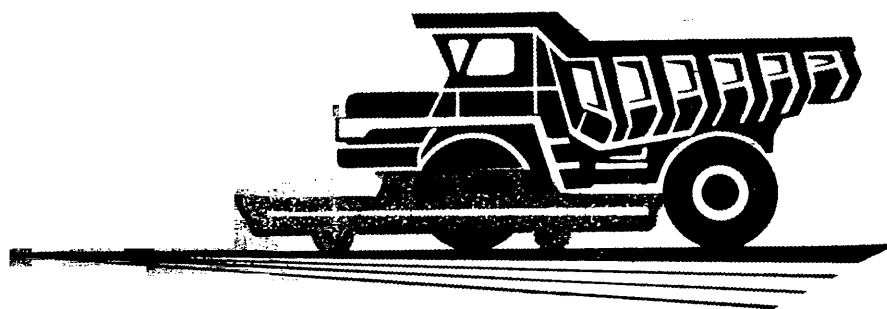


**А**

**АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

*1981*

**3**



## СОДЕРЖАНИЕ

А. И. Титков, Е. А. Устинов — Решения XXVI съезда КПСС — в жизнь! . . . . .	1
<b>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</b>	
Б. В. Власов — Организационно-экономические особенности массового производства автомобилей . . . . .	4
В. С. Антипенко, Г. Б. Кац — Оптимизация запаса инструмента на автомобильных предприятиях . . . . .	5
<b>ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ</b>	
П. Г. Филатов, Н. В. Щеголев, Л. А. Воинова, Л. В. Бойко — Влияние состава механических примесей, находящихся в масле, на износ двигателей . . . . .	7
В. Ф. Кутенев, И. В. Игнатович, В. Н. Топунов — Теория и практика оценки токсичности двигателей суммарным показателем . . . . .	8
Э. Е. Шварцман — Метод расчета температурных полей в теплообменниках . . . . .	10
<b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</b>	
С. Н. Иванов, В. П. Мамаева — Метод корректирования пространственной карданной передачи . . . . .	11
А. Я. Тарасов — Влияние резонансных изгибных колебаний силового агрегата на поломки картерных деталей . . . . .	12
Л. В. Гуревич, А. Р. Спирин — Экспериментальная оценка схем применения антиблокировочных тормозных систем . . . . .	15
И. В. Тумасянц — Анализ рабочего процесса тормозных механизмов с клиновым разжимом колодок . . . . .	17
С. М. Сивенков — Влияние типа крепления дисков колес на их усталостную прочность . . . . .	19
С. Б. Самарцев, В. П. Тарасик, В. А. Широченко, В. Н. Гурленя, А. Ф. Митяев — Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт . . . . .	20
Б. С. Филатов, Ю. П. Чижков — Автоматизированное проектирование систем электростартерного пуска . . . . .	22
Е. А. Галевский, Е. И. Блинов, В. Т. Кузнецов — Экспериментальное определение параметров разгона мотоцикла при помощи скоростной киносъемки . . . . .	24
<b>ТЕХНОЛОГИЯ</b>	
А. И. Григоров — Развитие ионно-вакуумных износостойких покрытий в автомобильной промышленности . . . . .	25
Г. П. Савин — Повышение долговечности автомобильных рессор . . . . .	27
В. Ф. Сгибнев, Ю. Ф. Чечекин, В. С. Зотеев, И. Б. Дряшин, В. Ф. Заруцкий — Исследование штамповки толстолистового металла с целью устранения торцовых трещин . . . . .	28
И. М. Вайсман, М. А. Смирнов, Н. А. Черновол, О. А. Ганаго — Высокотемпературная термомеханическая обработка пробивных пуансонов . . . . .	29
А. М. Московенко — Рафинирование цинковых сплавов от неметаллических включений . . . . .	30
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ СССР . . . . .	31
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Станки для нужд отрасли . . . . .	32
Ю. Н. Писарев — Измеритель крутящего момента . . . . .	34
В. П. Тимашев — Зарубежный опыт диагностирования технического состояния двигателей внутреннего сгорания по параметрам работавшего картерного масла . . . . .	35
М. В. Тверитнев — Новые самоподжимающиеся уплотнения для автомобилей . . . . .	37
В. А. Потапов — Переналаживаемый автоматизированный участок для обработки деталей балки задних мостов грузовых автомобилей . . . . .	38
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	39
Рефераты статей . . . . .	40

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

**3**  
МАРТ  
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

## РЕШЕНИЯ XXVI СЪЕЗДА КПСС — В ЖИЗНЬ!

А. И. ТИТКОВ, Е. А. УСТИНОВ

**В**ЫСОКИЙ форум советских коммунистов — XXVI съезд Коммунистической партии Советского Союза, к которому с огромным воодушевлением готовились трудящиеся нашей страны, состоялся.

В Отчетном докладе Центрального Комитета КПСС, с которым выступил Генеральный секретарь ЦК КПСС товарищ Л. И. Брежнев, а также в других документах, принятых съездом, обобщена практика коммунистического строительства в СССР, дана научная, марксистско-ленинская оценка международного положения нашего государства, определены стратегия и тактика КПСС по важнейшим вопросам экономического и социального развития СССР применительно к конкретным условиям восьмидесятых годов.

Эти огромной значимости документы вызывают у трудящихся автомобильной промышленности, как и у всех советских людей, чувство законной гордости: в них отражены результаты многолетнего труда во всех отраслях народного хозяйства, подтверждена генеральная линия партии на будущее — линия, направленная прежде всего на дальнейший подъем жизненного уровня трудящихся, повышение эффективности общественного производства, укрепление экономической мощи и обороноспособности страны, обеспечения мира во всем мире.

Съезд утвердил грандиозную программу экономического и социального развития страны на восьмидесятые годы, перспективу. Весьма значительная роль в ее реализации отведена автомобильной промышленности — одной из ведущих отраслей народного хозяйства, определяющей научно-технический прогресс через эффективность работы автомобильного транспорта, прямым образом влияющей на эффективность труда во всех отраслях промышленности и сельского хозяйства.

Решая задачи, поставленные XXVI съездом КПСС, автомобильная промышленность проводит работу по дальнейшему повышению технического уровня продукции и освоению новых образцов автомобильной техники. Удовлетворение многообразных нужд различных отраслей народного хозяйства в автомобильной технике, при одновременном обеспечении массового характера производства и его высокой рентабельности, происходит на базе научно разработанной технической политики в области автостроения.

В десятой пятилетке ряд выпускаемых автомобилей модернизирован, в том числе:

легковые автомобили ЗАЗ-968М (до модернизации ЗАЗ-968А), «Москвич-2140» («Москвич-412»), ЛуАЗ-969М (ЛуАЗ-969), ВАЗ-2105 (ВАЗ-21011);

грузовые автомобили КАЗ-608В (КАЗ-608), ЗИЛ-130-76 (ЗИЛ-130), МАЗ-5335 (МАЗ-500А), МАЗ-5429 (МАЗ-504), МАЗ-5549 (МАЗ-503А), семейство автомобилей КраЗ;

автобусы ЛАЗ-697Р (ЛАЗ-697Н), ЛАЗ-699Р (ЛАЗ-699Н), ЛиАЗ-677М (ЛиАЗ-677).

