7	34,1	16	100	25	0,53
	11,1	37,8	31,2	20	70	28	0,65

В результате испытаний образцов из отечественных атмосферостойких АБС-пластиков на стойкость к ударным воздействиям (по ГОСТ 4647—80) установлено, что значения этого показателя существенно зависят от того, к какой плоскости образца прикладывается ударная нагрузка. Так, если удар приходится на плоскость, противоположную той, к которой

прилежит впускной канал, то ударная вязкость образца оказывается в несколько раз выше, чем при ударе по плоскости, к которой прилежит впускной канал. Причина кроется в особенностях структуры, которая оказывает влияние на характер течения расплава в форме. Под действием высоких сдвиговых напряжений при течении расплава происходит частичное вытеснение более легкой диспергированной каучуковой фазы от плоскости, в которой расположены впускные каналы, к противоположной. Поэтому стеклующаяся акрилонитрилстирольная фаза приобретает высокую ориентацию в направлении течения, что снижает ее сопротивление ударным нагрузкам в перпендикулярном направлении. Повышенное содержание частиц каучука с противоположной стороны образца, наоборот, повышает сопротивление удару.

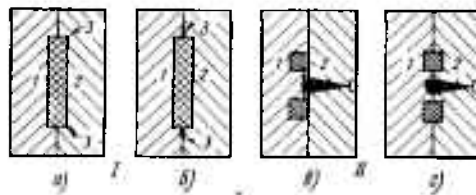


Рис. 1. Схема расположения полостей, оформляющих детали из АБС-пластиков в литьевой оснастке и места расположения впускных каналов (3):

1 — горячеканальные формы на изделия, которые подвергаются ударным воздействиям с одной стороны 1 (а) и с двух сторон 1 и 2 (б); 11 — многогнездные формы с центральным литником и разводящей системой на аналогичные изделия (в и г)

Подтверждение сказанному было получено при испытании опытных партий облицовок радиатора автомобиля «Москвич», изготовленных из пластика АБС-06 10 А и АБС-2020 АСТ в различных литьевых формах. (Места расположения впускных каналов в них условно показаны на схемах рис. 1, а, б). Испы-

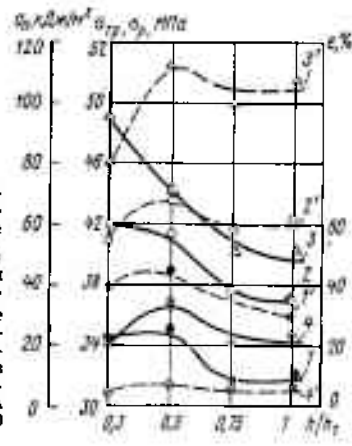


Рис. 2. Зависимости разрушающего напряжения при растяжении σ_p (кривые 1, 1'), предела текучести при растяжении $\sigma_{Тр}$ (кривые 2, 2'), ударной вязкости $a_{д}$ (кривые 3, 3') и относительного удлинения ϵ при разрыве (кривые 4, 4') от величины отношения высоты h впускных каналов к толщине h_0 образцов для отечественных атмосферостойких материалов АБС-06 10 А (сплошные кривые) и АБС-2020 АСТ (штриховые кривые)

тания по методике ГОСТ 5724—75 показали, что большую стойкость к удару имеют детали, отлитые по схеме рис. 1,а. Следовательно, при конструировании литейной оснастки для деталей из атмосферостойких АБС-пластиков необходимо уделять особое внимание местам расположения впускных каналов. Если ударные нагрузки в процессе эксплуатации распределяются неравномерно, то для усиления рабочей поверхности детали места впусков расплава в форму следует располагать ближе к противоположной стороне (например, при проектировании литейной формы на такие детали, как колпак колеса или кожух колонки рулевого колеса). В тех случаях, когда необходима равная ударная прочность, поверхности оформляющих изделие гнезд следует располагать симметрично в левой и правой полуформах, а впускные литниковые каналы — в плоскости разъема форм (рис. 1,в).

Немаловажным фактором при конструировании оснастки для литейных деталей является также выбор высоты впускных каналов или соотношения между высотой впускных каналов и толщиной стенки изделия. Например, установлено, что ряд по-

казателей физико-механических свойств изделий имеет экстремум при отношении высоты впускных каналов к толщине стенки изделия, равном 0,3—0,5 (рис. 2). Технологическая усадка в направлении литья также имеет максимум (0,45—0,50), но уже при соотношении, равном 0,5.

Таким образом, при применении отечественных атмосферостойких АБС-пластиков для производства деталей автомобилей можно рекомендовать следующий технологический режим:

Температура переработки, К	465—495
Температура литейной формы, К	313—333
Скорость заполнения литейной формы расплавом, см ³ /с	1,1—1,4
Отношение высоты впускных каналов к толщине стенки изделия:	
для пластика АБС-06 10 А	0,3—0,5
для пластика АБС-2020 АСТ	0,5

Расположение детали в литейной форме и места нахождения впускных каналов определяются в соответствии с условиями эксплуатации деталей.

УДК 621.9.025

Усовершенствованные конструкции резцов с самозакрывающимися механизмами крепления пластин

Ф. Г. ЧЕРНАВСКИЙ

ВНИИП

В НАСТОЯЩЕЕ время известно достаточно много конструкций резцов с самозакрывающимися механизмами крепления пластин, известны и их преимущества: высокая надежность закрепления пластин, увеличенный срок службы комплектующих деталей, и простота эксплуатации. Однако некоторые их конструкции недостаточно технологичны в изготовлении, поэтому во Всесоюзном научно-исследовательском конструкторско-технологическом институте подшипниковой промышленности разработано несколько конструкций резцов с самозакрывающимися механизмами крепления пластин, имеющих повышенную технологичность изготовления.

Один из этих резцов (рис. 1,а) состоит из державки 1, подвижного элемента 2, штифта 3 и режущей пластины 4. (А. с. 776764, СССР). Державка 1 выполнена с опорной стенкой 5 и выступом 6. Подвижный элемент выполнен с пазом 7, в котором расположен выступ 6 державки, и размещен

на основании 8 паза державки. Выступ и паз расположены под углом φ к опорной стенке 5. Основная особенность резца — наличие уширенного цилиндрического конца державки.

Высокая технологичность изготовления данного резца достигнута за счет того, что наиболее ответственная операция — прорезка паза в державке — выполняется не при помощи специального режущего инструмента (фрезы с Т-образной головкой, протяжки, долбяка), как обычно, а стандартными режущими инструментами (сверлом диаметром Φ_n и дисковой фрезой).

Резец второй конструкции (рис. 1,б) состоит из тех же деталей, что и предыдущий, а также из двух резьбовых опорных элементов 9, расположенных в резьбовых отверстиях державки (А. с. 776764, СССР). Консольные части 10 опорных элементов 9 размещены в пазу подвижного элемента. Они и паз подвижного элемента расположены под углом φ к опорной стенке державки. Поворотный элемент размещен на основании паза державки.

Высокая технологичность изготовле-

ния этого резца достигнута за счет прорезки паза в державке при помощи стандартной дисковой фрезы, а опорные элементы изготавливаются из стандартных резьбовых деталей.

Резец третьей конструкции (рис. 2) состоит из державки 1, поворотного элемента 2, штифта 3 и режущей пластины 4 (А. с. 1013114, СССР). Державка выполнена с дуговой опорной стенкой 5, имеющей центр в точке O_1 и радиус R_c , а также с дуговым выступом 6 с центром в точке O_2 и радиусом R_n . Поворотный элемент имеет дуговой паз 7 с центром в точке O_2 и радиусом R_n . Штифт 3 расположен в отверстиях поворотного элемента и режущей пластины, которая выполнена с дуговыми вершинами радиусом r и дуговыми граничными радиусом R_c , а центр кривизны каждой ее грани совпадает с центром кривизны расположенной напротив нее дуговой грани. Рабочая вершина режущей пластины с целью обеспечения высокой точности обработки совмещена с центром кривизны опорной стенки державки, т.е. находится в точке O_1 . Поворотный элемент расположен на основании 8 гнезда державки. Дуговой паз 6 державки этого резца может быть изготовлен при помощи кольцевого сверла (штриховая линия на рис. 2), высота рабочей части которого h_k равна или меньше ширины паза b_n .

Высокая технологичность изготовления резца обеспечивается за счет сокращения числа его комплектующих деталей и упрощения их формы.

Резцы всех трех конструкций имеют сквозные пазы и легкодоступные опорные поверхности комплектующих деталей, что также повышает технологичность их изготовления. Зажим режущей пластины на резцах осуществляется путем надавливания (удара) по подвижному или поворотному элементу в направлении силы P_n , а разжим — путем

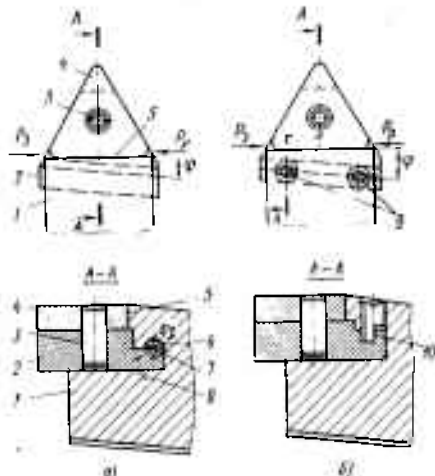


Рис. 1

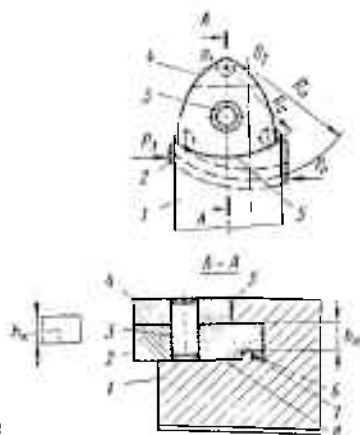


Рис. 2

падавливания (удара) по ним в направлении силы F_p .

Подвижные и поворотные элементы разработанных резцов изготавливаются из инструментальных сталей и после термобработки имеют твердость HRC 55—60. Под режущей пластиной может

быть размещена опорная пластина (на рис. 1 и 2 не показана).

Трудоемкость изготовления резцов с самозажимающимися механизмами крепления пластин разработанных конструкций, как показал опыт их изготовле-

ния, на 5—15% меньше, чем трудоемкость изготовления аналогичных резцов известных конструкций.

Резцы разработанных конструкций могут быть успешно применены при всех видах токарной обработки.

УДК 621.923.6:621.921.34:621.9.025

Полная алмазная заточка твердосплавных резцов для обработки деталей подшипников

Канд. техн. наук А. А. ШЕПЕЛЕВ, Ю. С. САВЧУК, В. П. ЧЕРНЫХ, Н. Г. НЕСТЕРОВ, А. П. ИВАНОВ, В. С. МАКЕЕВ, М. М. ТЫШКЕВИЧ, В. С. ГУМЕННОЙ, Э. Л. ПОТОКА, Л. В. ДИДЕНКО

Институт сверхтвердых материалов АН УССР, ГПЗ-18

Для подшипниковой подотрасли проблема обеспечения надежности и долговечности металлорежущего инструмента является весьма актуальной — в связи с высокой степенью автоматизации и механизации производственных процессов. Многие ее аспекты могут быть успешно решены за счет применения эффективной технологии заточки и восстановления инструмента. В частности, вопросов, связанных с его стойкостью, прочностью и сроком службы, а также производительностью и качеством обработанных изделий. Примером такой технологии может служить технология полной алмазной заточки твердосплавных резцов, разработанная специалистами института сверхтвердых материалов АН УССР и Восемнадцатого государственного подшипникового завода (ГПЗ-18).

Специфика производства подшипников состоит в том, что в нем применяется большая номенклатура резцов (например, на ГПЗ-18 их 10 типов и около 300 типоразмеров). Они могут быть

напайными и оснащенными механически закрепляемыми пластинами.

Технология заточки и восстановления (переточки) фасонных резцов на ГПЗ-18 централизована и основана на использовании только кругов из синтетических алмазов. В основном это круги на керамической (К1), органических (Б1, ТО2) и металлических (М1, МВ1) связках. Инструмент, как правило, затачивается с применением смазочно-охлаждающих жидкостей, на универсально-заточных мод. 3В642, профилошлифовальных мод. 395М и специальных станках мод. 3623, ВК62, ЗАГ-2М и др. станках.

Особенностями заточки твердосплавных резцов для обработки деталей подшипников являются сложность их режущей части и высокие требования к точности геометрических параметров. Заточка выполняется или только по твердосплавной части или по твердосплавной части совместно со стальной державкой. Величина припуска достигает 2—3 мм. При этом применение кру-

гов из карбида кремния исключается, так как обработка ими сопровождается большими усилиями шлифования и, следовательно, высокими температурами в поверхностных слоях затачиваемого инструмента, что способствует концентрации значительных остаточных напряжений, особенно в местах сопряжения различных участков профиля, и хрупкому разрушению его режущей части. Использование алмазных кругов исключает указанные недостатки и позволяет оснастить твердым сплавом сложные и точные режущие инструменты, в том числе сплавом группы ТК, склонным к трещинообразованию.

Опыт ГПЗ-18 показал, что алмазная обработка обеспечивает высокое качество заточки твердосплавного инструмента и способствует улучшению качества обрабатываемых деталей. Однако затраты при использовании серийных алмазных кругов на связках Б1, К1, М1, ТО2 и др. при полной алмазной заточке резцов сравнительно велики: на заточку при изготовлении и эксплу-

Операция заточки	Модель заточного станка	Форма, размеры и характеристика алмазного круга	Режим заточки			Наличие СОЖ	Примечание
			Скорость круга, м/с	Продольная подача, м/мин	Поперечная подача, мм/дв. ход		
Вспомогательной базовой задней поверхности	3В642	АЧК150×10×3-АСВМ, АСВС 100/80...160/125-М04—100	20—30	0,2—0,3	0,5—1,0	Есть	Выполняется при изготовлении резцов
Передней поверхности	3В642	АЧК (А2ЧК)150×10(5)×3(5)-АСВМ, АСВС100/80...125/100-М04, М013—100	20—30	0,2—0,3	0,5—1,0	То же	—
Главной задней поверхности	3В642, ВК62	АЧК150×20×3-АСВМ, АСВС 200/160, 125/100, 80/63-М04, М010—100 или АЧК150×20×3-АСР200/160, 125/100, 80/63-СКЗ, К1-100	20—30	0,2—0,3	0,5—1,0	»	—
Вспомогательных задних поверхностей	3В642	А2ЧК (А1ЧК)150×5(10)×5(3)-АСВМ, АСВС100/80...160/125-М04—100	20—30	0,2—0,3	0,5—1,0	»	—
Предварительная профильной поверхности	ЗАГ-2М	А2П150(125)×6-АСВМ, АСВС160/125-М04—100	15—20	0,2—0,3	0,5—1,0	»	Выполняется при изготовлении резцов
Чистая профильной поверхности	395М	А2П150(125)×6-АСРМ160/125-Б11, Б8—100, 150	20—25	1,0—2,0	0,05—0,1	Нет	—
Доводка профильной поверхности	395М	А2П150(125)×6-АСРМ 63/50...50/40, АСМ 40/28-Б11, Б8—100, 150	20—25	1,0—1,5	0,01—0,03	То же	—
Задних поверхностей по радиусу	3В642	АЧК150×10×3-АСВМ, АСВС125/100-М013, М04—100	20—25		Ручная	Есть	Выполняется при изготовлении резцов
		АЧК150×10×3-АСРМ125/100-М02, Б8-100	20—25		То же	Нет	Выполняется при переточке резцов
Лунки	3В642	АЧК(А2П)×10(α°)×3-АСВМ, АСВС63/50...100/80-М08, МС6-150	20—25			То же	—

атации одного резаца расходуетея около 1 руб. Поэтому повышение эффективности процесса полной алмазной заточки твердосплавного инструмента весьма актуально — и не только для ГПЗ-18.