Освоены новые модели автомобильной техники — полноприводный легковой автомобиль ВАЗ-2121, легковые автомобили высшего класса (ГАЗ-14, ЗИЛ-4104), малый автобус РАФ-2203, городской автобус ЛАЗ-4202 с дизелем, семейство грузовых автомобилей КамАЗ (КамАЗ-5320, КамАЗ-53212, автомобиль-самосвал КамАЗ-5511, седельный тягач КамАЗ-5410), грузовые автомобили ЗИЛ-133ГЯ, «Урал-4320», МАЗ-6422 с дизелем, карьерный автомобиль-самосвал БелАЗ-549 (грузоподъемностью 75 т). Всего в 1976—1980 гг. освоено

98 моделей новых и модернизированных автомобилей, прицепных и специализированных автотранспортных средств.

Важнейшим направлением повышения технического уровня автомобилей является снижение расхода топлива и масла, что способствует рациональному использованию нефтяных ресурсов страны и удешевлению перевозок народнохозяйственных грузов.

Решение этой проблемы велось комплексно, несколькими путями. Расширилось производство автомобилей с дизелями, совершенствовалась конструкция двигателей, уменьшались потери на качение, в трансмиссии и на аэродинамическое сопротивление. Удельный расход топлива снижен также за счет более широкого использования автопоездов.

Проведенная модернизация двигателей позволила снизить удельный расход топлива дизелями на 2—5% и карбюраторными двигателями в среднем на 5%. Расход масла на угар уменьшен на 15—20% по отношению к 1975 г. Путем расширения производства дизелей в 1980 г. в народном хозяйстве получена экономия около 1 млн. т условного топлива.

Минавтопромом утверждено поэтапное снижение норм расхода топлива до прогрессивных показателей. Проведенные испытания подтвердили, что на многих автомобилях расход топлива снижен, работа продолжается с целью достижения результатов, запланированных на последующие годы.

Предприятия и научные организации отрасли осуществили мероприятия по повышению надежности и долговечности автомобильной техники к 1980 г. в 1,3—1,5 раза.

Проводимые автомобильной промышленностью мероприятия по повышению надежности автомобилей подтверждаются наблюдениями в эксплуатации (опорные АТП и ЭПАХи).

Трудоемкость технического обслуживания по различным моделям уменьшена на 15—20% по сравнению с 1975 г. Однако необходимо отметить, что до настоящего времени при модернизации выпускаемых автомобилей медленно решаются вопросы улучшения приспособленности их конструкции к проведению технического обслуживания и снижения затрат на эти цели.

За эти годы благодаря совершенствованию структуры производства увеличению выпуска прицепного состава, средняя грузоподъемность автомобилей и прицепов в выпуске увеличилась с 5,2 до 6,2 т, а их суммарная грузоподъемность выросла на 35%.

На заводах создан конструкторский задел образцов, подлежащих освоению в текущем пятилетии. Всего заводами отрасли были закончены опытно-конструкторские работы по 200 образцам автомобилей, прицепного состава, спецтранса и сложным агрегатам, в том числе автопоезда грузоподъемностью 9—14 т для сельского хозяйства с тягачами КАЗ и «Урал» типа 4×4 и 6×6.

Однако степень доводки целого ряда образцов еще недостаточна.

Производственным объединениям и предприятиям отрасли необходимо ускорить доводочные работы и производить оценку качества конструкции на большем числе испытываемых автомобилей.

К недостаткам в выполнении плана опытно-конструкторских работ следует отнести отставание в выполнении некоторых заданий, таких, как работы по созданию автомобиля-самосвала грузоподъемностью 180 т, отработка автозаводами конструкции шасси для монтажа автоцистерн, автозаправщиков и другого спецтранспорта, недостаточная работа по

снижению собственной массы выпускаемых автомобилей и прицепного состава, задержки с согласованием и рассмотрением заданий и проектов, что влечет за собой изменение сроков выполнения последующих этапов.

В одиннадцатой пятилетке, как это вытекает из решений XXVI съезда КПСС, предусматривается:

расширение производства дизелей, организация производства автомобилей ЗИЛ, «Урал» и КАЗ с дизелями и создание конструкции автопоездов ГАЗ с дизелями;

развитие производства карьерных автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности — 75, 95—110 и 170—180 т и выше;

развитие производства большегрузных автомобилей и автопоездов на их базе, предназначенных для междугородных и международных перевозок, в том числе — контейнерных; увеличение производства специализированных автотранспортных средств и создание производства специализированных автомобилей сельскохозяйственного назначения;

расширение выпуска прицепов и полуприцепов и увеличение их номенклатуры;

увеличение производства автобусов большой вместимости для городских и внегородских перевозок, а также организации мелкосерийного выпуска автобусов класса «люкс» для международных рейсов;

повышение технического уровня и качества изготовления автомобильной техники, направленное на увеличение долговечности и надежности, безопасности, уменьшение расхода материалов на изготовление автомобилей, снижение токсичности отработавших газов.

Главным направлением развития отечественного легкового автомобилестроения является переход на выпуск автомобилей нового поколения, а основной тенденцией, характеризующей эти автомобили, является снижение их массы и использование переднеприводной схемы для автомобилей с двигателем рабочим объемом до 1800 см<sup>3</sup>.

Реализация указанных направлений потребует модернизации выпускаемой продукции и освоения новых более прогрессивных конструкций и автопоездов с дизелями.

Московский автозавод им. И. А. Лихачева создает мощности для производства дизеля и переходную модель ЗИЛ-130 с дизелем и закончит доводку конструкции нового семейства автомобилей-тягачей для автопоездов.

Горьковский автозавод завершит разработку конструкции тягача с дизелем воздушного охлаждения для автопоезда грузоподъемностью 9 т, проведет модернизацию выпускаемых автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66 и ГАЗ-52.

На Кутаисском автозаводе им. Г. К. Орджоникидзе предусматривается создание мощностей на выпуск специальных сельскохозяйственных полноприводных автомобилей-тягачей типа 4×4 с дизелем — для работы в составе автопоездов грузоподъемностью 12 т.

На Уральском автозаводе, кроме расширения производства автомобилей «Урал-4320» с дизелями, предусматривается производство специализированных сельскохозяйственных автомобилей типа 6×6 грузоподъемностью 7 т и автопоездов грузоподъемностью 14 т.

На Камском автозаводе будет завершено освоение семейства автомобилей и автопоездов повышенной грузоподъемности: автомобили и самосвалы грузоподъемностью 10—11 т, автопоезда грузоподъемностью 20—22 т и дизели для них. КамАЗу предстоит в текущем пятилетии существенно снизить массу базовых автомобилей, в том числе и путем широкого внедрения алюминиевых профилей для платформ и самосвалов.