Для разработки нового, более производительного и дешевого технологического процесса заточки был выполнен комплекс работ, включающий организационно-технические мероприятия, направленные на исследование и внедрение кругов на новых металлических (М04, М013, М016), керамических (К1, СК3) и органических (Б8, Б11, М02, ВС2) связках с металлизированными алмазами; изучение процесса глубинной заточки твердых сплавов кругами на металлических (М04, М013, М016) связках и разработку конструкций алмазных кругов, позволяющих повысить эффективность процесса обработки; исследование процесса заточки твердых сплавов совместно со сталью с целью повышения износостойкости алмазных кругов на керамических (К1, СК3) связках, а также процесса заточки твердых сплавов кругами на металлических (М1, М016, М013, М04) связках с неметаллическим покрытием алмазов; разработку конструкций алмазных кругов на органических (Б1, Б8, Б11) и металлических (М04, М016) связках для заточки профильной поверхности резцов; исследование влияния состава СОЖ и разработку конструкций устройств для их использования при заточке резцов.

Лабораторные исследования процессов алмазной заточки проводились в ИСМ АН УССР, опытно-промышленные испытания — на ГПЗ-18. Они позволили установить по каждой технологической операции заточки и переточки резцов оптимальную характеристику алмазного круга, режимы заточки, состав СОЖ, определить технико-экономические показатели. Полученные результаты были положены в основу разработанной технологии полной алмазной заточки твердосплавных резцов, представленной в таблице.

При разработке типовой технологии исходили из того, что каждая технологическая операция заточки резцов имеет свои особенности и требует дифференцированного назначения технологической оснастки, характеристики шлифовальных кругов и режимов. При этом учитывалась возможность использования СОЖ, а также оснащенности и пригодности заточного оборудования к выполнению базовых технологических операций шлифования и заточки резцов по твердосплавной части или твердосплавной части совместно со стальной державкой кругами из синтетических алмазов.

Для внедрения разработанной технологии была проведена модернизация универсально-заточных станков мод. ЗВ642 и ЗАГ-2М для глубинной заточки согласно известным [1 и 2] рекомендациям: станки были оснащены устройствами для эффективного использова-

ния СОЖ, приспособлениями для установки и закрепления резцов. Для заточки профильной и задних поверхностей резцов были разработаны конструкции кругов формы АЧК и А2П на связках Б1, Б8, Б11, М04, СК3 и др. и освоено их изготовление в ИСМ АН УССР.

Опытно-промышленные испытания показали, что разработанный технологический процесс позволяет, если его сравнивать с применяемой ранее технологией заточки кругами на органических (Б1, ТО2), металлических (М1, МВ1) и керамической (К1) связках, обеспечить более высокое качество заточки инструмента, на 30—40% увеличить производительность, снизить стоимость заточки, в 1,5—2 раза и более сократить расход алмазных кругов, повысить стойкость и срок службы инструмента, улучшить условия труда заточников и повысить культуру инструментального производства завода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Приспособления для алмазной заточки режущего инструмента.* / И. П. Захаренко, А. А. Шепелев, Я. А. Кукин и др. К.: Техника, 1977, 108 с.
2. *Устройство для использования СОЖ при заточке инструмента кругами из синтетических сверхтвердых материалов.* / И. П. Захаренко, А. А. Шепелев, В. С. Мендельсон и др. В сб.: Синтетические алмазы, К.: Наука думка, 1977, вып. 5, с. 62—64.

УДК 629.113—034.131.6

Серые низколегированные чугуны

А. Д. ШЕРМАН

НИИАТМ

СЕРЫЕ низколегированные чугуны широко используются для получения отливок картеров, дисков сцепления, тормозных барабанов и ряда других деталей автомобилей.

Низколегированные чугуны обычно содержат 0,5—0,8% Мп; 0,2—0,4% Сг; 0,1—0,3% Ni, иногда в сочетании с 0,2—0,4% Си и 0,03—0,08% Ti. Значительно реже применяют низколегированные чугуны с более высоким уровнем легирования и содержащие молибден. Для негильзованных блоков цилиндров иногда применяют чугун, легированный оловом и не содержащий других легирующих элементов.

Свойства чугуна в отливках зависят от структуры металлической основы, количества, размеров, формы и распределения графита в металлической основе.

Легирующие элементы обеспечивают уменьшение количества феррита в структуре чугуна и за счет этого повышают прочность, твердость, однородность структуры и свойств в различных сечениях разностенных отливок. Например, если содержание никеля или меди увеличить с 0,1 до 0,5%, то прочность чугуна в стандартных пробах при изгибе увеличится на 15—20, а при растяжении на 5—8 МПа; при повышении содержания хрома с 0,1 до 0,4% прочность при изгибе возрастает на 30—50, а при растяжении — на 10—15 МПа. Однако в тех случаях, когда уровень

легирования превышает предел, обеспечивающий перлитную структуру металлической основы, дальнейшая добавка легирующих элементов не даст повышения прочности.

При перлитной структуре металлической основы механические свойства чугуна существенно зависят от содержания углерода, определяющего количество и размеры включений графита. Так, в чугуне, легированном 0,15—0,25% Ni, 0,25—0,35% Сг, 0,3—0,4% Си и 0,03—0,06% Ti, увеличение содержания углерода с 3,2 до 3,5% приводит к падению прочности при изгибе на 30—50, а при растяжении — на 20—30 МПа. Влияние кремния менее существенно.

В принципе, заданный уровень прочности серого чугуна может быть достигнут без легирования, за счет обеспечения оптимального значения углеродного эквивалента и содержания углерода. Так, на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР чугуны с прочностью при растяжении не ниже 250 МПа получают без специального легирования (до 0,15% Сг, до 0,06% Ni и до 0,1% Си вносится в шихту со стальными отходами), за счет стабилизации содержания углерода и кремния на уровне 3,1—3,35% и 2,0—2,2% ($C_E = 3,8 \div 4,0\%$). Однако в условиях ваграночной плавки с использованием в шихте предельных чугунов или повышенного количества стального лома, необходимого для снижения количества углерода, содер-

жание углерода и кремния не удается стабилизировать, если плотность стальных отходов низкая и нет надежно работающих весовых устройств, обеспечивающих точную дозировку компонентов шихты. В таких случаях легирование обеспечивает стабилизацию перлита и получение заданного уровня прочности при больших отклонениях в содержании углерода и кремния.

В нелегированном чугуне на стандартных пробах, по которым оценивают марку чугуна, можно получить заданную прочность за счет стабилизации углерода и кремния в нужных пределах. Однако при применении высоких марок чугуна, обеспечивающих повышенную прочность в толстых сечениях отливок за счет более низкого содержания углерода и кремния, в тонких сечениях происходит переохлаждение чугуна, в результате чего в структуре образуется большое количество феррита, снижающего прочность, а на кромках и заливках образуется отбел.

В этом случае легирование позволяет получить высокую прочность чугуна при более высоком содержании углерода и кремния, что обеспечивает перлитную структуру в тонких и толстых сечениях отливок.

На заводах отрасли чугуны с повышенным уровнем легирования применяют для наиболее ответственных разностенных массивных отливок. Например, для головок цилиндров 12-цилинд-

ровых дизелей ЯМЗ используют чугун с повышенным содержанием никеля и меди (до 0,5% каждого) и хрома (до 0,4%), которые в условиях ваграночной плавки вводятся в шихту частично с литейным ферроникелем, содержащим до 5% никеля, 6% меди и 2,5% хрома, частично с природнолегированными чугунами. При этом прочность и однородность структуры в отливке повышаются не только за счет ввода легирующих элементов, но и за счет положительного влияния чушкового ферроникеля, основой которого является железо, содержащее до 2,5% углерода. Прочность чугуна в образцах, вырезанных из отливок головок цилиндров дизелей с наддувом, составляет 240 МПа и более, а для дизелей без наддува — не менее 200 МПа. Дополнительное легирование марганцем (до 1,0%) и никелем (до 0,4%) чугуна, предназначенного для блоков цилиндров двигателей ЗИЛ-130, исключает образование фер-

рита в тепловом узле отливки. Во многих случаях легирование выполняется, по существу, технологическую функцию: обеспечивает заданный уровень прочности при отклонении базового состава чугуна и выравнивает его структуру и механические свойства в различных сечениях разностенных отливок. Следовательно, если разностенность отливки минимальна, а технология плавки обеспечивает стабильный химический состав чугуна, то в данном случае уровень легирования и расход дефицитных легирующих добавок можно существенно снизить. Именно из этих соображений исходят, видимо, некоторые зарубежные фирмы, отливая головки и блоки цилиндров дизелей из чугунов, в которых содержание легирующих элементов зависит только от их количества в стальном ломе. И, тем не менее, в отливках с равномерной толщиной прочность составляет до 270 МПа. Лишь для особо нагруженных отливок блоков

и головок цилиндров дизелей применяются специальные легированные чугуны, в состав которых входит 0,35—0,8% молибдена (в наибольшей степени повышающего однородность структуры, прочность при высоких температурах, стойкость против образования трещин при термоциклических напряжениях) в сочетании с хромом (до 0,5%) никелем или медью (0,5—1,2%). Прочность таких чугунов в стандартной пробе составляет — в зависимости от содержания углерода и кремния — от 250 до 350 МПа. Для изготовления тормозных барабанов большегрузных автомобилей стандарты Англии, США и других стран предусматривают применение высокоуглеродистых (свыше 3,6% углерода) низкокремнистых (менее 1,5% кремния) чугунов, легированных до 0,8% молибдена и до 1,5% меди или никеля. Тормозные барабаны из таких чугунов имеют высокую стойкость против термического растрескивания.

УДК 629.113.034.14:621.88

Борсодержащие стали для крепежных деталей

М. Г. АМИРОВ, В. И. ПОВАР, Н. И. СЧИСЛЯЕВ, И. С. ФРИВЕЛЬ

НИИАТМ, Белебеевский завод «Автономаль»

В НАСТОЯЩЕЕ время в автомобилестроении для изготовления различных деталей агрегатов и систем автомобилей широкое применение находят процессы холодного объемного деформирования. В частности, до 70% металлопроката из общего количества, потребляемого для этих процессов, идет на изготовление различного рода нормалей. Причем характерно, что почти все эти нормали изготавливаются из высококачественных сталей (марок 20, 35, 40Х, 40ХН, 38ХА, 38ХГНМ, 40ХН2МА и т. д.), поставляемых в горячекатаном или калиб-

рованном и отожженном состояниях в соответствии с ГОСТ 10702—78.

К недостаткам используемых для этих целей марок сталей можно отнести их низкую для холодного объемного деформирования пластичность при содержании углерода более 0,3%, необходимость проведения дополнительных промежуточных межоперационных отжигов при калибровке горячекатаного проката на технологический размер и штамповке изделий, трудность получения сфероидизированной структуры в легированных сталях, необходимость использования их в

составах остродефицитных легирующих элементов (таких, например, как молибден, никель). Нельзя не учитывать и то, что легированные стали сравнительно дороги.

Борсодержащие стали лишены большинства перечисленных недостатков. Их применение в ряде случаев дает возможность отказаться от перечисленных выше легированных и углеродистых сталей. Дело в том, что борсодержащие стали обладают высокими пластическими свойствами (в первую очередь за счет пониженного содержания углерода), что позволяет сократить продолжительность и число операций термообработки без снижения прочностных свойств готовых изделий. Именно поэтому такие стали в последнее десятилетие получили широкое распространение за рубежом (табл. 1).

Прокат, предназначенный для холодной штамповки нормалей, используется в калиброванном, термообработанном состоянии. Наиболее характерным режимом термообработки является сфероидизирующий отжиг, который обеспечивает получение в структуре металла 80—100% равномерно распределенного зернистого перлита и, следовательно, его высокую пластичность. В зависимости от степени деформации при калибровке, марки стали, требований к ее пластичности режим отжига (как правило, ступенчатого) следующий: нагрев до 993—1053 К, выдержка 0,5—1,0 ч, охлаждение до 953—973 К, выдержка 5,0—8,0 ч и охлаждение на воздухе.

Обеспечиваемые при этом в состоянии поставки механические свойства борсодержащих сталей приведены в табл. 2 (данные иностранных фирм). Состояние поверхности металлопроката отвечает требованиям ГОСТ 10702—78 и обеспечивает получение металла с осадкой не менее 1/3 при холодной деформации об-

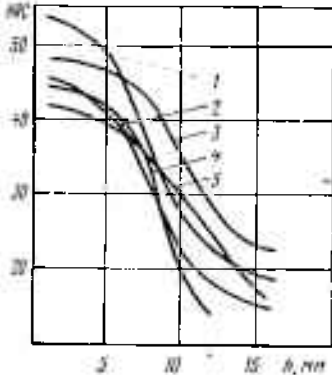
Таблица 1

Страна	Марка стали	Химический состав (массовая доля, %)				Аналог стали в СССР
		С	Мп	В	Прочие	
ФРГ	22В2	0,19—0,25	0,5—0,8	0,0008—0,005	—	23ГР
	28В2	0,25—0,32	0,5—0,8	0,0008—0,005	—	27ГР
	35В2	0,32—0,40	0,5—0,8	0,0008—0,005	—	35ГР
Бельгия	С17ВКД	0,15—0,20	0,7—1,3	0,001—0,005	Сг 0,1—0,4	17Г2ХР
	С20ВКД	0,18—0,23	0,7—1,3	0,001—0,005	Сг 0,2—0,4	20Г2ХР
	С32ВКД	0,30—0,35	0,4—0,6	0,001—0,005	Сг 0,2—0,4	32ГХР
Англия	ТУР 9	0,17—0,23	0,8—1,1	0,0008—0,005	А1 до 0,02	20ГР
	ТУР 10	0,32—0,39	0,8—1,1	0,0008—0,005	А1 до 0,02	35ГР
Япония	10В21	0,18—0,23	0,8—1,1	Не менее 0,0005	—	20ГР
	15В21	0,18—0,24	1,1—1,4	0,0005	—	20Г2Р
	15В25	0,23—0,29	0,8—1,1	0,0005	—	27ГР
	10В30	0,28—0,34	0,6—0,9	0,0005	—	30ГР
	10В33	0,30—0,36	0,7—1,0	0,0005	—	32ГР
Финляндия	В18	0,15—0,20	0,7—1,3	0,001—0,005	Сг до 0,3	17Г2Р
	В20	0,18—0,23	0,7—1,3	0,001—0,005	Сг до 0,3	20Г2Р
	В30	0,30—0,35	0,4—0,6	0,001—0,005	Сг до 0,4	32ГХР
	ВМ212	0,18—0,23	1,0—1,4	0,002—0,005	—	20Г2Р
	ВСМ314	0,24—0,29	1,0—1,4	0,002—0,005	Сг 0,3—0,7	27Г2ХР
СССР	17Г2Р	0,15—0,22	1,0—1,3	0,001—0,005	Тi 0,02—0,06	—
	20Г2Р	0,17—0,24	1,0—1,4	0,001—0,005	Сг до 0,25 Тi до 0,05	—
	20ХГР	0,18—0,24	0,7—1,0	Не менее 0,0005	Сг 0,75—1,05	—
	27ХГР	0,25—0,31	0,7—1,0	0,0005	Сг 0,7—1,0	—

Таблица 2

Сталь	Относительное сопротивление, МПа (не более)	Относительное сужение, % (не менее)	Твердость, НВ (не более)	Состояние поставки
В18	480—500	60—62	143—149	Отжиг при 1030 К -- 960 К То же → Отжиг сфероидизирующий
10B21	480—500	60	147—149	
В20	510—570	60	152—170	
ВСМ311	620—650	57—60	180	

Основное преимущество борсодержащей стали (кроме высокой технологичности) — повышенная прокаливаемость при оптимальном (0,0001—0,0002%) содержании бора в несвязанном состоянии.



Характерные кривые прокаливаемости (изменение твердости по глубине *h*) борсодержащих сталей:

1 — сталь 10B33; 2 — сталь 10B21; 3 — сталь 15B25; 4 — сталь 20Г2Р; 5 — сталь 17Г2Р

Причем наибольшее воздействие бора на прокаливаемость отмечается для сталей с содержанием углерода до 0,3%; сквозная прокаливаемость обеспечивается в нормальных диаметрах до 16 мм, т. е. почти во всех нормальных, изготовляемых методом объемной холодной деформации.

Характерные кривые прокаливаемости борсодержащих сталей приведены на рисунке.

Марка борсодержащей стали выбирается в зависимости от предъявляемых к нормальным конструктивным требованиям. Для изготовления, например, крепежа класса прочности 8.8 по ГОСТ 1759—70 с относительным сопротивлением менее 1000 МПа используются стали типа 17Г2Р, 20ГР, классов прочности 10.9 и 8.8 с относительным сопротивлением менее 1200 МПа — стали типа 20Г2Р, клас-

Сталь	Класс прочности (по ГОСТ 1759—70)	Относительное сопротивление, МПа	Режим термообработки	Механические свойства			
				Относительное сопротивление (среднее), МПа	Предел текучести (средний), МПа	Относительное удлинение, %	Твердость, НRC
В18	8.8	800—1000	Закалка в масло от 1140—1180 К, отпуск при 770 К	900	800	17	—
В20	8.8	800—1000	Закалка от 1140—1180 К, отпуск при 780 К	960	880	17	—
ВСМ311	10.9	1000—1200	Закалка от 1140—1180 К, отпуск при 720 К	1090	1020	16	32
	10.9	1000—1200	Закалка от 1150—1190 К в масло или воду, отпуск при 750 К	1150	1000	15	35
	12.9	1200—1400	Закалка от 750 К, отпуск при 650 К	1320	1160	12	40

сов прочности 8.8, 10.9 и 12.9 с относительным сопротивлением менее 1400 МПа — стали типа 27Г2ХР, 35ХГР.

Необходимые механические характеристики крепежных изделий достигаются путем улучшения последних после операций штамповки по режиму: закалка от 1120—1180 К в масло или (реже) в воду, отпуск при 670—790 К (в зависимости от марки стали и необходимых

свойств изделий). Наиболее характерные величины механических свойств изделий после термообработки, опубликованные фирмой «Овако» (Финляндия), приведены в табл. 3.

Специалистами заводов отрасли разработаны отечественные марки борсодержащих сталей типа 20Г2Р и 17Г2Р. Результаты исследований (табл. 4) показывают, что указанные марки сталей полностью удовлетворяют требованиям

Таблица 3

как в отношении пластических свойств при операциях холодного выдавливания и высадки, так и в отношении прочностных характеристик готовых автономных деталей. Это означает, что замена широкой номенклатуры сталей, которые применяются сейчас для изготовления нормалей, т. е. сталей 38ХГНМ, 38ХА, 40ХН, 40Х, 35 «селект» и др., на борсодержащие стали вполне оправдана.

Таблица 4

Сталь	Режим термообработки	Относительное сопротивление, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %	Твердость
17Г2Р	Отжиг при 1030 К Горячекатаная Отжиг при 980—920 К Горячекатаная Закалка 1173 К в воду, отпуск 723 К	450	250	36	НВ 131
17Г2Р		470	310	34	НВ 143
20Г2Р		480—510	—	30—33	НВ 159
20Г2Р		510—530	—	32—33	НВ 154
17Г2Р		910	830	17	НВ 270
20Г2Р	Закалка — то же, отпуск 623 К	1130	1060	13	НВ 321
	Закалка 1153—1163 К в масло, отпуск 753—773 К	860—920	—	17	НRC 25—29
	Закалка — то же, отпуск 693—713 К	1020—1090	—	14	НRC 31—33
	Закалка — то же, отпуск 743—663 К	1120—1170	—	12	НRC 33—37

УДК 621.892.27:621.822—72

Термостойкий твердосмазочный материал АФ3-3 для подшипников качения конвейеров

Канд. техн. наук В. З. СТРЕЛЕЦКИЙ, канд. техн. наук Ю. Н. ГЛОДИН, А. Г. ЕЛИСЕЕНКО, Н. А. КАСЬЯНЕНКО

НИИАТМ

На автозаводах подшипники качения кареток подвесных толкающих конвейеров, проходящих через сушильные камеры со средой, разогретой до 570 К, в настоящее время смазываются пластичными смазками или специальными маслами. Однако такие смазочные ма-

териалы сохраняют работоспособность лишь до температуры 370 К, а выше нее — выгорают, поэтому требуют частого возобновления. Это приводит к большим потерям рабочего времени, перерасходу смазочных материалов, преждевременному выходу шарикоподшипни-

ков из строя. Кроме того, накапливающийся в подшипниках твердый остаток утяжеляет ход конвейера, что влечет за собой перерасход электроэнергии на его привод. Отсюда — наметившаяся в последние годы тенденция создания термостойких твердосмазочных материалов

на основе графита, дисульфида молибдена, мягких металлов и др., а также жидких смазочных материалов на основе силиконов.

В подшипниках качения стандартного исполнения термостойкие твердосмазочные материалы могут быть применены в виде порошка, покрытия и отверждаемого заполнителя. Известны также самосмазывающиеся шарикоподшипники, в которых сепаратор выполнен из материалов, содержащих в своем составе твердые смазки.

Твердосмазочные покрытия имеют большую долговечность, чем порошкообразные смазки, а заполнители — большую, чем покрытия (подшипники качения с твердосмазочным наполнением по долговечности не уступают самосмазывающимся шарикоподшипникам). Еще одно важнейшее достоинство отверждаемого заполнителя — способность защищать подшипник от загрязнения. А это очень важно, так как предпринятая ранее попытка создать термостойкий шарикоподшипник в защитном исполнении по типу серий 180 000, 80 000, 160 000, 60 000 не привела к успеху: даже в случаях применения силиконкаучуковых уплотнений и высокотемпературных смазок термостойкость таких подшипников не превышала 350 К.

Как показал опыт, применение порошкообразной смазки эффективно при температурах до 545 К, частоте вращения подшипников 45 мин⁻¹ и радиальной нагрузке до 2 кН. Недостаток смазки — зависимость ее эффективности от точности дозировки порошка, насыпаемого в полость подшипника: при недостатке смазки подшипники быстро изнашиваются, а при избытке происходит разрыв сепаратора (из-за образования гнезд).

Твердосмазочные материалы испытывали¹ в стандартных подшипниках качения окрасочно-сушильного конвейера

Владимирского тракторного завода им. А. А. Жданова. Это была композиция СТ-16-82 на основе графита, разработанная специально для шарикоподшипников печных вагонеток, применялась она в виде покрытия.

Как показали результаты испытаний, покрытие из композиции СТ-16-82 способно работать без обновления около года. Но у нее есть существенный недостаток — низкая влагостойкость, что не позволяет рекомендовать ее как универсальную.

Для шарикоподшипников кареток конвейеров разработан термостойкий твердосмазочный компаунд АФЗ-3 (ТУ 16—538.334—78) с температурой эксплуатации до 620 К. Он представляет собой графитовую пастообразную композицию, в которую кроме графита и специальных присадок входит термостойкий крепитель.

Компаунд АФЗ-3 может применяться в виде покрытия или заполнителя, а поставляется потребителям или в готовом виде, т. е. в виде продукта пастообразной консистенции, или в двух упаковках: порошкообразный компонент и связующее, которые смешиваются на месте применения.

Покрытие прошло испытание на конвейере окраски и сушки бортов автомобилей. Температура подшипников конвейера составляла около 575 К. Было установлено, что замена ранее применявшегося для подпитки подшипников масла ИЦП-20 на покрытие из АФЗ-3 увеличила сроки обслуживания подшипников примерно в 80 раз — с 6 раз в месяц до 1 раза за 1 год 2 мес.

Эксплуатация конвейера в течение года показала также, что потребляемая его электромоторами сила тока не превышала 5А, в то время как при работе на масле ИЦП-20—8—10А. Однако при полном износе покрытия сила тока резко возросла, появился характерный скрип подшипников.

Наиболее полно вопрос смазывания

шарикоподшипников конвейеров, проходящих через термокамеры, решается при использовании материала АФЗ-3 в виде заполнителя. Вводится он в подшипник следующим образом: свободное пространство между кольцами и телами качения подшипника заполняется материалом АФЗ-3 с последующим его отверждением при температуре 535 К в течение 1 ч. Стандартный металлический сепаратор при этом сохраняется. После термостатирования подшипник раскатывается, в результате чего между твердосмазочным наполнителем и поверхностями трения формируется зазор, позволяющий внутреннему и наружному кольцам и телам вращения свободно перемещаться относительно друг друга и заполнителя. Таким образом, наполнитель вместе с сепаратором становится одним целым. Наличие отвержденного антифрикционного материала обеспечивает постоянное смазывание трущихся поверхностей, причем в течение довольно длительного времени — 3—3,5 года без дополнительного обслуживания, т. е. столько же, сколько обычно служат остальные узлы и детали подвесного толкающего конвейера.

Подшипники с наполнителем АФЗ-3 испытывались также на Запорожском автозаводе «Коммунар» и Ликинском автобусном заводе, где надежно работали в течение трех лет без обслуживания. На Запорожском автозаводе «Коммунар» экономический эффект от внедрения материала АФЗ-3 составил 45 тыс. руб. в год, т. е. 4,5 тыс. руб. на один подшипник.

Компаунд АФЗ-3 был испытан не только в сравнительно тихоходных, но и в высокооборотных узлах трения. Например, в шарикоподшипниках типа 204 при частоте вращения 3200 мин⁻¹ и радиальной нагрузке 0,5 кН. Оказалось, что покрытие из него сохраняет работоспособность в течение 50 ч, а если его применить в виде заполнителя, то более 2 тыс. ч.



УДК 331.876.3:629.113.002

КОММУНИСТИЧЕСКИЙ СУББОТНИК НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ОТРАСЛИ

У СОВЕТСКИХ людей стало хорошей традицией день рождения Владимира Ильича Ленина отмечать трудовой вахтой — Всесоюзным Ленинским коммунистическим субботником. К этому дню весь трудовой народ страны готовился заранее. Готовились к нему и труженники автомобильной промышленности. Подготовка шла в обстановке высокого политического и трудового подъема, связанного с борьбой за претворение в жизнь исторических решений XXVI съезда КПСС, майского (1982 г.) и ноябрьского (1982 г.) пленумов ЦК КПСС, вскрытие и использование внутренних резервов, дальнейший подъем экономики страны. Одним из основных таких резервов является повышение трудовой, исполнительской дисциплины, интенсификация производства.

В качестве примера можно сослаться на Московский автозавод им. И. А. Лихачева, коллектив которого, желая закрепить достигнутые результаты, а также стремясь внести достойный вклад в успешное выполнение плановых заданий 1983 г. и XI пятилетки, выступил вместе с коллективами других предприятий и организаций г. Москвы с инициативой: принять самое активное участие в коммунистическом субботнике 16 апреля 1983 г., обеспечить в этот день наиболее высокую про-

изводительность труда, выпустить 600 грузовых автомобилей и 500 домашних холодильников. Все заработанные средства было решено перечислить в фонд XI пятилетки.

Инициатива москвичей получила самую широкую поддержку в коллективах и производственных объединениях автомобильной отрасли. Так, на Камском объединении по производству большегрузных автомобилей ее сразу же поддержало несколько рабочих коллективов. Среди них — бригада ремонтников из цеха ремонта оборудования ремонтно-инструментального завода, коллектив которой взял обязательство отремонтировать 16 апреля три единицы оборудования; смена цеха средств механизации и автоматизации, решившая изготовить три кормоизмельчителя, т. е. перевыполнить дневное задание; работники участка товаров народного потребления, обязавшиеся сделать 200 комплектов бытового инструмента. Бригада Ю. Д. Гончарова из цеха дифференциалов решила в ходе подготовки к субботнику выполнить месячный план по слаче запасных частей, а на самом субботнике — выпустить 200 машинокомплектов такой продукции. Примерно такое же количество продукции наметил изготовить коллектив гальваников из термогальванического цеха, а бригада из цеха раздаточ-

ных коробок намеревалась изготовить 10 комплектов узлов и деталей к автомобилю

Хорошо спланировал свою работу коллектив автосборочного завода и завода двигателей. Например, бригада слесарей-сборщиков цеха кабин обязалась выполнить сборку кабин с отличным качеством и особенно тщательно произвести разбраковку деталей, а бригада шестерен завода двигателей — достигнуть наивысшей производительности труда.