Минский и Кременчугский им. 50-летия Советской Украины автозаводы в одиннадцатой пятилетке должны завершить смену моделей на новые, более производительные и технически совершенные образцы.

На Белорусском автозаводе расширится производство автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности, 75—180 т. Главная задача для завода — решить вопросы качества этих самосвалов и повысить их надежность и долговечность.

На предприятиях ВПО «Союзавтоприцеп» и «Союзавтобус-пром» подлежат освоению около 100 моделей нового прицепного состава и специализированных автомобилей.

В текущем пятилетии необходимо освоить производство новых переднеприводных автомобилей ЗАЗ, ВАЗ и АЗЛК, а также прочисти коренную модернизацию легковых автомобилей ГАЗ, УАЗ и ВАЗ с задним приводом.

В 1981—1985 гг. будут продолжены работы по решению проблем экономичности, надежности, эргономики, лучшего использования конструктивных материалов и уменьшения массы и вредного воздействия автомобилей на окружающую среду.

Для решения поставленных на пятилетие задач в 1981 г. планируется выпустить первые промышленные серии новых и модернизированных образцов автомобилей, завершить приемочные испытания 33 моделей новой автомобильной техники и выполнить более 200 заданий по плану опытно-конструкторских работ.

Перед автомобилестроителями ставится задача создания и начала выпуска грузовых электромобилей малой грузоподъемности с эффективными источниками тока. Особо важные задачи предстоит решать предприятиям отрасли в связи с реализацией продовольственной программы. К ним относятся разработка конструкций и организация серийного выпуска специальных автомобилей и автопоездов высокой проходимости для сельского хозяйства, расширение выпуска автоцистерн для нефтепродуктов, средств перевозки скота, птицы и жидких комплексных удобрений, увеличения запасных частей к автомобильной технике, дальнейшее развитие подшипниковой промышленности.

Таким образом, в наступившей пятилетке автомобилестроители призваны обеспечить народное хозяйство страны качественно новой, более прогрессивной и эффективной автомобильной техникой.

Задачи, как это видно, предстоит решать сложные и ответственные, однако нет сомнения в том, что они будут выполнены. Для этого есть все основания. Залогом этому являются успехи в работе отрасли, достигнутые в годы десятилетия пятилетки, трудовой энтузиазм и энергия рабочих, техников, инженеров, всех работников автомобильной промышленности, особенно ярко проявившиеся в период развернувшегося соревнования за достойную встречу XXVI съезда КПСС.

Как уже сообщалось в печати, отрасль досрочно — к 5 декабря 1980 г. выполнила плановые задания по ряду показателей десятой пятилетки. Увеличено по сравнению с 1975 г. производство автомобилей на 12,4%. Сегодня с конвейеров ежедневно сходит около 7 тыс. единиц автомобильной техники, причем техники разнообразной, более совершенной, надежной, долговечной.

Уже первые месяцы работы первого года одиннадцатой пятилетки дали много хороших результатов.

К дню открытия XXVI съезда КПСС введена в строй вторая очередь Камского автогиганта — объединения по производству большегрузных автомобилей. На этом уникальном комплексе заводов освоено производство пяти моделей высокоэффективных автомобилей с дизелями. Страна уже получила более 200 тыс. автопоездов большой грузоподъемности и автомобилей-самосвалов КамАЗ, успешно используемых во многих отраслях народного хозяйства. К открытию съезда коллектив КамАЗа изготовил первую промышленную партию необходимых хозяйству страны вездеходов, совместно с Нефтекамским заводом автосамосвалов и Красноярским заводом автомобильных прицепов осуществил необходимую подготовку производства и изготовил первую партию автопоездов КамАЗ-55102. О результатах испытаний этого автопоезда «Правда» сообщала: «На полях Кочевского района Новосибирской области закончил испытания новый грузовик Камского автозавода КамАЗ-55102. Эта машина предназначена для работы в сельской местности. Ее грузоподъемность с прицепом — 14 тонн. Новый грузовик представляет собой самосальный автопоезд. Автомобиль разгружается на три стороны, прицеп — на две. Благодаря этому производительность машины по сравнению с серийным грузовиком возросла в полтора раза».

К XXVI съезду КПСС объединением «БелавтоМАЗ» выпущена промышленная партия автопоездов большой грузоподъемности МАЗ-6422, изготовлены первые образцы автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 95 т, разработана техническая документация для изготовления опытных образцов автомобилей-самосвалов на 180 т, модернизированы семейства двух базовых автомобилей МАЗ, заканчиваются испытания автомобиля-самосвала БелАЗ грузоподъемностью 110 т.

Кутаисский автозавод им. Г. К. Орджоникидзе выполнил свои обязательства, взятые в честь съезда по выпуску первых образцов опытной серии нового автомобиля сельскохозяйственного назначения. В январе 1981 г. этот мощный автомобиль с дизелем — КАЗ-4510 — смогли увидеть на экранах своих телевизоров миллионы сельских тружеников.

В производственном объединении «Москвич» в канун нового 1981 г. с конвейера сошла первая партия автомобилей «Москвич-2140 люкс», отличающаяся от своих предшественников более привлекательным внешним видом, комфортабельностью, оборудованная модернизированными коробкой передач, редуктором заднего моста, системой топливпитания и электрооборудования, новыми радикальными шинами с

металлокордом. На ней впервые в отечественной практике применены полностью пластмассовые бамперы, колпачки колес и детали внешней отделки.

Горьковский автозавод, 50-летие которого страна будет отмечать в 1982 году, выпустил к съезду КПСС первую промышленную партию ценового легкового автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» — автомобиля экономичного, комфортабельного, с пониженной токсичностью отработавших газов, в котором учтено все новое, что сейчас есть в области конструирования,

Волжский автозавод им. 50-летия СССР приступил к массовому выпуску автомобиля ВАЗ-2105, продолжает расширять производство автомобиля ВАЗ-2121 «Нива», который благодаря оригинальности своей конструкции и хорошей проходимости быстро завоевал большую популярность не только у сельских тружеников нашей страны, но и у зарубежных покупателей.

На Запорожском автозаводе «Коммунар» завершена доводка и идут межведомственные испытания нового — переднеприводного автомобиля «Запорожец-1102».

Приведенный перечень новинок автомобильной техники, созданных в результате выполнения социалистических обязательств, взятых трудовыми коллективами в честь XXVI съезда КПСС, на этом, разумеется, не заканчивается. В этот перечень входят также созданные новые марки автобусов, прицепов, мотовелотехники, подшипников, автоэлектроборудов, товаров народного потребления.

Большая работа проводится по обновлению технологического оборудования, внедрению в производство новых, прогрессивных технологических процессов и материалов, позволяющих повысить народнохозяйственную эффективность выпускаемой продукции, экономно расходовать трудовые и материальные ресурсы как при ее изготовлении, так и при эксплуатации.

Но еще больше намечено сделать в пятилетке одиннадцатой: обновить около трети всего оборудования, к 1980 поточно-механизированным и автоматическим линиям, введенным в 1975—1980 гг., прибавятся многие сотни новых, еще более производительных. В технологическом оборудовании станет преобладать специализированное, станки с ЧПУ и обрабатывающие центры, прогрессивные виды кузнечно-прессового и литейного оборудования; широкое применение найдут автоматические манипуляторы и роботы и даже традиционное, так называемое универсальное, оборудование будет поступать теперь со спецналадками и загрузочно-разгрузочными устройствами, позволяющими автоматизировать процессы обработки. Что же касается автоматических линий, то они в одиннадцатой пятилетке будут «гибкими», т. е. приспособленными к переналадке на новые объекты производства. Это обеспечит возможность систематического обновления выпускаемой продукции без больших затрат труда и времени на замену оборудования при смене моделей автомобилей, двигателей и т. д. Немалое место в отрасли займет и узкоспециализированное технологическое оборудование, изготовляемое на своих предприятиях, что вполне согласуется с тенденциями, наблюдаемыми сейчас в мировом автомобилестроении.

В связи со значительным обновлением и необходимостью обеспечить высокую эксплуатационную надежность как ныне действующего, так и вновь вводимого технологического оборудования должна найти свое окончательное организационное решение проблема его ремонта и обеспечения запасными частями. Ее решение видится на путях фирменного обслуживания — такого, какое ныне существует для автомобилей, выпускаемых Волжским автозаводом им. 50-летия СССР, а также на КамАЗе.

Достижение цели, вытекающей из решений XXVI съезда КПСС, — осуществить дальнейшее развитие отрасли за счет интенсификации производства — основывается не только на техническом перевооружении предприятий, но и на совершенствовании методов и форм организации труда и управления.

В этом направлении перед отраслью стоят большие задачи. Значительное внимание при разработке мероприятий по повышению производительности труда в одиннадцатой пятилетке должно быть уделено и вопросам повышения уровня квалификации кадров, обеспечения их стабильности. В частности, для сокращения текучести кадров и их закрепления необходимо принять определенные меры по созданию новых учебных центров, улучшению условий труда и быта работающих.

Руководствуясь решениями XXVI съезда партии, положениями, выдвинутыми в докладе Генерального секретаря ЦК КПСС товарища Л. И. Брежнева на съезде, задачами, поставленными в «Основных направлениях экономического и

социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», автомобилестроители развернули социалистическое соревнование за успешное выполнение государственного плана 1981 г. — первого года одиннадцатой пятилетки.

Принятые трудовыми коллективами обязательства направлены на усиление интенсивных факторов экономического роста, повышение эффективности и качества работы, лучшее использование производственных мощностей, экономное расходование всех видов ресурсов, укрепление плановой и трудовой дисциплины.

Коллективы предприятий, производственных и всесоюзных промышленных объединений отрасли берут обязательства обеспечить приток продукции за счет повышения производительности труда без увеличения численности работающих. Вести планомерную работу по улучшению использования основных производственных фондов, добиться повышения коэффициента сменности работы оборудования. За счет механизации и автоматизации производства сократить число рабочих, занятых на ручных операциях. Досрочно освоить новые производственные мощности, активно развивать бригадные формы организации и стимулирования труда. Коллективы научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций отрасли в своих обязательствах отражают вопросы дальнейшего повышения теоретического уровня и качества исследований разработки важнейших комплексных целевых программ, дальнейшего развития сотрудничества науки и производства. В обязательствах предусматривается осуществить широкий круг мероприятий по строительству жилья и других социально-бытовых объектов, улучшению условий труда и отдыха.

Коллектив Московского автозавода им. И. А. Лихачева на основе ускорения научно-технического прогресса, более рационального использования производственных мощностей, экономии всех видов ресурсов и улучшения качества работы принял на себя встречный план по объему и реализации продукции в размере 4 млн. руб., а также обязался досрочно, к 29 декабря, выполнить план первого года одиннадцатой пятилетки по объему производства, перевыполнить годовой план по реализации продукции на 3 млн. руб. и выпустить сверх плана 1100 грузовых автомобилей и 500 домашних холодильников.

Автомобилестроители Белорусского объединения по производству большегрузных автомобилей им. 60-летия Великого Октября («БелавтоМАЗ») взяли на себя социалистические обязательства досрочно завершить годовой план по объему производства, увеличив выпуск продукции в сравнении с 1980 г. на 4%, перевыполнить задание по росту производительности труда на 15% и план по изготовлению автопоездов и контейнеровозов МАЗ-6422; изготовить новую промышленную партию автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 110 т, провести оптико-конструкторские работы по модернизации автоскребов Могилевского автозавода им. С. М. Кирова с целью повышения их технического уровня, производительности; на основе дальнейшего технического перевооружения предприятий объединения, укрепления связей науки с производством, внедрения новой техники и прогрессивной технологии получить экономический эффект в сумме 6,9 млн. руб.; довести удельный вес продукции высшей категории качества в общем объеме производства до 48%; освоить 63 млн. руб. капитальных вложений, ввести в эксплуатацию 38,3 тыс. м<sup>2</sup> полезной жилой площади и поликлинику на Белорусском автозаводе. Коллектив производственного объединения «УралАЗ» обязался в 1981 г. выполнить досрочно государственный план, выпустить и реализовать по объединению сверх плана товарной продукции на 1 млн. 650 тыс. руб., обеспечить рост объема выпуска автомобилей «Урал-4320» в 2,5 раза; разработать документацию на автомобиль «Урал» с дизелем воздушного охлаждения, изготовить опытные образцы и провести первый этап заводских испытаний.

В производственном объединении «АвтоКрАЗ» приняты обязательства выполнить план по объему производства и реализации продукции досрочно — 30 декабря 1981 г., получить сверхплановой прибыли 460 тыс. руб.

Крупные социалистические обязательства взяты коллективами Волжского автозавода им. 50-летия СССР, Ярославского моторного завода, АЗЛК, Запорожского автозавода «Коммунар», рядом подшипниковых предприятий и др.

Выполнение взятых социалистических обязательств на 1981 г. обеспечит хороший старт и на последующие годы текущей пятилетки.

Нет сомнения в том, что работники автомобильной промышленности, воодушевленные историческими решениями XXVI съезда КПСС, приложат все свои силы и творческую энергию для успешного выполнения задач одиннадцатой пятилетки.

## Организационно-экономические особенности массового производства автомобилей

**Д-р экон. наук Б. В. ВЛАСОВ**

**Московский автомеханический институт**

**РАЗВИТИЕ** советского автомобилестроения характеризуется значительным ростом выпуска и высоким качеством легковых и грузовых автомобилей, что обеспечивается применением в отрасли новейшей техники и новых методов организации производства и управления.

Больших успехов достигли автомобильные заводы, на которых преобладает массовое автоматизированное производство. В таком производстве оказались совершенно непригодными традиционные организационные формы и методы, широко применяемые при серийном изготовлении продукции. Например, в массовом производстве главным образом применяется подетальная специализация, при которой достигается значительная концентрация изготовления одинаковых или однотипных деталей и агрегатов, что создает хорошие предпосылки для автоматизации производства не только на крупных, но и на мелких предприятиях.