Отработать субботник с наивысшей производительностью труда решили и многие другие большие и малые коллективы завода — литейщики, стерженщики, бригады формовочного цеха производства серого и ковкого чугуна и литейного цеха № 2 производства цветного литья и др. Транспортники наметили обеспечить транспортом все подразделения, коллективы которых будут трудиться в день коммунистического субботника, и вдвое увеличить объем погрузочно-разгрузочных работ. Не отстал от них и коллектив цеха платформ автосборочного завода, решивший изготовить 90 платформ, 60 тентов и столько же каркасов к ним.

В Белорусском объединении по производству большегрузных автомобилей инициативу москвичей поддержал коллектив станкоинструментального производства Минского автозавода. За ними последовали все рабочие, инженерно-технические работники и служащие заводов БелавтоМАЗа. Все они обязались работать на экономленном сырье и электроэнергии, трудиться с наивысшей производительностью труда, дать продукцию отличного качества. Например, коллектив корпуса сборки и испытания автомобилей выступил с патриотической инициативой — собрать в день субботника юбилейный автомобиль семейства МАЗ-6422. Не отстали от них в своих решениях и бригады автоприцепного производства, обязавшиеся собрать четырехтысячный прицеп МАЗ-93971.

Чтобы обеспечить высокий темп производства, труженики сталелитейного цеха № 2 МАЗа за две короткие смены субботника брали обязательство выполнить суточную норму и дать 200 т литья; бригады чистильщиков мелкого и крупного литья — выполнить сменное задание на 105—110%, а бригада огнеупорщиков плавильного участка — обеспечить жидким металлом два больших чайниковых ковша по 8,5 т, три разливочных по 850 кг и десять по 420 кг.

Взяли на себя конкретные обязательства и отдельные бригады завода. Вот несколько фактов: комсомольско-молодежные бригады цеха кабин прессово-кузовного производства автозавода наметили перевыполнить сменное задание на 20%, а бригада слесарей-ремонтников теплосилового цеха — ввести в строй действующих турбокомпрессор К-250 для бесперебойного обеспечения цехов завода сжатым воздухом.

С тем, чтобы ритм труда производственных подразделений в день «Красной субботы» был четким, коллектив автотранспортного цеха Белорусского автозавода обязался бесперебойно выполнять все заявки цехов на транспортные перевозки и в срок отгружать готовую продукцию потребителям. Поэтому на отгрузку автомобилей-самосвалов было решено выделить вдвое больше рабочих, чем обычно. Кроме того, под погрузку было намечено подавать вдвое больше железнодорожных платформ.

Обеспечить бесперебойную работу производственных участков завода решили также и бригады ремонтно-механического цеха. Их вклад — хорошая наладка и высококачественный ремонт станков и оборудования.

Трудиться по-ударному, с перевыполнением сменных заданий, трудиться на экономленных материалах и электроэнергии решил коллектив Горьковского автозавода. «Почин поддерживаем» — первыми заявили труженики цеха сборки кабин. К ним присоединились многие бригады завода. Бригада слесарей и электриков наметила подготовить станки таким образом, чтобы не допустить простоев; бригада шлифовщиков — выполнить полтора сменных задания на шлифовке бесцентровых сверл и т. д.

На Волжском автозаводе им. 50-летия СССР инициативу москвичей первыми поддержали слесари-сборщики 341-й бригады цеха № 45-3. Они решили ознаменовать почетную вахту ударным трудом, выпустить в день субботника продукцию только отличного качества. На призыв откликнулись бригады самых различных производств: это и бригада № 211 цеха № 11-1, и № 231 цеха № 43-1, и 411-я комсомольско-молодежная бригада рабочей гарантии цеха шасси-2, которая решила, к тому же, продлить время субботника на полтора часа и сдать в запчасти дополнительно к заданию 2 000 шаровых опор, и 221-я бригада цеха шасси-1, рабочие которой наметили значительно превысить норму выработки и изготовить по 1300 автокомплектов, и комсомольско-молодежная бригада № 221 цеха крупной штамповки, обязавшаяся за 4 ч выполнить пятичасовую норму, и многие другие бригады.

Автомобилестроители Кутаисского автозавода им. Г. К. Орджоникидзе приняли повышенное обязательство — дать на

субботнике народному хозяйству 25 автомобилей-тягачей и 20 полуприцепов самого высокого качества, при этом работать только на экономленном сырье и материалах.

Труженики Уральского автозавода им. 60-летия Союза ССР взяли обязательство перевыполнить сменное задание. Например, коллектив главного литейного цеха решил выпустить 90 т ковкого чугуна, 850 кг точного литья и 3 т цветного.

Как всегда, высоки обязательства ярославских моторостроителей. Так, работники участка сборки комбайнов ЯСК-170 агрегатного цеха № 1 решили собрать тысячный «Ярославец», строго следуя главной задаче, вытекающей из Продовольственной программы СССР — обеспечить полную и досрочную поставку техники и запасных частей сельскому хозяйству. На призыв коллектива цеха № 1 сразу же откликнулись другие цехи завода, в том числе заняты изготовлением запасных частей к тракторам К-700 и К-701, деталей и узлов для ремонта сельскохозяйственной техники, а также основную продукцию — дизели, инструмент и др.

Перевыполнить сменную норму — за 6 вместо 8 ч — выпуска запасных частей и двигателей для нужд сельского хозяйства, собрать все двигатели с высоким качеством, работать на экономленном металле и топливно-энергетических ресурсах, а все заработанные на субботнике средства перечислить в фонд XI пятилетки — таковы обязательства Ульяновского моторного завода.

На Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР коммунистический субботник совпал со знаменательной датой — 25-летием пуска завода. Может быть, именно поэтому обязательства всех подразделений завода оказались особенно высокими. Так, цех литья под давлением решил отчислить в фонд субботника 480 блоков № 66, 240 блоков № 24 и 20 000 поршней разных наименований. Комсомольско-молодежный коллектив линии газопровода механосборочного цеха № 3 наметил выполнить задание субботника на 150%, причем выполнить с отличным качеством. Работать с наивысшей производительностью труда, выдавая продукцию только высокого качества, обязались также бригады автоматического и стержневого цехов, литейного корпуса, инструментального производства и многие другие.

Поддерживая инициативу и традиции предприятий Москвы, коллектив автоматического роликоподшипникового корпуса ГПЗ-1 решил день коммунистического субботника отработать безвозмездно, с наивысшей производительностью труда, на экономленных электроэнергии, металле, режущем инструменте и изготовить 60 тыс. подшипников, а коллектив ГПЗ-5 — работать под девизом «В день коммунистического субботника — максимальную производительность труда».

Несмалые обязательства взял на себя и коллектив Курганского автобусного завода им. 60-летия Союза ССР. Такие, например, как изготовление автобуса в северном исполнении, выпуск деталей для 15 плановых и 15 заказных автобусов, а также 30 машино-комплектов деталей, 150 хлебных контейнеров. Выпуск нормативно-чистой продукции планировался 105%.

Активно подготовились к субботнику и все другие предприятия отрасли. Повышенные обязательства брались не только в отношении основного производства, но и по другим направлениям: наведению порядка на производственных территориях заводов, озеленению и т. д.

Все обязательства широко обсуждались в трудовых коллективах, их выполнение обеспечивалось организационно. Поэтому смелых в том, что они будут выполнены, ни у кого не было. Так оно и оказалось на деле. Более того, многим коллективам удалось даже перевыполнить их. Так, автомобилестроители Москвы выпустили 1200 грузовых и легковых автомобилей, а труженики ВАЗа — 1286 легковых.

На ЗИЛе в кузнечном цехе отлично потрудились бригада, возглавляемая Н. И. Кукушкиным — она значительно перекрыла дневное задание, а также комсомольско-молодежная бригада Т. П. Вороновой, выпускающая комплектующие изделия к холодильникам. Образцово трудились многие коллективы ГАЗа — смена партгруппа З. А. Тиновой механического цеха № 1, выполнившая норму на 160%, и плавильный участок литейного цеха № 1, давший жидкого металла намного больше, чем предполагалось; бригады кавалера ордена Трудового Красного Знамени Г. Н. Дергунова и кавалера ордена Ленина Н. М. Романова цеха мостов автомобиля ГАЗ-53А, выпустившие продукции сверх плана более чем на 20%; бригада Н. К. Душухина из цеха ковочных машин кузнечно-прессового производства и смены мастеров А. К. Юркина и В. А. Селина из третьего моторного цеха, перевыполнившие принятые социалистические обязательства почти на 50%. Очень высоких результатов добилась знатная штамповщица А. Г. Балашова — она изготовила 1500 деталей, превысив намеченный рубеж почти в 2 раза. Таких же высоких показателей добилась в день субботника 341 бригада сварщиков масте-

ра И. А. Тимофеева цеха № 42 сборочно-кузовного производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР.

Еще слаженнее, чем обычно, трудилась бригада участка № 4 мехпосборочного цеха № 8 Минского автозавода, руководимая Н. И. Моисейчиком, результат — на 45% больше продукции, чем планировалось.

На Уральском автозаводе им. 60-летия Союза ССР не только успешно справилась со своими сменными заданиями, но и в 1,5 раза перевыполнила их бригада третьего участка сборки кабины главного конвейера и в 1,5—2 раза — большинство рабочих участка кожуха и рычага моторного цеха. Примером ударного, самоотверженного труда может служить работа коллектива участка № 1 пружинного цеха № 10 Рославльского автоагрегатного завода — менее чем за 4 ч трудовой вахты он дал полторы сменных нормы.

Об энтузиазме, с которым все коллективы отрасли трудились 16 апреля 1983 г., свидетельствует и такой факт: практически все показатели, достигнутые в этот день, оказались более высокими, чем по итогам субботника 1982 г. Например, по выпуску товарной продукции, в том числе грузовых (выпущено почти на 18%) и легковых (почти на 11%) автомобилей, автобусов (на 30%), прицепов и полуприцепов (на 6%), автопогрузчиков (на 28%), мопедов (на 10%) и др. Резко возрос и выпуск запасных частей для автомобильной техники:

если на субботнике 1982 г. их было изготовлено на 1,72 млн. руб., то 16 апреля 1983 г. — уже на 2,08 млн. руб., т. е. больше на 21%. Выпущено также значительное количество товаров культурно-бытового назначения — бытовых холодильников, детских велосипедов и т. д.

Субботний трудовой день как бы подводил итоги социалистического соревнования за достойную встречу ленинского юбилея, в результате которого на лицевом счету практически всех коллективов отрасли оказалось достаточно экономичных материалов и топливно-энергетических ресурсов, чтобы произвести из них продукцию отличного качества.

Ленинский коммунистический субботник 16 апреля 1983 г. еще раз показал, что труженики автомобильной промышленности, как и все трудящиеся нашей страны, единодушно в своем стремлении сделать Родину еще краше и сильнее, выполнить задачи, поставленные перед партией и народом XXVI съездом КПСС, майским (1982 г.) и ноябрьским (1982 г.) Пленумами ЦК КПСС. Именно поэтому большая часть денежных средств, заработанных на субботнике его участниками, передана в фонд XI пятилетки и будет использована для дальнейшего развития отрасли, ускоренного решения многих социальных-экономических задач.

С. А. СПЕСИВЫХ

НА ВДНХ СССР

УДК 061.4(47+5):331.876.6:629.113.002

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ

КАК УЖЕ сообщалось¹, на Центральной выставке научно-технического творчества молодежи, состоявшейся на ВДНХ СССР, значительное число экспонатов было представлено молодыми новаторами ВАЗа. Многие из них удостоены медалей.

Так, серебряную медаль ВДНХ получил инженер-конструктор А. С. Банимов, который разработал съемник (рис. 1) деталей для автоматического съема крышки шаровой опоры с неподвижных базовых пальцев и сброса ее в тару после обработки на сверлильном станке. Съем осуществляется вилкообразными захватами, которые крепятся к подвижному корпусу. Одновременно перемещением корпуса с захватами во взаимно перпендикулярных плоскостях осуществляется посредством шарнирных рычагов, что позволяет производить сброс деталей с неподвижных пальцев подпружиненным плунжером. За счет сохранения стабильности базирования деталей в зоне обработки повышается качество обработки, предупреждается брак, заменяется ручной труд при выгрузке деталей. Габаритные размеры съемника 200×240×100 мм. Он может быть использован в агрегатных станках и сверлильных полуавтоматах. Защищен авторским свидетельством на изобретение.

За разработку передвижного гидрав-

лического стенда (Н85 132) бронзовыми медалями награждены слесари И. Ф. Ярошенко, А. В. Баклашкин, А. И. Андреев.

Стенд (рис. 2) гидравлический передвижной предназначен для испытания гидроаппаратуры, комплектующих узлов и агрегатов с гидроприводом. При его помощи можно также выполнять ряд технологических операций по изготовлению и монтажу оборудования; его можно использовать в качестве универсального гидравлического привода при ремонтных работах; применять для испытаний и настройки реле давлений, дозаторов смазки и другой аппаратуры, в том числе испытаний комплектных узлов на прочность, герметичность, внутренние утечки, усилие страгивания, плавность и прямолинейность хода. Такие агрегаты, как делительные гидравлические столы, гидравлические суппорты, перегрузчики, шагающие транспортеры и другие, испытываются в автоматическом режиме.

Емкость маслобака стенда — 200 л, производительность насоса — 17/22 л/мин, максимальное давление в гидросистеме — 14,5 МПа, минимальное давление — 0,05 МПа, коэффициент усиления мультипликатора — 6, максимальное давление на выходе мультипликатора — 60 МПа, установленная мощность электрооборудования — 6,2 кВт. Габаритные размеры стенда 1350×800×1330 мм, масса — 420 кг.

Бронзовыми медалями награждены слесарь В. С. Замятин и мастер В. В. Благодарный, разработавшие пневматический переносной стенд (рис. 3), предназначенный для испытания и наладки комплектующих узлов и агрегатов с пневмоприводом непосредственно на действующем оборудовании в производственных цехах. При помощи стенда обнаруживают наружные и внутренние утечки сжатого воздуха, а также обкатывают — в ручном и автоматическом режиме — отдельные сборочные узлы.

Стенд состоит из сварного корпуса и съемной панели, на внутренней стороне которой смонтирована воздушораспределительная и контрольная аппаратура, а на лицевой — пульт управления. Номинальное рабочее давление воздуха в системе стенда — 1 МПа, условный проход отводящих рукавов — 8 мм, диапазон выдержек в автоматическом режиме — 0,5—15 с. Габаритные размеры стенда 420×200×330 мм, масса — 26 кг.

За разработку дифференциала повышенного трения бронзовыми медалями ВДНХ награждены начальник конструкторского бюро Ю. А. Абрамов, слесарь В. И. Накопечный, водитель А. В. Витовнов.

Самоблокирующийся дифференциал с шайбами трения предназначен для исключения буксования одного из колес спортивного автомобиля в неблагоприят-

¹ Паугова В. Б. Они награждены медалями ВДНХ. — Автомобильная промышленность, 1983, № 4, с. 29.