В условиях массового выпуска новых моделей автомобилей большое значение имеет не только конструкторская, но и технологическая и организационная подготовка производства. Это невозможно без дальнейшего повышения качества производства черных и цветных металлов, резинотехнических изделий, стекла, электрооборудования, пластмасс, красок и многих других материалов и комплектующих изделий, изготавливаемых предприятиями других отраслей.

Такая непосредственная зависимость качества автомобилей от качества продукции смежных отраслей была особенно заметна на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, где в начале производства автомобилей «Жигули» 97% комплектованных с других предприятий материалов и комплектующих изделий выполнялись по специальным техническим условиям. С учетом такого опыта многие ГОСТы пришлось затем пересматривать в сторону повышения требований к качеству материалов и изделий.

Совершенно по-новому организуются труд и оплата труда рабочих на автомобильных заводах в условиях массового переналаживаемого производства.

При такте потока, измеряемом в секундах, нормирование операций должно учитывать доли секунд. Отсюда широкое применение при нормировании методов анализа рабочих движений по микроэлементам с последующей проверкой фактически затрачиваемого времени при помощи замедленной киносъемки и осциллографирования.

В условиях массового производства меняется отношение к индивидуальной производительности труда рабочих. В потоке нужна прежде всего равномерная подача продукции с каждого рабочего места на последующую обработку или сборку. Отсюда возникает задача — стимулирование на каждом рабочем месте высокого качества работ и достижение заданного по проекту такта потока.

В таких условиях применение сдельной оплаты труда нецелесообразно. На ВАЗе впервые была применена во всех цехах только бригадная повременная оплата (по тарифу) за выполнение нормированных заданий, мастерство и особые условия труда и премирование за снижение трудоемкости и повышение производительности труда (например, при снижении численности рабочих бригады). На вспомогательных работах, где преобладает единичное производство, на ВАЗе также успешно применили повременную оплату, что может быть рекомендовано для станкостроения, тяжелого машиностроения, опытных и многих других производств.

В условиях массового автоматизированного производства предъявляются новые, повышенные требования к работам по

обслуживанию основного производства. Инструментальное хозяйство на таких заводах должно обеспечивать замену значительной части обрабатывающих инструментов в третью, подготовительную, смену. На ВАЗе в потоке одновременно используется несколько десятков тысяч режущих инструментов. С целью бесперебойной работы всех станков в потоке стойкость инструментов должна обеспечивать непрерывную двусменную работу станков и другого технологического оборудования. Для этого нужны самые высококачественные инструменты. Кроме того, в ряде случаев при изготовлении деталей автомобиля применяются стали с небольшой прибавкой свинца, что способствует повышению стойкости обрабатывающих инструментов. Замена всех инструментов в ночную смену на ВАЗе производится специальными бригадами высококвалифицированных наладчиков. Наладчики в рабочих сменах проводят только подналадку или замену случайно вышедших из строя отдельных инструментов.

Специфика работы в потоке отдельных станков, автоматических линий и другого технологического оборудования в течение рабочих смен диктует необходимость одновременных, заранее регламентированных перерывов работы всего производства и предъявляет совершенно новые требования к организации ремонта и технического обслуживания оборудования: ремонт оборудования должен производиться только в нерабочее время.

На ВАЗе действует система агрегатного ремонта, при которой неисправный агрегат в ночную смену или в выходной день снимают и заменяют другим. Неисправный агрегат отправляют в ремонтный цех. После ремонта агрегат направляется на склад запасных агрегатов главного механика объединения.

При такой системе организации ремонтных работ необходимы максимально возможная унификация агрегатов, наличие запасных частей на складах и достаточно мощная ремонтная база. На заводе все это есть, причем примерно одну треть всех запасных деталей составляют специальные детали, а остальные две трети — нормализованные. Такой запас деталей расходуется примерно за два года. Следовательно, затраты на ежегодное пополнение складов главного механика не превышают 3% стоимости установленного оборудования. Численность всего ремонтного персонала на заводе — около 10% общей численности рабочих.

Такая система ремонтов и обслуживания обеспечивает бесперебойную работу всего парка оборудования в течение года.

Массовый автоматизированный выпуск изделий предъявляет повышенные требования к техническому контролю всех деталей и агрегатов. Значительная часть контрольных операций полностью автоматизирована. Автоматы первого поколения заменены автоматами второго поколения, которые на основе статистического контроля фиксируют возникновение отклонения от номинального размера детали, своевременно останавливают станок и вызывают звуковыми и световыми сигналами наладчиков. На некоторых станках успешно применяются контрольные автоматы третьего поколения — роботы. Такой робот не только контролирует, но и сам поднастраивает обслуживаемый станок. Одновременно нашли широкое применение автоматы, сортирующие детали на группы в пределах разрешенного допуска, что позволяет производить весьма точную селективную сборку. При такой сборке деталей повышается ресурс, надежность и безопасность работы каждого соединения. Для повышения качества

сборки агрегатов автомобиля на наших заводах, кроме того, проводятся эксперименты по стендовой сборке, которая обеспечивает подачу агрегатов на главный конвейер в заданный такт потока сборки автомобиля и гарантирует более качественную их сборку и регулировку.

В условиях массово-поточного изготовления и сборки автомобилей автозаводы выпускают целый ряд модификаций автомобилей и большое число их комплектаций. В результате на многих автомобильных заводах пришлось отказаться от «стандарт-плана» при оперативном регулировании производства. В первую очередь это относится к производству легковых автомобилей, где для каждой модели применяются самые разнообразные комплектации и более 25 тонов цвета кузова. К кузову каждого цвета надо подобрать соответствующего цвета сиденья и обивку. Часть машин по требованию заказчиков надо укомплектовать противотуманными фарами, резиной в тропическом исполнении, кондиционерами, радиоприемниками и другими устройствами.

Такое сочетание массового автоматизированного потока с индивидуальными заказами по комплектации — важная особенность современного автомобильного завода. В первую очередь это сказывается на условиях разработки и внедрения автоматизированной системы управления производством (АСУП) и организации всего оперативного планирования.

Все промышленные предприятия, как известно, получают задания по росту производительности, снижению трудоемкости и себестоимости продукции, увеличению объема производства. Формы техпромфинплана всех машиностроительных заводов (за редким исключением) одинаковы, и только тактика проведения мероприятий по специализации, концентрации, планированию и управлению всеми основными и вспомогательными работами различна и зависит от типа производства.

Однако появление современного массового автоматизированного производства таких сложных изделий, как автомобиль, ставит под сомнение правильность планирования в перечисленных традиционных показателях. На таких предприятиях, как ВАЗ, АЗЛК, ЗИЛ, КамАЗ и другие при до-

стижении проектных показателей устанавливается самая высокая производительность и низкая себестоимость продукции. Дальнейший рост объемов производства и улучшение других экономических показателей при этом может быть весьма ограниченным. При обеспечении заданного такта потока достигаются самые эффективные абсолютные показатели по использованию мощностей производства, применяемого оборудования и технологии. Однако динамика улучшения всех основных экономических показателей в автоматизированных потоках массового производства оказывается хуже, чем на предприятиях единичного и серийного производства.