Рис. 1

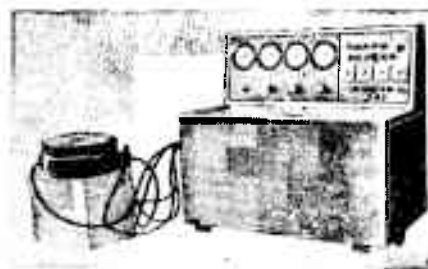


Рис. 2

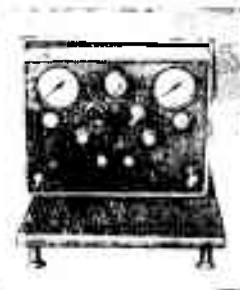


Рис. 3



Рис. 4

ных условиях движения. Может также устанавливаться в автомобилях повышенной проходимости. Длина дифференциала 125 мм, диаметр 132 мм, масса 5 кг.

Бронзовыми медалями ВДНХ награждены электрик В. Г. Волков и инженер-конструктор В. Л. Спицын, разработавшие стержнеукладчик (рис. 4) для автоматической простановки стержней в нижнюю полуформу формовочной автоматической линии. Стержнеукладчик состоит из продольной и поперечной рам, кондуктора для захвата и установки стержней и цилиндров, осуществляющих перемещение подвижных рам и стержнеукладчика. Производительность стержнеукладчика — 200 форм/ч, ход вдоль линии — 800 мм, поперек линии — 600 мм, габаритные размеры — 1000×700×1000 мм.

Начальник бюро В. И. Костенко и начальник участка Н. И. Криворотенко,

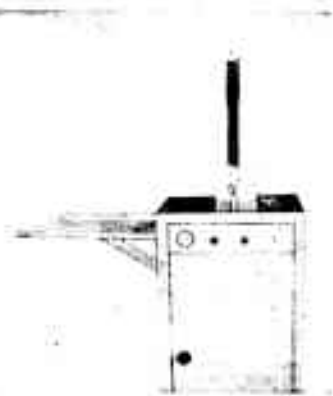


Рис. 5

разработавшие установку (рис. 5) для испытаний амортизаторов, также награждены бронзовыми медалями.

Установка предназначена для контрольной проверки технического состояния амортизаторов после ремонта. Снятие характеристик работы телескопических амортизаторов осуществляется при помощи тензометрических датчиков. Разработка защищена авторским свидетельством на изобретение.

За разработку универсального метода и приспособления для замера осевых зазоров подшипников ступиц передних и задних колес бронзовыми медалями награждены инженеры П. В. Аракелян и В. И. Глебов.

Приспособление предназначено для использования при ремонте, техническом обслуживании и диагностике автомоби-

лей. Отличается универсальностью метода измерения, позволяет производить три вида замеров.

Шести медалей ВДНХ СССР удостоены работники Ростовского областного спецавтоцентра ВАЗ, разработавшие пост для восстановления кузовов автомобилей ВАЗ. В их числе мастер Г. А. Пивненко (золотая медаль), газосварщик Е. В. Епшин (серебряная медаль), газосварщики В. П. Корнза, М. И. Балабанов, В. Ф. Смаев и жестянщик В. П. Манекин (бронзовые медали).

Пост предназначен для восстановления практически любых деформированных кузовов всех моделей автомобилей ВАЗа. Он оснащен четырехстоечным подъемником, сварочным полуавтоматом и дополнительным оборудованием, позволяет выполнять работы в трех плоскостях и на высоте, удобной для работающего.

Бронзовой медалью награжден инженер О. Ф. Рассохин, разработавший гидравлический пресс-молот двойного действия.

Пресс предназначен для закрытой объемной штамповки и отличается тем, что гидроцилиндры используются для разгона подвижных частей и прижима во время рабочего хода полуматриц. Усилие, развиваемое прессом (номинальное) — 35 кН, усилие прижима полуматриц — 35 кН, ход ползуна — 150 мм, число ходов ползуна — 20 мин⁻¹.

В. Б. ПАУТОВА

СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 629.113.001.42:629.113.05

КОМПЛЕКС ПРИБОРОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

ИСТИТУТОМ механики машин АН СССР разработан и изготовлен комплекс приборов для испытаний автомобилей на тяговую динамику, тормозные качества и топливную экономичность, который обеспечивает проведение дорожных испытаний с соблюдением требований, нормированных ГОСТ.

При его разработке исходили из того, что при испытании автомобилей зачастую нет необходимости получать первичную информацию непосредственно об определяемых параметрах.

Такой подход оправдан: есть параметры, являющиеся производными первичной информации, т. е. их можно получить либо расчетным путем, либо аппаратной обработкой, либо тем и другим. В результате число первичных преобразователей (и соответственно первичной информации) оказывается заметно меньшим. В частности, в число оценочных показателей, нормированных ГОСТ при дорожных испытаниях автомобилей и требующих непосредственного измерения, войдут лишь оперативное время, пройденный путь и расход топлива. Все другие показатели — например, скорость движения автомобиля — могут быть получены при последующих функциональных преобразованиях. (Понятно, что для таких преобразований потребуются дополнительные технические средства.)

В разработанном комплексе в качестве источника первичной информации о пути используется свободно катящееся «пятое колесо», а ее преобразователем служит бесконтактный магнитоидный датчик с усилителем-формирователем (рис. 1), модулятором которого являются алюминиевые диски с магнитопроводящими замыкателями, закрепленными на ступице пятого колеса. Число замыкателей (магнитопроводящих пластин) подбирается в зависимости от размера измеряемого измерительного колеса и необходимой цены деления одного периода импульса.

Например, в разработанном комплексе приборов цена деления одного периода импульса принята 0,1 м. Так как применяемое велосипедное колесо модели В-161 имеет размеры 600×24 (ТУ 3810463—71), радиус качения 33,4 см и периметр $P=210$ см, то в модуляторе преобразователя пройденного пути установлена 21 магнитопроводящая замыкающая пластина. Для индикации скорости движения в м/с (цена деления 0,1 м/с), а для индикации в км/ч число замыкающих пластин умножено на 3,6 и составляет 75,6. В схеме оно округлено до 76, иначе для получения целого числа потребуется изготовление специального колеса и шины, что связано с производственными трудностями. Такая заранее заложенная погрешность составляет 0,13%, что вполне приемлемо.

При испытании автомобилей на топливную экономичность для получения первичной информации необходимы расходомеры повышенной точности в широком (1—60 л/ч) диапазоне измерения расходов и с отсчетом малых порций топлива. В связи с тем, что существующие расходомеры этим требованиям не удовлетворяют (особенно в дорожных условиях), был создан (рис. 2) новый расходомер, основанный на дискретном методе измерения с квантованием по пути или времени.

Расходомер состоит из калиброванных цилиндров 13, соединенных с электрогидравлическим распределителем, а которм электроклапаны 16 и 19 служат

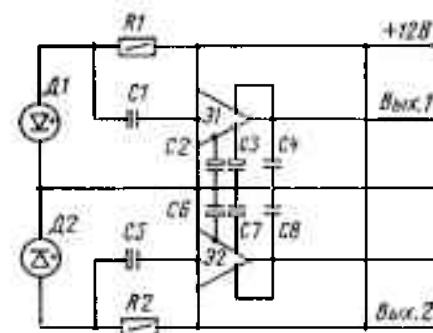


Рис. 1. Усилитель-формирователь

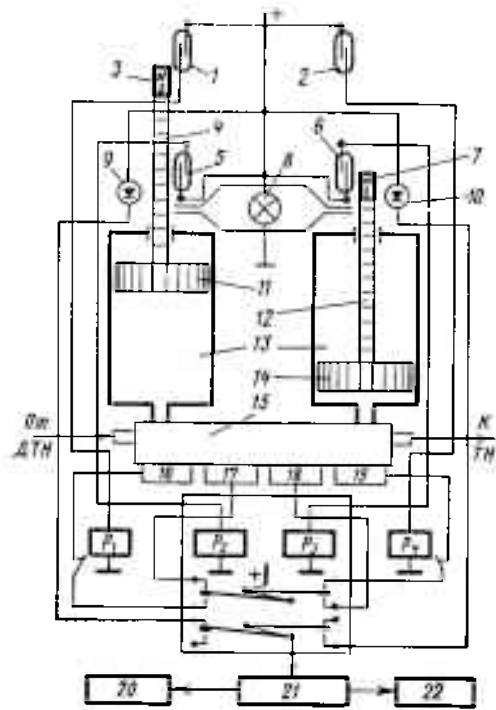


Рис. 2. Расходомер

для наполнения измерительных цилиндров (по одному на каждый), а их общий вход соединен с выходом дополнительного электробензонасоса (ДТН). Такие же клапаны 17 и 18, имеющие общий выход, соединены с входом бортового бензонасоса (ТН).

В измерительных цилиндрах помещены поплавки 11 и 14. С ними связаны прозрачные штриховые линейные модуляторы 4 и 12, на концах которых закреплены постоянные магниты 3 и 7. Модуляторы, в свою очередь, размещены в фотоэлектрических преобразователях, состоящих из лампочки накаливания 8 и фотодиодов 9 и 10. Герконы 1 и 2, управляемые магнитами 3 и 7, являются датчиками верхнего уровня положения поплавка, а герконы 5 и 6 — датчиками нижнего уровня. Первые управляют обмотками реле P_1 и P_2 , вторые — обмотками поляризованного переключателя P_2 и P_3 распределителя 15.

Топливо от дополнительного насоса подается на вход распределителя и направляется в один из измерительных цилиндров. При его наполнении магнит на модуляторе, дойдя до геркона, замыкает его контакты. Электрпитание поступает на обмотку блокирующего реле. Его нормально замкнутые контакты размыкаются, и наполняющий клапан распределителя запирается. Одновременно из второго цилиндра, наполненного заранее, топливо через распределитель поступает к потребителю. При опорожнении этого цилиндра его поплавок опускается и связанный с ним модулятор, коснувшись магнитом своего нижнего геркона, включает его контакты. Выходной клапан второго цилиндра запирается, а выходной клапан первого — открывается, соединяя этот цилиндр с потребителем. Одновременно же открывается наполняющий клапан второго цилиндра. Процесс повторяется непрерывно, автоматически.

Таким образом, уровень жидкости в каждом цилиндре при подаче топлива потребителю перемещается сверху вниз. Вместе с жидкостью перемещается по-

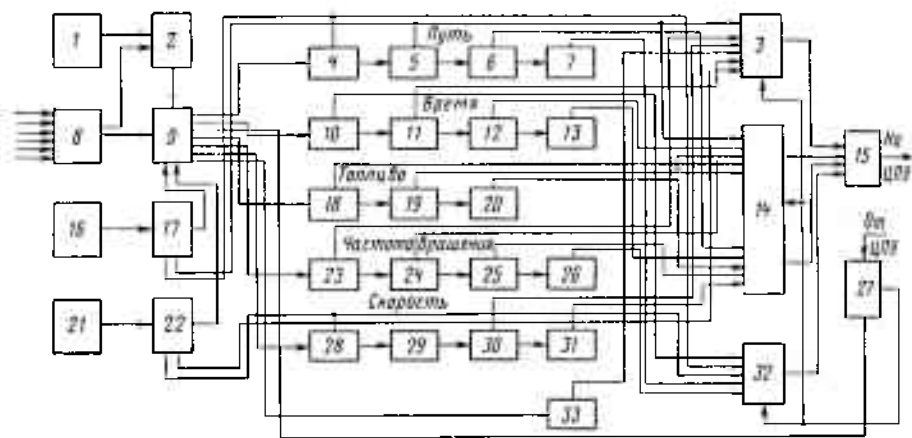


Рис. 3. Блок-схема измерителя параметров движения автомобиля

плавок и связанный с ним модулятор фотоэлектрического преобразователя, в котором происходит модуляция светового потока лампы 8, воспринимаемого фотодиодом 9 или 10 и преобразуемого им в электрические импульсы. Эти импульсы через усилитель-формирователь 21 поступают на электронно-цифровой 20 и электронно-механический 22 суммарные счетчики. Первый управляется по заданному интервалу времени или пройденного пути (по желанию оператора), а второй непрерывно суммирует поступающие импульсы.

Диаметры измерительных цилиндров и шаг штриха на модуляторе рассчитаны таким образом, чтобы объем топлива, вытекающего из цилиндров при формировании одного импульса, был равен 1 см³.

Следует отметить, что ширина диафрагмы, формирующей луч в фотоэлектрическом преобразователе, должна быть меньше, чем ширина штрихов на модуляторе. Кроме того, нужно применять софитную лампу с линейной формой тела накала — она обеспечивает полное перекрытие фоточувствительного слоя по всей длине и максимум выходного электрического сигнала.

Электрическая схема (электронно-цифровой измеритель параметров движения автомобиля) измерительного комплекса (рис. 3) работает следующим образом.

Информация от датчиков пройденного пути, расхода топлива и положения органов управления автомобиля поступает на блок 8 входных формирователей, а с него — в блоки 9 (управления) и 2 (делителей). На блок 2, кроме того, поступают сигналы от кварцевого генератора (блок 1). Блоки 1 и 2 выдают в схему временные интервалы 0,1; 1,0 и 10 с, которые и определяют работу как

блока управления, так и всего измерителя параметров движения автомобиля.

Блок 9 управляет работой счетчиков пути (4—7), времени (10—13), частоты вращения коленчатого вала двигателя (23—26), расхода топлива (18—20), скорости движения автомобиля (28—31) и модулем 33 регистрации положения рычага коробки перемены передач, связанным своим выходом (через блоки 3, 14, 34 объединения информации и формирователя 15) с цифрпечатающим устройством (без индикации на цифровом табло). Блок 27 модулятора служит для синхронного управления комплекса с цифрпечатающим устройством.

Блок 2 делителя для канала измерения пути обеспечивает два режима точности работы счетчика пути (1 и 0,1 м).

С блоком 9 управления связан ряд измерительных цифровых приборов:

секундомер, который может запуститься от первого импульса измеряемого параметра (расхода топлива, пройденного пути, частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также импульса от датчиков положения педалей акселератора, тормоза и сцепления) или вручную и останавливаться от импульса схемы совпадения, которая управляется кодовыми программными переключателями пути (блок 16) и скорости (блок 21), через блоки управления 17 и 22;

измеритель пройденного пути, который в режиме «разгон» запускается от первого импульса пути или датчика положения педали акселератора и останавливается при достижении заданной на ППР скорости, а в режиме «торможение» и «выбег» — от импульса датчика педали тормоза или сцепления и останавливается при остановке автомобиля;

измеритель расхода топлива, который через схему совпадения измеряет количество израсходованного топлива на

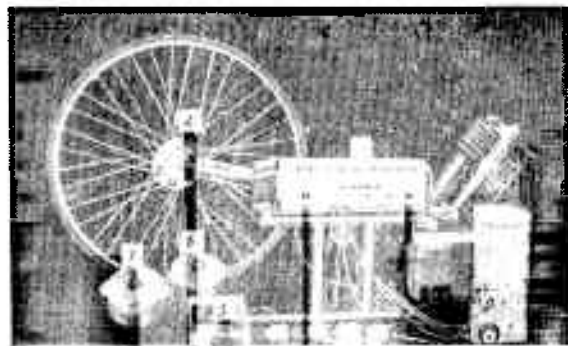


Рис. 4. Комплекс приборов:
1 — датчик расхода топлива;
2 — «пятое колесо»; 3 — индикатор ИПДА; 4 — датчики положения педалей управления;
5 — датчик положения рычага КПП; 6 — датчик скорости движения (используется при отсутствии «пятого колеса»); 7 — датчик частоты вращения

измерительном участке пути, установленном на ШПР;

измеритель скорости движения;

измеритель частоты вращения коленчатого вала двигателя.

В схеме совпадения предусмотрена выдача импульса на звуковую и световую индикацию.

Измеритель параметров движения автомобиля обеспечивает выдачу результатов измерения на ЦПУ в двоично-десятичном коде (1—2—4—8), а также

импульса начала снятия информации положительной полярности.

ЦПУ печатает текущие результаты через каждую секунду в режимах «разгон», «выбег» и «торможение», а также при определении топливной экономичности — конечные результаты израсходованного топлива, пройденного пути и время прохождения измерительного участка.

Комплекс приборов позволяет оперативно и с высокой точностью определять динамические, экономические показатели, тормозные качества автомобилей в реальных дорожных условиях и выдавать

их в цифровой форме, что значительно сокращает время подготовки и проведения эксперимента. Его внешний вид показан на рис. 4.

Разработанное устройство можно применять на заводах в автомобильной промышленности и для научных исследований при дорожных испытаниях автомобилей на динамичность, экономичность и тормозные качества.

Канд. техн. наук А. Д. НОЗДЗЕ
Институт механики машин АН ГССР

ОТРАСЛЬ — ДЛЯ ПРОДОВОЛЬСТВЕННОЙ ПРОГРАММЫ СССР

УДК 629.114.73

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ АВТОМОБИЛИ, ВЫПУСКАЕМЫЕ ДЛЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

ОДНИМ из важных направлений транспортного обеспечения агропромышленного комплекса является совершенствование выпускаемых и создание новых моделей специализированных автотранспортных средств, предназначенных



Рис. 1

для обслуживания сельскохозяйственных работников и технического обеспечения широкого круга работ в сельскохозяйственном производстве.



Рис. 2



Рис. 3

К таким автомобилям относится автомобиль скорой медицинской помощи УАЗ-452 (А) типа 4×4 (рис. 1), который выпускается Ульяновским автомобильным заводом им. В. И. Ленина. На нем установлен четырехцилиндровый рядный карбюраторный двигатель мод. 451М номинальной мощностью 55,2 кВт (при $n=4000$ мин⁻¹). Полная масса автомобиля 2620 кг. Наибольшая скорость 95 км/ч. Контрольный расход топлива при $v=30-40$ км/ч — 13 л/100 км. Кузов автомобиля — вагонного типа, цельнометаллический, санитарное отделение изолировано от кабины водителя. В санитарном отделении предусмотрены двухстворчатые боковая и задняя двери, в кабине водителя — две одностворчатые. Оборудование санитарного отделения включает носилки, откидные сиденья, ящик для предметов ухода за больными. Число мест: 4 носилочных и 3 для сиденья или 2 носилочных и 7 для сиденья.

На базе автомобиля УАЗ-452 (А) Шумерлинским заводом специализированных автомобилей выпускается зообиологическая лаборатория мод. 3914 для искусственного осеменения сельскохозяйственных животных. На этом заводе, кроме того, выпускается (рис. 2) автомобиль мод. 3914 типа 4×2 на шасси ГАЗ-53А, предназначенный для перевозки яиц и суточных цыплят. На автомобиле установлен восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель ЗМЗ-53 мощностью 84,6 кВт. Полезная нагрузка автомобиля — 2,1 т (35640 шт. яиц), его полная масса — 7,25 т. Наибольшая скорость движения — 85 км/ч. Контрольный расход топлива при скорости 40 км/ч — 24 л/100 км. Кузов автомобиля — цельнометаллический, с термозащитой, имеет грузоподъемный задний борт, приводящийся в действие через шарнирно-рычажную систему от гидравлического привода. Система вентиляции кузова состоит из четырех приточно-вытяжных и шести вытяжных вентиляторов, система отопления — из двух установок ОВ-65.

Козельским механическим заводом на шасси автомобиля ГАЗ-66-01 выпускается (рис. 3) передвижная мастерская мод. 3902 (4×4). На этом автомобиле установлен восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель ЗМЗ-66 мощностью 84,6 кВт (при $n=3200-3400$ мин⁻¹). Масса автомобиля — 5575 кг, буксируемого прицепа — 2000 кг. Кузов — цельнометаллический, двухдверный, с внутренней облицовкой из фанеры. Оборудование мастерской: верстаки с инструментом и приспособлениями, гидравлический пресс усилием 100 кН, тиски, генератор трехфазного напряжения на 230 В



Рис. 4

мощностью 5 кВт, настольный сверлильный станок, газо- и электросварочные агрегаты. Наибольшая скорость автомобиля 70 км/ч, контрольный расход топлива при скорости 40 км/ч — 2 л/100 км.

На этом же шасси и шасси прицепа ТАПЗ-755 Ворошиловградским автосборочным заводом им. 60-летия Советской Украины выпускается (рис. 4) амбулатория врачевная передвижная (АВП) мод. 3923 (4×4) с двигателем ЗМЗ-66, рас-

считанная на 11 человек обслуживающего персонала. Оборудование амбулатории позволяет оказывать терапевтическую, хирургическую, педиатрическую, акушерско-гинекологическую помощь, проводить клинико-диагностические исследования. Пропускная способность любого из кабинетов амбулатории 5 чел/ч. АВП мод. 3923 имеет свою передвижную электростанцию мод. 8901.

М. Б. АНДРЕЕВ

НОВОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 629.118.6.066 «313»

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ МОТОЦИКЛОВ

ТЕХНИЧЕСКИЙ уровень мотоцикла или мопеда, как известно, зависит от совершенства отдельных его систем, среди которых электрооборудование занимает одно из главных мест. Поэтому не случайно, что в течение трех последних лет был выполнен ряд работ по созданию нового электрооборудования. К их числу прежде всего относится разработка принципиально новых схем электрооборудования на основе современной элементной базы. Среди них особый интерес представляют генераторные установки с электронной системой зажигания для легких мотоциклов и мопедов, состоящие из генератора на постоянных магнитах и блока коммутатора-стабилизатора (БКС). Такие установки способны на 30% повысить стабильность напряжения на потребителях электроэнергии на всем диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя. Они уже применяются на мопедах «Рига-22» и «Верховина-7» (генераторная установка мощностью 45 Вт, включающая генератор 26.3701 и БКС 251.3734), а в 1983 г. аналогичной установкой, но уже большей мощности, будут комплектоваться мотоциклы «Восход ЗМ» и ММВЗ 3112.1.

Немаловажным достижением является и внедрение на всех мотозаводах страны приборов светотехники, официально утвержденных ЕЭК ООН. Этим правилам соответствуют также разработанные Старооскольским заводом автотракторного электрооборудования им. 60-летия Ленинского Комсомола и НИИ Автоприборов новые комбинированные рулевые переключатели и замки

зажигания, которые в ближайшее время будут установлены на мотоциклах и мопедах.

Все большее внимание в отрасли уделяется снижению эксплуатационных энергозатрат.

Так в электросхемах мопедов и легких мотоциклов на смену генераторов с параметрическим регулированием должны прийти генераторные установки с возбуждением от постоянных магнитов и электронными стабилизаторами напряжения, потребляющими энергию лишь при включенной нагрузке. Это снижает расход мощности на привод генератора и, по предварительным оценкам, расход топлива на 15–20 г/100 км.

Продолжается разработка «бездатчиковой» электронной системы зажигания мопедов и легких мотоциклов.

Еще одним важным шагом в деле совершенствования электрооборудования является создание надежной электронной системы зажигания с электронным регулированием опережения зажигания для мотоциклов тяжелого класса Ирбитского и Киевского мотоциклетных заводов. Параллельно внедряются мероприятия по совершенствованию топливной аппаратуры и свечей зажигания этих мотоциклов.

Эффективным направлением работ является также снижение массы изделий электрооборудования. Например, в настоящее время завод «Автоэлектрораппаратура» (Винницкая обл., пгт. Сутиски) разработал и готовит к производству для мопедов задний фонарь, который имеет пластмассовый корпус и улучшенные светотехнические харак-

теристики; Вязниковский завод автотракторной осветительной аппаратуры разрабатывает для мопедов и микромотоциклов новую фару, у которой оптический элемент и корпус выполнены из пластмассы. Ведутся работы по снижению массы серийно выпускаемых изделий. Примером могут служить работы того же завода «Автоэлектрораппаратура» по снижению массы фонарей — указателей поворота (их корпуса будут изготавливаться из пластмассы), а также массы реле-регулятора, блоков коммутатор — стабилизатор и др.

ВНИИмотопромом совместно с НИИ автоприборов разработана большая программа унификации изделий электрооборудования. Ее выполнение позволит резко сократить номенклатуру электроизделий, применяемых мотозаводами, и создаст определенные удобства для потребителей. На мотоциклах тяжелого класса будут применены новые электростартеры, аккумуляторная батарея и коммутационная аппаратура; для них же будет разработан новый консольный генератор повышенной мощности со встроенным выпрямителем и интегральным регулятором напряжения.

Для обеспечения активной и пассивной безопасности мотоциклов и мопедов запланировано внедрение комбинированных рулевых переключателей, спидометров с угловым приводом, электронных тахометров, новых контрольных приборов. Намечено создание электронных устройств диагностики мотоцикла, которые будут информировать водителя о состоянии основных агрегатов.

А. Н. СИНЯЕВ

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.114.6. «983»

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ 1983 МОДЕЛЬНОГО ГОДА

НОВЫЙ, 1983-й модельный год открылся традиционной международной автомобильной выставкой, состоявшейся в Париже осенью 1982 г. Наряду с грузовыми автомобилями, автобусами, автомобильным и другим оборудованием на выставке были широко представлены легковые автомобили ведущих западноевропейских фирм.

Легковые автомобили нового модельного года характеризуются более совершенной в отношении аэродинамики формой кузова; уменьшенным расходом топлива; широким применением новых конструкционных материалов; возросшим уровнем оснащения оборудованием, повышающим комфорт и безопасность, особенно электронными устройст-

вами; уменьшенным объемом технического обслуживания.

Среди новинок салона наибольший интерес представляют переднеприводный автомобиль Б-Икс малого класса фирмы «Ситроен», а также автомобили



Рис. 1. Легковой автомобиль Ситроен Б-Икс

Форд Сьерра и Опель Корса западногерманских фирм.

В гамме автомобилей фирмы «Ситроен» новая модель (рис. 1) занимает среднее положение между автомобилями моделей ЖСА и Ц-Икс. Габаритная длина модели Ситроен Б-Икс (4230 мм) лишь на 35 мм больше, чем у Ситроен ЖСА, а ширина (1680 мм) на 50 мм меньше, но внутреннее пространство салона почти такое же, как у базовой модели среднего класса — Ситроен Ц-Икс.

На автомобиле Ситроен Б-Икс установлен стандартный четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 1360 см³. Помимо базовой модели с этим же двигателем выпускаются еще две модели этого автомобиля — 14 Е и 14 РЕ.

Кроме того, для Ситроен Б-Икс разработан двигатель рабочим объемом 1580 см³. Им оборудуются модели 16 РС и 16 ТРС.

Первый из двигателей устанавливается поперечно, имеет мощность 45 кВт при 5400 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 108 Н·м при 2500 мин⁻¹. На моделях Б-Икс 14 Е и 14 РЕ этот двигатель оснащается карбюратором с увеличенными каналами и кулачковым валом с измененными фазами газораспределения, что повышает его мощность до 53 кВт при 5700 мин⁻¹. Максимальный крутящий момент тот же (108 Н·м), но при 3000 мин⁻¹.

В обоих вариантах двигатель оснащен верхнерасположенным кулачковым валом и электронной системой зажигания. Камера сгорания в поршне.

Двигатель рабочим объемом 1580 см³ при степени сжатия 9,5 развивает мощность 67 кВт при 6000 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 133 Н·м при 3500 мин⁻¹. Блок цилиндров и головка блока выполнены из легкого сплава, гильзы цилиндров чугунные, верхнерасположенный кулачковый вал имеет зубчато-ременный привод. Система зажигания также электронная. По данным фирмы, автомобиль с этим двигателем имеет максимальную скорость 176 км/ч, разгоняется с места до скорости 100 км/ч за 11,5 с; 1 км с места проходит за 33,6 с.

Все двигатели работают на бензине марки «супер» и отличаются повышенной топливной экономичностью. Например, по данным швейцарского журнала «Ревю аутомобиль», расход топлива базовой модели Ситроен Б-Икс, замеренный по методике ЕСЕ, составляет 5,5 л/100 км при скорости 90 км/ч; 7,1—7,5 л/100 км при 120 км/ч и 7,7—8,9 л/100 км в городском цикле. Предполагается выпуск модели с дизелем рабочим объемом 1900 см³ и мощностью 47 кВт, который с 1982 г. устанавливается на автомобилих Оризон и Пежо 305.

В качестве стандартного оборудования для автомобиля Ситроен Б-Икс предлагаются четырехступенчатая (базовая) или пятиступенчатая механические коробки передач.

Подвески передних и задних колес автомобиля Ситроен Б-Икс независимые. Передняя подвеска типа Макферсон на поперечных рычагах и упругих стойках. В последних вместо цилиндрических пружин применены гидропневматические сферические элементы. Геометрия подвески с отрицательным плечом обкатки (—7,5 мм). Имеется стабилизатор поперечной устойчивости. Система регулировки уровня пола кузова имеет три положения: дорога, полувысокое, высокое.

Тормозная система — гидравлическая двухконтурная, с питанием от центральной гидросистемы высокого давления. Тормозные контуры разделены по диагональному принципу. На всех колесах установлены дисковые тормоза. Ручной тормоз действует только на задние колеса.

Рулевой механизм — реечного типа, без гидроусилителя. Минимальный радиус поворота автомобиля — 5,45 м. Шины — типа Мишлен ZXZ 145 SR 14 (на моделях Б-Икс 14) и TRX AS 170/65 R 365 (на Б-Икс 16). По заказу устанавливаются колеса из легкого сплава.