По мере перехода от единичного (например, опытного) к массовому производству наблюдается значительное снижение удельных затрат по заработной плате и других расходов, за исключением материальных поставок со стороны. Но даже при снижении себестоимости материалов и комплектующих изделий на предприятиях поставщиков, затраты автозаводов обычно не снижаются, так как преysкуранты длительное время не пересматриваются. Возможности снижения расхода материалов также ограничены.

Что же касается дальнейшего снижения удельных затрат по заработной плате и прочих, то возможности эти весьма ограничены, так как доля таких затрат в массовом производстве уже очень невелика, а это, как известно, результат высокого уровня производительности труда на данном производстве.

В итоге создается следующее положение: с одной стороны, в массовом производстве при низкой трудоемкости достигается минимальная себестоимость, а с другой стороны (в отличие от единичного и серийного производства) показатели массового производства отличаются стабильностью и создается неправильное представление, будто коллектив не принимает действительных мер по дальнейшему улучшению своей работы.

Планирующим и контролирующим органам при планировании и анализе производственно-хозяйственной деятельности автомобильных предприятий нельзя не учитывать специфику и особенности показателей их работы.

УДК 658.563

## Оптимизация запаса инструмента на автомобильных предприятиях

В. С. АНТИПЕНКО, Г. Б. КАЦ  
МАМИ

**В** ПРОИЗВОДСТВЕ всегда существуют проблемы бесперебойного обеспечения его сырьем, материалами, полуфабрикатами, инструментом и др. в надлежащее время и в соответствующих количествах. Учитывая неизбежное рассогласование графиков пополнения и расходования этих ресурсов, всегда существует и проблема создания их запасов, достаточных для бесперебойной работы производства и в то же время не чрезмерных для данных условий. Иными словами, величиной запасов нужно управлять, причем так, чтобы эти запасы всегда были оптимальными для каждого конкретного изделия, в том числе и для инструмента. В качестве критерия оптимальности для системы управления запасами (СУЗ) целесообразно использовать вероятностный критерий [1—4], так как динамика текущего уровня запаса обуславливается случайным спросом (например, размеры партий инструмента для различных цехов на предприятии) и пополнением по заказам переменной величины, поступающим со случайным временем задержки.

Принятие решений о моменте организации заказа и его величине составляет стратегию управления запасами. Конкретно для СУЗ инструмента на машиностроительном предприятии целесообразно использовать  $s, S$ -стратегию [1 и 4], так как штрафы за простой оборудования из-за отсутствия инструмента на складах существенно превышают стоимость его хранения.

Сущность  $s, S$ -стратегии состоит в том, что величина запаса инструмента  $y$ , остающегося на складе, сравнивается с уровнем  $s$ , и при  $s > y$  организуется заказ величины  $s - y$ . Уровни  $s$  и  $S$  фиксированы, причем  $B > S > s + a > b$ ;  $a, b, B = \text{const}$ .  
2 Зак. 23

Для построения экономико-математической модели СУЗ необходимо знать затраты на дефицит, хранение и организацию заказа различных количеств инструмента, так как общие затраты в СУЗ складываются из этих составляющих.

Анализ работы складов показывает, что заявки на инструмент поступают из различных цехов в случайном порядке. Заказы на пополнение склада хотя и посылаются в зависимости от оставшегося запаса, тем не менее составляются интуитивно, поэтому в них неизбежен элемент случайности. Интервалы времени между последовательными заказами и время задержки в доставке заказа на склад также носят случайный характер [1 и 4].

Переменный размер заказа, определяемый интуитивно при обычной работе склада (без оптимизации), можно трактовать как двухуровневую  $s, S$ -стратегию управления запасами с интуитивно выбираемыми уровнями  $s'$  и  $S'$ . При этом значения этих уровней изменяются в общем случае от заказа к заказу с учетом накопленного опыта работы СУЗ. Следовательно, экономико-математическая модель с двухуровневой  $s, S$ -стратегией управления случайным спросом, временем задержки и переменной величиной заказа достаточно хорошо описывает работу склада.

Возникновение дефицита на складе может привести к простоям на предприятии и к соответствующим убыткам. При излишке больших запасов происходит омертвление материального продукта и возрастают расходы на хранение. Следовательно, существуют оптимальные уровни  $s^*$ ,  $S^*$ , минимизирующие издержки в СУЗ.

Таким образом, возникает задача определения оптимальных уровней  $s^*$ ,  $S^*$  для случайных спроса и времени задержки в рамках  $s$ ,  $S$ -стратегии с переменным размером заказа.

В такой общей постановке впервые получено решение поставленной задачи в работе [4] на основе адаптивных алгоритмов [3].

Критерий оптимальности функционирования СУЗ запишем в следующем виде:

$$J(s, S) = M_{s', S'} \{ [\bar{z}(s', S') - \bar{z}(s, S)]^2 \} \rightarrow \min s, S \quad (1)$$

при  $B > S > s + a > b$ ,

где  $M_{s', S'}$  — операция математического ожидания по  $s', S'$ ;  $a, b, B$  — постоянные, устанавливающие границы изменения уровней  $s, S$ ;

$\bar{z} = M_{x, m} \{ z \}$  — усредненные затраты в СУЗ по случайному спросу  $x$  и случайной задержке  $m$ .

Согласно (1) оптимальные уровни  $s^*$ ,  $S^*$  определяем из условия минимума среднеквадратичного отклонения текущих средних затрат от искомым оптимальных. В случае дефицита неудовлетворенные заявки не покидают систему. Стоимостные функции в общем случае нелинейны. Функции распределения случайных величин неизвестны и произвольны. Вследствие этого применим адаптивный метод для нахождения оптимальных  $s^*$ ,  $S^*$  [3]:

$$s[p+1] = s[p] - \gamma_1[p+1] [\bar{z}(s'[p+1], S'[p+1]) - \bar{z}(s[p], S[p])] z_s(s[p], S[p]); \quad (2)$$

$$S[p+1] = S[p] - \gamma_2[p+1] [\bar{z}(s'[p+1], S'[p+1]) - \bar{z}(s[p], S[p])] z_S(s[p], S[p]);$$

$$p = 1, 2, 3, \dots,$$

где  $\gamma_{1,2}^{[p]} = A\omega$  ( $A = \text{const}$ ,  $\omega$  — проектирующий оператор, учитывающий ограничения на  $s$  и  $S$ ;  $\gamma_i$  — удовлетворяют условиям сходимости [3]);

$z_{(s)}, z_{(S)}$  — частные производные соответственно по  $s$  и  $S$ .

Для оценки средних значений затрат в системе применим снова адаптивный подход, так как функции распределения спроса и задержки произвольны и неизвестны. Средние значения  $\bar{z}(s[p], S[p])$  и  $\bar{z}(s'[p+1], S'[p+1])$  вычисляются по формуле (3), приведенной в работе [4], с использованием формулы (4) работы [5].

Для изделий машиностроения зависимость от времени несущественна, поэтому на складе важен только уровень запаса при поступлении очередной заявки. Время задержки в экономико-математической модели учитываем через количество заявок, поступающих на склад в течение времени задержки. При таком подходе можно отказаться от хронометрирования изменения уровня запаса на складе, что существенно снижает затраты в СУЗ. Контролировать значения уровня запаса на складе достаточно только в момент прихода очередной заявки. При моделировании спроса можно иметь только данные о величине и очередности заявок, а не их распределение во времени. Здесь возможна неоднозначность в учете потерь за счет того, что в одном случае поступает  $m_0$  заявок во время задержки длительностью  $t_0$ , а в другом —  $m_0$  заявок за время задержки длительностью  $\alpha t_0$  единиц времени при  $\alpha > 0$ . Если при этом не было простоя на производстве по вине склада, то величина штрафа за дефицит должна быть одинакова для обоих случаев. Если в течение одной из задержек был простой длительностью  $t_n$  по вине склада, то в функцию затрат на дефицит добавляется дополнительный штраф за простой оборудования в цехе, если речь идет о дефиците инстру-

мента, или на склад посылается дополнительная заявка, равная объему производительности оборудования за время  $t_n$ , если речь идет о запасах сырья или полуфабриката.

Полученные адаптивные алгоритмы дают решение поставленной задачи для случайного спроса и случайного времени задержки. Адаптивный метод, использующий первую производную (градиент), дает необходимое условие экстремума, поэтому, чтобы определить максимум или минимум, нужно сравнить значения критерия при вычислении  $s[p]$  и  $S[p]$  для различных  $p$ . Критерий оптимальности (1) оценивается адаптивным алгоритмом, приведенным в формуле (5) работы [5].

Благодаря этому отпадает необходимость учета распределения заявок во времени, что сокращает трудоемкость сбора информации и дальнейших вычислений; число стоимостных функций можно увеличить, не изменяя схему решения; можно решать задачи с нелинейными стоимостными функциями и применять другие стратегии управления запасами (для этого достаточно соответствующим образом модифицировать приведенные выше формулы). Адаптивный метод не требует предварительной обработки информации; решение по сравнению с аналитическими методами получается в более широком классе функций и при статически малом объеме информации рассчитано на применение ЭВМ. При использовании недифференцируемых функций можно применить поисковый метод [3].

Изложенная выше теория применена при оптимизации запасов инструмента на складе одного из заводов. Время вычисления на ЭВМ М-220 для фиксированных начальных условий составило всего несколько минут. Результаты вычислений приведены в таблице в относительных единицах.

Уровни, критерии	Сверла диаметром		Уровни, критерии	Сверла диаметром	
	2,95	2,5		2,95	2,5
Начальные значения: $s_0$ $S_0$ $J$	220 420 330	200 580 56	Оптимальные значения: $s^*$ $S^*$ $J^*$ Выигрыш, %	230 358 105 68	293 633 44,3 21

Приведенный пример показывает, что оптимизация запасов адаптивными методами позволяет получить заметную экономию в СУЗ. В качестве исходной используется информация, имеющаяся в отчетных данных СУЗ любого предприятия. Простота и доступность используемой информации в рамках вероятностной модели работы СУЗ свидетельствует о перспективности применения адаптивных алгоритмов для оптимизации запасов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжиков Ю. И. Управление запасами. М.: Наука, 1969. 343 с.
2. Основы управления технологическими процессами. Под ред. Н. С. Райбмана. М.: Наука, 1978. 440 с.
3. Цыпкин Я. З. Основы теории обучающихся систем. М.: Наука, 1970. 252 с.
4. Антипенко В. С., Кац Г. Б. Задачи управления запасами со случайным спросом и случайным временем задержки. — Автоматика и телемеханика, 1974, № 7, с. 178—182.
5. Антипенко В. С. О методе оптимизации уровня запаса на складах предприятия. — Экономика и математические методы, 1975, № 2, с. 389—393.

#### ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Редакция журнала доводит до сведения, что с 1980 г. введен Стандарт СЭВ 1052 — 78 «Метрология. Единицы физических величин». В связи с этим статьи, присылаемые в редакцию, необходимо готовить только в соответствии с новым стандартом.



## Влияние состава механических примесей, находящихся в масле, на износ двигателей

П. Г. ФИЛАТОВ, Н. В. ЩЕГОЛЕВ, Л. А. ВОИНОВА, Л. В. БОЙКО

**ИЗУЧЕНИЕ** влияния абразивности продуктов высоко-температурного разложения металлосодержащих присадок [1—4] моторных масел на износ трущихся деталей двигателей имеет важное значение при решении задачи повышения долговечности двигателей. Были проведены эксплуатационные испытания двигателей, при которых критерием износа служило содержание железа, накопленное в отложениях фильтров центробежной очистки масла.

Для изучения влияния фазового состава механических примесей на износ деталей была выбрана пара трения двигателя, определяющая в основном его долговечность: гильза цилиндров и поршневые кольца.

На рис. 1 приведена схема модели процесса трения и износа гильз цилиндров и поршневых колец двигателей, а также схема их смазки. Принято допущение, что в процессе опыта скорость скольжения контртела, удельная нагрузка в зоне трения, температура узла трения, количество вносимого в масло абразива и количество прокачиваемого масла через зону трения остаются неизменными.

Поскольку в выбранной модели все масло полностью прокачивалось через масляную центрифугу, состав механических примесей исследовался непосредственно в самой центрифуге, т. е. примененный метод замера износа деталей двигателя по существу является вариантом известного метода «железо в масле».

Из теории и практики трения и износа смазанных металлических поверхностей в присутствии абразивных веществ известно, что при сделанных допущениях количество железа, откладывающегося в масляной центрифуге выбранной модели, будет зависеть главным образом от продолжительности процесса износа и количества поступающих в зону трения продуктов термического разложения металлосодержащих присадок.

Практически анализировалась только фильтрующаяся часть механических примесей. Нефильтрующаяся часть в силу своей высокой дисперсности, по данным Венцеля [2], абразивными свойствами не обладает.

Необходимо отметить, что в выбранной модели при сделанных допущениях износ трущихся пар зависит от одновременного воздействия всех факторов, а сам процесс трения и износа может быть описан линейными уравнениями регрессии.

В качестве объекта исследования использовали отложения, накопленные в масляной центрифуге, у двух партий

двигателей: партия А — семь двигателей, работавших на масле с присадкой, содержащей кальций, и партия Б — десять двигателей, работавших на масле с присадкой, содержащей барий. Методом эмиссионного анализа был определен элементный состав, а методом рентгеновской дифрактометрии — фазовый состав отложений (табл. 1, рис. 2).