Автомобиль имеет пятидверный пятиместный кузов, коэффициент аэроди-



Рис. 2. Легковой автомобиль Форд Сьерра

намического сопротивления равен 0,335 (для моделей Б-Икс 14) или 0,341 (Б-Икс 16). Ветровое и заднее стекла крепятся при помощи клея, что также способствует улучшению аэродинамики.

В автомобиле широко применены новые конструкционные материалы. В частности, задняя дверь и капот двигателя выполнены из стеклопластика, а бамперы, рассеиватели фар, бензобак, стекла боковых задних окон, декоративные детали отделки — из пластмассы.

Масса кузова — 241 кг, что на 35 кг меньше, чем у автомобиля Ситроен ЖСА и на 82 кг — чем у Ситроен Ц-Икс.

Во внутреннем оборудовании автомобиля следует отметить усовершенствованный механизм регулировки сидений; централизованное управление замками боковых и задней дверей; единый ключ для системы зажигания, замка задней двери и замка горловины топливного бака; более удобный предохранительный ремень для водителя с точкой крепления на сиденье.

Масса автомобиля Ситроен Б-Икс с двигателем 1360 см³ равна 885 кг (на 35 кг меньше, чем Ситроен ЖСА), а с двигателем 1580 см³ — 950 кг. Масса буксируемого прицепа, оснащенного тормозом, 1000—1100 кг, без тормоза — 450—470 кг.

Автомобиль Форд Сьерра (рис. 2) европейского отделения концерна «Форд» выпущен для замены устаревших моделей автомобилей Таунус и Кортина. Кузов автомобиля имеет сильно наклоненный капот двигателя, плавно переходящий в наклонную переднюю панель с встроеными фарами и прорезями для охлаждающего воздуха. Благодаря большому углу наклона ветрового и заднего стекол, удачному конструктивному решению бамперов совместно со спойлером улучшились аэродинамические показатели автомобиля: у модели с кузовом хэтчбек коэффициент C_x равен 0,32, с кузовом седан — 0,34. (Для сравнения: у экспериментального автомобиля Проб 111 коэффициент C_x равен 0,22.)

Внешние размеры автомобиля изменились, по сравнению с предшествующими моделями, незначительно. Однако пассажирский салон стал просторнее: увеличено пространство для ног пассажиров, сидящих на переднем и заднем сиденьях; благодаря новому плафону, «отлитому» в потолок, появилась возможность увеличить расстояние от пола до подушки сиденья (до 240 мм). Емкость топливного бака увеличена с 54 до 60 л.

Большое внимание уделено рационализации конструкции автомобиля. Собственно кузов имеет на 75 деталей меньше, чем кузов автомобиля Таунус. Боковина кузова, в которую монтируются двери, прежде состоявшая из 11 отдельных деталей, теперь представляет собой единую штампованную де-

таль. Примерно на 20% уменьшилось число точек сварки, при этом больший объем сварочных работ осуществляется роботами. Новый автомобиль отличается также более высоким качеством подгонки деталей и улучшенной антикоррозионной защитой. В частности, на нем широко применяется антикоррозионная обработка методом катодореза. Скрытые поверхности, щели, складки обрабатываются составами на основе воска; для нижних поверхностей кузова используются покрытия из ПВХ, изготовленные на основе воска, а также противоударное покрытие. Все это позволило фирме установить шестилетнюю гарантию на коррозионную стойкость кузова.

Для автомобиля Форд Сьерра фирма предлагает широкую гамму двигателей — рабочим объемом от 1300 до 2800 см³, а также дизель Пежо рабочим объемом 2300 см³.

Технико-экономические показатели моделей Форд Сьерра приведены в таблице.

Значительные усовершенствования внесены и в шасси. В частности, фирма отказалась от передней подвески автомобиля Таунус, применив подвеску типа Макферсон с поперечным кованым рычагом и упругими стойками (telescopические амортизаторы и цилиндрические пружины). Стабилизатор поперечной устойчивости расположен позади передней оси. Геометрия подвески с небольшим положительным плечом обкатки (+1,5 мм).

От зависимой задней подвески, примененной на модели Таунус, фирма перешла к независимой подвеске задних колес. Оси ее качающихся рычагов образуют угол 18° с поперечной осью автомобиля. Рычаги шарнирно соединены с U-образной поперечиной, к которой крепится также картер дифференциала, изготовленный из легкого сплава. Гидравлические амортизаторы установлены с наклоном к центру автомобиля. Пружины вынесены на рычаги подвески.

Рулевой механизм — реечного типа. На моделях автомобилей с двигателем рабочим объемом 2000 см³ и более устанавливается (по заказу) усилитель рулевого управления. На моделях с дизелем усилитель рулевого управления является стандартным оборудованием.

Тормоза передних колес — дисковые, задних — барабанные. На моделях с двигателями рабочим объемом 2000 см³ и более диски передних колес — вентилируемые.

Автомобиль выпускается в четырех вариантах отделки — от дешевых, но элегантных, до дорогих, с роскошной отделкой. В качестве стандартного оборудования на нем устанавливаются два наружных зеркала заднего вида, обогреватель заднего стекла, галогенные фары, замок горловины топливного бака, прикуриватель, радиоприемник. На моделях GZ кроме того, устанавливаются тонированные стекла, а на Ghia — открывающийся люк в крыше, кассетный магнитофон, радиоаппаратура высшего класса.

Фирма «Опель» также продолжает обновление гаммы своих автомобилей. После выпуска переднеприводных автомобилей Кадет и Аскон она выпустила новый автомобиль особо малого класса Опель Корса — конкурент таких известных моделей, как Рено 5, Форд Фиеста, Фиат 127, Фольксваген

Показатели	Рабочий объем двигателя, см ³								
	1300	1600	1600 (E)	2000	2000	2000	2300	2800	2300
Собственная масса, кг:									
седан	990	990	990	1025	1075	1070	1115	1175	1155
универсал	—	1040	—	1065	1110	1110	1115	—	1195
Рабочий объем двигателя, см ³	1294	1593	1593	1993	1993	1998	2294	2792	2304
Число цилиндров	4	4	4	4	4	V6 (60°)	V6 (60°)	V6 (60°)	4 (дизель)
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	79/66	88,7/66	87,7/66	90,8/76,9	90,8/76,9	84/60	90/60,1	93/68,5	94/83
Степень сжатия	9:1	9,2:1	9,2:1	9,2:1	9,2:1	9:1	9:1	9,2:1	22,2:1
Мощность, кВт, при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	43,1/5700	55,1/5300	55,1/5300	77,1/5200	72,8/5500	661/5000	83,8/5300	119,2/5500	49,2/4200
Максимальный крутящий момент, Н·м, при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	980/3100	120/2900	120/2900	156/4000	150/3000	1500/3000	176/3000	215/3800	139/2000
Передаточные числа:									
четырёхступенчатой коробки передач на передачах:									
I	3,66	3,34	3,58	3,65	—	3,65	3,65	—	—
II	2,18	1,99	2,01	1,97	—	1,97	1,97	—	—
III	1,42	1,42	1,40	1,37	—	1,37	1,37	—	—
IV	1,0	1,0	1,0	1,0	—	1,0	1,0	—	—
главной передачи седан/универсал	3,77	3,62/3,922	3,14	3,38	—	3,38/3,62	3,14/3,38	—	—
пятиступенчатой коробки передач на передачах:									
I	—	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,36	3,91
II	—	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,81	2,32
III	—	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,26	1,40
IV	—	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
V	—	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
главной передачи седан/универсал	—	3,62/3,92	3,38	3,38	3,38	3,38/3,62	3,14/3,38	3,36	3,14
автоматической коробки передач на передачах:									
I	—	2,47	—	2,47	2,47	2,47	2,47	—	—
II	—	1,47	—	1,47	1,47	1,47	1,47	—	—
III	—	1,0	—	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—
главной передачи седан/универсал	—	3,62/3,92	—	3,38	3,38/3,62	3,38	3,14/3,38	—	—
Максимальная скорость, км/ч:									
с механической коробкой передач	152	165	162	185	179	176	190	более 200	155
с автоматической коробкой передач	—	157,7	—	177,7	168	168	182	—	—
Время разгона 0—100 км/ч, с:									
с механической коробкой передач	18,1	14,0	14,3	10,4	11,5	12,5	10,5	менее 10	19,1
с автоматической коробкой передач	—	17,2	—	12,8	13,0	15,0	12,5	—	—
Расход топлива, л/100 км, при:									
90 км/ч	6,3	6,3/5,9	5,9/5,5	6,3/5,7	—	6,8/6,3	6,8/6,2	—	5,1
120 км/ч	7,9	8,1/7,7	7,4/7,0	7,9/7,4	—	8,4/7,9	8,7/8,0	—	6,7
городской цикла	9,2	10,1	8,9/9,4	10,5	—	12,3	12,1	—	8,3
с автоматической коробкой передач при:									
90 км/ч	—	7,2	—	7,2	—	7,7	7,7	—	—
120 км/ч	—	8,5	—	9,4	—	9,7	9,7	—	—
городской цикла	—	10,2	—	10,7	—	11,4	12,8	—	—

Поло, Мини Метро. Он представляет собой «миниатюризированный» вариант автомобиля Кадет с передним приводом, поперечно расположенным двигателем и независимой подвеской всех колес. Автомобиль предлагается в двух вариантах: с трехдверным кузовом хэтчбек (рис. 3) и с двухдверным кузовом седан (вариант TP). Предполагается также выпуск четырехдверного варианта.

Длина автомобиля 3620 мм (в варианте TP—3955 мм), база 2345 мм. Модель с кузовом хэтчбек имеет ширину 1530 мм, а TP—на 10 мм больше. Высота их соответственно 1365 и 1360 мм. Собственная масса 735 и 770 кг, полезная нагрузка 460—480 кг. Коэффициент аэродинамического сопротивления для модели с кузовом хэтчбек равен 0,36, с кузовом седан—0,38.

Новая модель выпущена с двигателями 1000 и 1200 см³. Предполагается, что в 1983 г. появится также модель с двигателем 1300 см³.

Базовый двигатель рабочим объемом 1000 см³ представляет собой модернизированный вариант двигателя автомобиля Кадет с новым кулачковым валом, повышенной степенью сжатия, карбюратором Вебер 32 ТЛ. Мощность двигателя 33 кВт при 5400 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 68 Н·м при 2600—3800 мин⁻¹. Максимальная скорость автомобиля с двигателем 1000 см³—140 км/ч, расход топлива по методике ЕСЕ равен 5,2/7,0/7,7 л/100 км. Разгон с места до скорости 100 км/ч—19,5 с.

Двигатель 1200 см³ имеет головку блока из легкого сплава, верхнерасположенный кулачковый вал, карбюратор Пирбург 1 В1. Его мощность 40,5 кВт при 5600 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 90 Н·м при 2200 мин⁻¹. Расход топлива по методике ЕСЕ равен 5,1/7,0/8,5 л/100 км. Максимальная скорость 152 км/ч. Разгон с места до скорости 100 км/ч—16 с.

Двигатель 1300 см³ развивает мощность 51,5 кВт и максимальный крутящий момент 101 Н·м при 3800 мин⁻¹. Расход топлива 4,7/6,3/8,8 л/100 км.

В двух основных двигателях регулировка зазора клапанов осуществляется автоматически. Установлена бесконтактная транзисторная система зажигания. Конструкция карбюратора позволяет двигателю работать также и на метаноле. Карбюратор оснащен ручной системой обогащения смеси при холодном запуске. На двигателе с рабочим объемом 1300 см³ для этой цели применена система «Термошок»: как только двигатель «разогрелся», систе-

ма автоматически обедняет смесь. Это устройство может устанавливаться за дополнительную плату и на автомобиле Опель Кадет 1,3.

Две менее мощные модели оснащаются четырехступенчатой коробкой передач. Двигатель же мощностью 51,5 кВт устанавливается в сочетании с пятиступенчатой коробкой передач, у которой две высшие передачи—ускоряющие (0,89:1 и 0,71:1). На пятой передаче при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹ скорость автомобиля равна 37 км/ч. По заказу пятиступенчатая коробка передач устанавливается и на менее мощных модификациях.

Автомобиль с двигателем 1000 см³ оборудуется шинами 135 SR 13 другие модели—145 SR 13. По заказу на всех моделях устанавливают шины 155/170 SR 13.

Передние тормоза—дисковые, с плавающей скобой, задние—барабанные. Подвеска колес конструктивно приближается к тем, которые фирма применила на моделях Кадет и Аскона. Передняя—типа Макферсон, на продольных рычагах и упругих стойках. Геометрия подвески—с отрицательным плечом обкатки, что способствует стабилизации колес при торможении. Задняя подвеска значительно облегчена: вертикальные амортизаторы и цилиндрические пружины крепятся компактными миниблоками. На автомобиле с двигателем рабочим объемом 1300 см³, кроме того, и спереди, и сзади предусмотрен стабилизатор поперечной устойчивости.



Рис. 3. Легковой автомобиль Опель Корса

Автомобиль Опель Корса выпускается в нескольких вариантах оборудования: в стандартном исполнении имеет галогенные фары, электрообогрев заднего стекла, регулируемые подголовники передних сидений, замок горловины топливного бака, поворотные боковые задние стекла, очиститель и омыватель стекла заднего окна (на моделях с кузовом хэтчбек); на моделях в исполнении «люкс», кроме того, устанавливаются регулируемые изнутри зеркала заднего вида, стеклоочиститель циклического действия, кварцевые часы; по заказу

может оснащаться открывающимся люком в крыше, тонированными стеклами, широкопрофильными шинами, ободьями колес из легкого сплава, сиденьями по типу спортивного автомобиля, дополнительным инструментом и т. д.

Из всего сказанного следует, что на легковых автомобилях 1983 модельного года, как и вообще в последние годы, за рубежом просматривается тенденция увеличения выпуска автомобилей с двигателями рабочим объемом

1000—2500 см³. При этом обычно создается целая гамма моделей за счет разнообразия типов и рабочих объемов двигателя, вариантов трансмиссий, кузовов и оборудования. Достигла высокого уровня унификация агрегатов и узлов, применяемых на новых автомобилях. Большое внимание уделяется вопросам улучшения аэродинамики новых автомобилей, снижению их массы и трудоемкости технического обслуживания.

И. Н. ГОРЯЧЕВА

КОНФЕРЕНЦИИ, СОВЕЩАНИЯ, СЕМИНАРЫ

УДК 629.113.—585.22:061.3

СЕМИНАР ПО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПЕРЕДАЧАМ АВТОМОБИЛЕЙ

В МОСКОВСКОМ автомобильно-дорожном институте (МАДИ) состоялось пятнадцатое заседание семинара по гидромеханическим передачам (ГМП) автомобилей, ежегодно проводимого кафедрой «Автомобили» МАДИ, лабораторией гидравлических передач Московского автозавода им. И. А. Лихачева и лабораторией автоматических передач НАМИ. В работе семинара приняли участие представители заводов, НИИ и вузов, в том числе НАМИ, ВКЭИ автобуспрома, ЗИЛа, БелАЗа, МоАЗа и др. В своих докладах они рассказали о выполненных исследованиях и практических разработках, направленных на повышение экономичности, надежности, долговечности, народнохозяйственной эффективности автомобилей с автоматическими трансмиссиями.

Так, Ю. И. Чердынченко (ЗИЛ) в своем докладе сообщил, что в последние годы в автомобилях, несмотря на энергетический кризис, повсеместно стали применять гидротрансформаторы (ГДТ) с более низким, чем прежде, КПД, но вместе с тем с лучшими нагрузочными свойствами. И это выгодно, так как при одинаковом энергетическом эффекте ГДТ с меньшим КПД имеет меньшие размеры и металлоемкость. Кроме того, ГДТ с высокими нагрузочными свойствами более благоприятны для разгона автомобиля и плавного переключения передач.

Результаты дорожных испытаний городского автобуса с дизелем и двух- и трехступенчатой ГМП были приведены в докладе В. В. Алешина, В. В. Баранова, И. Г. Новоселцкого (НАМИ, ВКЭИ автобуспрома). Эти результаты представляют значительный интерес как для конструкторов, так и для эксплуатантов. Они, в частности, показывают, что установка на автобусе более энергоемкого ГДТ позволяет снизить расход топлива на 3—8% при циклическом движении автобуса по прямой дороге и до 3% — по городскому маршруту. А если на автобусе полной массой 15 100 кг установить более энергоемкий ГДТ и заменить двухступенчатую ГМП на трехступенчатую, то расход топлива при движении на подъемах снизится на 10%, средняя скорость возрастет на 26%. Результаты испытаний дают и оптимальные для переключения передач скорости движения; при двухступенчатой ГМП эта

скорость для переключений с первой на вторую передачу составляет 21—24 км/ч, а для блокировки ГДТ — 35—36 км/ч; при трехступенчатой ГМП для переключения с первой на вторую передачу она равна 17—20 км/ч, со второй на третью — 27—30 км/ч и для блокировки ГДТ — 37—38 км/ч. Для автобусов типа ЛАЗ-4202 с двигателем ЯМЗ-740 целесообразно применять ГДТ с коэффициентом входного момента, равным $5,60 \cdot 10^{-6} \text{ мин}^2/(\text{м} \cdot \text{об}^2)$. Автобусы полной массой 13400 кг можно оборудовать двухступенчатой ГМП, автобусы массой 15 100 кг — трехступенчатой.

Разработке конструкции и исследованию лопастной системы ГДТ для литья под давлением посвящен доклад П. И. Баженова, С. М. Трусова, А. А. Гайнутдинова, А. А. Минасяна, М. Н. Дзядька (НАМИ, ВКЭИ автобуспрома). Применению литья под давлением позволяет исключить применение разовых стержней и ручных операций по заливке лопастей, т. е. обеспечить стабильность характеристик ГДТ и существенно снизить трудоемкость изготовления колес. Для условий массового производства наиболее перспективно литье в пресс-формах с осевым разъемом: пресс-форма проста в изготовлении, надежна и долговечна в работе, однако при ее использовании предъявляются определенные требования к конструкции колес, выполнение которых в некоторых случаях может дать искажение лопастной системы. Чтобы исключить это, разработаны конструкции колес реактора, практически не снижающие показатели ГДТ. Их внедрение в производство даст значительный экономический эффект.

Результаты исследования процессов переключения передач в четырехступенчатой ГМП легкового автомобиля малого класса приведены в докладе И. А. Фисенко (НАМИ). Исследования велись по специальной программе расчета ЭВМ процессов переключения передач, учитывающей процессы срабатывания переключающих клапанов и клапанов наполнения (слива), фрикционных элементов, характеристики двигателя и ГДТ, закон переключения передач, параметры фрикционных элементов, величины утечек в гидравлической системе, а также параметры динамической системы. Расчеты, а также эксперименты по переключению

передач с одновременным включением и выключением двух фрикционных элементов показали, что для обеспечения требуемой плавности переключения при минимальных потерях на трение время задержки выключения фрикциона необходимо регулировать в зависимости от нагрузки двигателя и скорости автомобиля.

Проведенные исследования позволяют разработать техническое задание на электрогидравлическую систему, которая сможет осуществлять управление ГМП по более совершенным законам.

Об аналитическом методе проектирования реакторов ГДТ и результатах их стендовых испытаний рассказал Л. А. Румянцев (НАМИ). Целью проектирования является разработка рабочего чертежа реактора, отвечающего заданным гидродинамическим характеристикам и технологическим ограничениям. Лопастную решетку проектируют с использованием линейной развертки профиля по радиусам, на которых сохраняется постоянство шага решетки, без использования средней линии лопасти. Профиль лопасти рассчитывается раздельно по внутреннему и наружному торам, с минимизацией кривизны тыльной и лицевой сторон и оптимальным совмещением профилей по внутреннему и наружному торам (из условия уменьшения смоченной поверхности межлопастного канала). Число лопастей выбирается исходя из оптимального коэффициента нагрузки каждой из них по высоте. В докладе были приведены программы и результаты расчетов на ЭВМ, рабочие чертежи реакторов, фотографии, а также данные сравнительных стендовых испытаний восьми реакторов, подтверждающие эффективность расчетов на ЭВМ по разработанной методике.

Сообщение П. И. Артамонова (Институт динамики машин АН БССР) было посвящено измерению лопастных колес ГДТ при помощи разработанной в институте координатной установки с автоматической регистрацией результатов измерений и последующей их обработкой на ЭВМ.

Установка фиксирует толщину, профиль и углы наклона лопастей, шаг, ширину горлового сечения. На ЭВМ вычисляются математическое ожидание, дисперсия, среднее квадратичное отклоне-

ние, подбирается теоретический закон распределения, дающий наилучшее согласование с эмпирическим распределением.

Критерии оценки процесса разгона автомобиля с ГМП и механической трансмиссией по интенсивности и топливной экономичности были проанализированы в докладе А. Н. Нарбута и А. А. Мухитдинова (МАДИ). В докладе были оценены также взаимосвязанность и особенности критериев разгона, равномерного и циклического движения, торможения.

Некоторые особенности процесса разгона автомобиля с ГМП и с клиноремной бесступенчатой передачей изложены в докладе А. А. Мухитдинова (МАДИ). В нем показано, что часто встречающийся упрощенный взгляд на бесступенчатую передачу как на ступенчатую, имеющую бесконечное число ступеней, не может дать полной картины возможностей бесступенчатой передачи, особенно при неравномерном режиме движения. Разгон автомобиля со ступенчатой передачей осуществляется при повторяющемся на каждой передаче увеличении частоты вращения вала двигателя, пропорциональной скорости автомобиля. Бесступенчатая передача позволяет осуществлять весь процесс разгона автомобиля с одновременным, причем по различным зависимостям, увеличением частоты вращения вала двигателя и передаточного числа трансмиссии, при постоянных частотах вращения вала двигателя и только с изменением передаточного числа бесступенчатой передачи, а также с фазами «совместного» и «раздельного» способов разгона системы «двигатель — автомобиль». На основе результатов расчетов на ЭВМ проанализированы особенности различных способов осуществления интенсивного разгона автомобиля с бесступенчатой передачей. С некоторыми допущениями в математической модели получены результаты, иллюстри-

рующие влияние отдельных факторов на параметры процесса интенсивного разгона автомобиля с этой передачей.

Результаты исследования динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с ГМП были приведены в докладе А. Ф. Юфмана (МАДИ). Особенность методики исследований состояла в том, что электрические сигналы с тензорезисторов, измеряющих динамические нагрузки на валах трансмиссии, записывались и осциллографом, и магнитографом. Записи с магнитографа были подвергнуты спектральному частотному анализу в диапазоне от 12 до 1000 Гц. Анализ позволил выяснить, какие формы колебаний в трансмиссии легкового автомобиля проявляются при определенной частоте вращения ее валов в результате полигармонического их возбуждения, а также определить источники возбуждения колебаний. Была установлено, например, что максимальные значения амплитуд крутильных колебаний на выходном валу при механической коробке передач составляют 38% среднего значения крутящего момента, а при ГМП — 14,6%, на ведущем валу главной передачи соответственно 13,3 и 11,7%, на полуоси — 19,8 и 9,6%. Таким образом, ГМП «гасит» возбуждения, идущие от двигателя, в большей степени, чем идущие со стороны карданной передачи и ведущих колес.

Об исследовании процесса включения и выключения гидравлического цилиндра фрикционной муфты ГМП при возникновении вихревого движения жидкости доложил В. Я. Корсйво (БелАЗ). Он, в частности, сообщил, что специалистами БелАЗа найдены зависимости, позволяющие вычислять силы вихревого движения идеальной жидкости и время перемещения поршня при центральном выдавливании жидкости.

С интересными докладами выступили представители Могилевского машиностроительного института. Так, С. Д. Галужин в своем докладе «Исследование системы автоматического переключения передач трактора» рассказал о результатах исследования однорежимной гидромеханической системы автоматического переключения передач механической коробки передач трактора МТЗ-80А, а также динамики всережимного регулятора двигателя. В докладе была обоснована возможность создания на базе данного регулятора единого блока, обеспечивающего управление режимами двигателя за счет изменения подачи топлива и формирования команд на переключение передач. В. П. Тарасик дал подробные обоснования предложенному им новому направлению в проектировании внедорожных транспортных средств и колесных тракторов с ГМП и механическими трансмиссиями. В. А. Широченко выступил с докладом «Исследование логической части системы автоматического переключения передач». А. В. Вовк и В. В. Вовк представили результаты исследований автоматического управления блокировкой ГДТ.

Не меньший интерес вызвал новый электрогидравлический силовой регулятор, работа которого проанализирована в докладе Л. Г. Красневского, В. Д. Жука, В. И. Кочергина, В. Н. Басалаева (Имаш АН БССР).

Семинар по ГМП позволил работникам заводов, НИИ и вузов обменяться мнениями, обсудить результаты создания и исследования новых элементов и ГМП в целом, наметить конкретные меры по координации проектных и исследовательских работ, выявить наиболее важные и перспективные направления работ.

А. Н. СИМАНОВ

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Не забудьте своевременно оформить подписку на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
на 1984 г.

Подписку — без ограничения — принимают все пункты «Союзпечати», почтамты, городские районные узлы и отделения связи, а также общественные распространители печати. (Индекс журнала 70003).

Журнал распространяется только по подписке!

Художественный редактор С. С. Водич

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор А. П. Сизова

Сдано в набор 05.05.83.
Усл. печ. л. 5,0
Тираж 10868 экз.

Усл. кр.-отт. 6,0.

Подписано в печать 22.06.83.
Уч.изд. л. 8,15. Формат 60×90^{1/4}.

Т-14419.
Печать высокая.
Заказ № 202

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

Подольский филиал ПО «Пернодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 142110, Подольск, ул. Кирова, д. 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

ВНИМАНИЮ

студентов, аспирантов, преподавателей!

В Московский магазин № 8 «Техника» поступил в продажу красочно иллюстрированный учебник для вузов «Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей». Под редакцией А. С. Орлина и М. Г. Круглова.

Книга содержит теоретические основы действительных циклов, процессы наполнения и наддува, смесеобразования и сгорания. Проанализировано влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели работы двигателя. Рассмотрены характеристики двигателей, работа на неустановившихся режимах, методы расчета и моделирования рабочего цикла. Материал четвертого издания (третье издание получило Государственную премию СССР в 1971 г.) переработан и дополнен анализом новых методов расчета.

Адрес книжного магазина № 8: г. Москва, 103031, ул. Петровка, 15.

Иногородним читателям магазин высылает книги наложенным платежом.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Принимается подписка на новые книги по технологии машиностроения, выпускаемые в 1984 г. издательством «Машиностроение»

Винокуров В. А., Григорьянц А. Г. Теория сварочных деформаций и напряжений. 20 л., ил. В пер.: 3 р. 40 к. (II кв.).

Владимиров Ю. В., Герасимов В. Я. Технологические основы холодной высадки стержневых крепежных изделий. 10 л., ил. 55 к. (II кв.).

Высокоскоростные способы прессования деталей из порошковых материалов/К. Н. Богоявленский, П. А. Кузнецов, К. К. Мертенс и др. 13 л., ил. 70 к. (IV кв.).

Гольдман А. Я. Объемное деформирование пластмасс. 16 л., ил. 80 к. (III кв.).

Григорьев Л. Л. Автоматизированное проектирование в холодной листовой штамповке. 18 л., ил. В пер.: 1 р 10 к. (III.):

Жуков А. А., Сильман Г. И., Фроль-

цов М. С. Износостойкие отливки из комплекснолегированных белых чугунов. 10 л., ил. 50 к. (II кв.).

Орлов В. А. Цинк-силикатные покрытия. 8 л., ил. 40 к. (IV кв.).

Панов П. П. Ультразвуковая очистка прецизионных деталей. 8 л., ил. 40 к. (II кв.).

Система управления качеством проектирования технологических процессовковки/В. Н. Трубин, А. А. Шипицын, Ю. В. Трубин и др. 17 л., ил. В пер.: 1 р. 10 к. (II кв.).

Хакимов А. Н. Электрошлаковая сварка с регулированием термических циклов. 20 л., ил. В пер.: 3 р. 40 к. (IV кв.).

Юдин Л. Г., Яковлев С. П. Ротационная вытяжка цилиндрических оболочек. 12 л., ил. 65 к. (II кв.).

Подписку на эти и другие книги можно оформить в магазинах подписных изданий, отделах подписных изданий универсальных книжных магазинов, в специализированных магазинах технической литературы, а также в магазинах — опорных пунктах издательства «Машиностроение».

Подписка принимается до 31 декабря 1983 г.

ВГО «СОЮЗКНИГА»

УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!

Московский ордена Трудового Красного Знамени автомобильно-дорожный институт в 1983/84 учебном году объявляет прием специалистов с высшим образованием на специальный факультет переподготовки кадров по новым, перспективным направлениям науки и техники по следующим специальностям:

- ❁ Автоматизация проектирования машин, дорог, мостов, аэродромов, систем автоматического управления технологическими процессами
- ❁ Автоматизация экспериментальных исследований ДВС, автомобилей, процессов автомобильных перевозок и дорожного движения

Срок обучения 9 месяцев

Начало занятий 1 октября

- ❁ Надежность машин. Прогнозирование, повышение, реализация надежности машин и технологических комплексов
- ❁ Стандартизация и управление качеством в машиностроении и авторемонтном производстве

Срок обучения 6 месяцев

Начало занятий 10 ноября

**ОБУЧЕНИЕ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ
С ОТРЫВОМ ОТ ПРОИЗВОДСТВА**

Для желающих проходить переподготовку без отрыва от производства организуются отдельные курсы лекций.

Справки по телефону: 155-01-97