Таблица 1

Состав отложений в масляной центрифуге, %				Продолжительность работы двигателей, ч	Состав отложений в масляной центрифуге, %				Продолжительность работы двигателей, ч
Fe	Si	Ca	Ba		Fe	Si	Ca	Ba	
Двигатели партии А					Двигатели партии Б				
1,94	0,90	10,14	—	120	2,40	0,40	—	16,6	62
1,96	0,31	6,14	—	120	3,00	0,61	—	18,5	108
2,13	0,89	10,5	—	120	3,80	1,15	—	15,8	45
2,60	0,97	10,0	—	120	3,67	0,92	—	16,6	99
2,80	1,25	19,0	—	120	3,78	1,03	—	18,0	116
2,88	0,24	22,0	—	120	3,75	0,88	—	16,6	111
2,90	0,84	10,42	—	120	4,41	2,77	—	16,2	67
					4,45	0,93	—	16,2	69
					5,00	0,92	—	14,3	78
					5,60	2,07	—	16,6	71

Примечание. Помимо  $\text{CaSO}_4$  в отложениях двигателей партии А находилось некоторое количество  $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2} \text{H}_2\text{O}$ .

Получены следующие уравнения регрессии: для двигателей партии А

$$Y_A = 1,677 + 0,164 X_1 + 0,052 X_2; \quad (1)$$

для двигателей партии Б

$$Y_B = 8,578 + 0,846 X_1^1 - 0,498 X_2^1 + 0,031 X_3; \quad (2)$$

где  $Y_A$  и  $Y_B$  — содержание в отложениях Fe;

$X_1$  и  $X_1^1$  — то же,  $\text{SiO}_2$ ;

$X_2$  — то же,  $\text{CaSO}_4$ ;

$X_2^1$  — то же,  $\text{BaSO}_4$ ;

$X_3$  — продолжительность работы двигателей, ч.

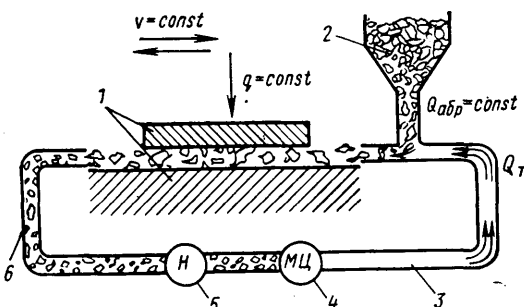


Рис. 1. Схема модели процесса трения и износа гильзы цилиндров и поршневых колец:

1 — трущаяся пара; 2 — канал поступления абразива; 3 — подающий маслопровод; 4 — масляная центрифуга; 5 — масляный насос; 6 — сливной маслопровод

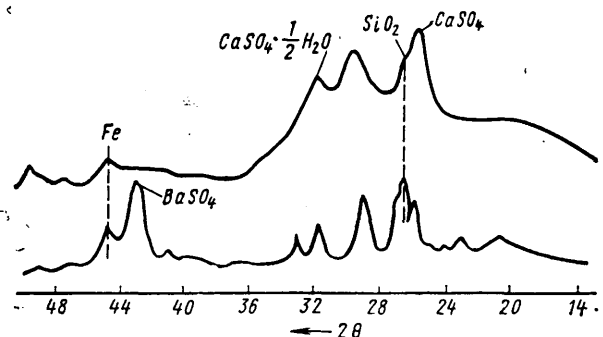


Рис. 2. Фрагменты типичных дифрактограмм отложений, накопленных в масляных центрифугах двигателей (химическими символами обозначены рефлексы, имеющие максимальную интенсивность):

верхняя кривая — двигателя партии А; нижняя кривая — двигателя партии Б

Наименование материалов	Твердость по минералогической шкале, ед	Источники
Двигатели партии А		
Чугун CaSO <sub>4</sub>	2,5—3,5	Пересчет по [5]
	3,0—4,0	
Двигатели партии Б		
Сталь BaSO <sub>4</sub> SiO <sub>2</sub>	5,0—8,5	[6]
	2,5—3,5	
	7	

Из данных, приведенных в табл. 2, видно, что продукты термического разложения присадки, содержащей барий, в масле двигателей партии Б выполняли функцию твердой смазки. В двигателях партии А продукты термического разложения присадки, содержащей кальций, по отношению к деталям выполняли функцию абразива. Следовательно, в двигателях партии Б продукты термического разложения присадок, содержащих кальций, не вызывают повышения износа трущихся деталей, а продукты термического разложения присадок, содержащих барий, не оказывают влияния на износ гильз цилиндров и поршневых колец двигателей партии А.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дерябин А. А. Смазка и износ дизелей. Л.: Машиностроение, 1974. 56 с.
2. Венцель С. В. Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания. Киев: Техника, 1977. 240 с.
3. Москвин Е. В., Рыбаков К. В., Удлер Э. И. Применение метода подобия для оценки износа двигателей внутреннего сгорания. Томск: Изд-во Томского университета, 1978. 78 с.
4. Филатов П. Г., Шеголев Н. В., Воинов Л. А. Влияние фазового состава золы присадок на противозносные свойства моторных масел. — Химия и технология топлива и масел, 1977, № 4, с. 45—47.
5. Бouden Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968. 339 с.
6. Краткий справочник химика. М.: Гостехиздат, 1956. 560 с.

УДК 621.43.068

## Теория и практика оценки токсичности двигателей суммарным показателем

Канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ, И. В. ИГНАТОВИЧ, В. Н. ТОПУНОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

**В** НАСТОЯЩЕЕ время токсичность автомобилей и двигателей ограничивают путем нормирования выброса окиси углерода CO, углеводородов CH и окислов азота NO<sub>x</sub>. Использование трех независимых показателей во многих случаях затрудняет объективную оценку токсичности автомобиля или внедряемого мероприятия, снижающего токсичность двигателя.

Двигатели выбрасывают в атмосферу вместе с отработавшими газами различные вредные вещества широкого спектра. Основными из них являются: нормируемые — CO, CH и NO<sub>x</sub>; косвенно нормируемые (выброс которых в данном случае зависит от содержания исходных продуктов в используемом топливе) — окислы серы — SO<sub>2</sub> и соединения свинца — Pb<sub>x</sub>, и неконтролируемые — различные виды альдегидов, полициклические ароматические углеводороды и другие вредные вещества. Оценить токсичность автомобиля или двигателя по полному перечню вредных веществ, т. е. по большому числу единичных показателей, еще труднее. Эту задачу можно было бы значительно упростить, если бы наряду с единичными показателями токсичности существовал объединенный показатель, характеризующий ухудшение качества окружающего воздуха от выброса двигателем всех вредных веществ. Эффект гигиенического воздействия выбросов двигателя на атмосферу определяется количеством выбрасываемых вредных веществ, их вредностью, оцениваемой предельно допустимыми

концентрациями (ПДК) в атмосфере населенных мест [1], соотношением выбросов и концентраций разных вредных веществ, а также последующим их преобразованием в воздухе.

В рассматриваемых положениях не учтены изменения характера воздействий соотношений концентраций разных вредных веществ и преобразований вредных веществ после их выброса двигателем. При этом принято допущение, что для технической оценки токсичности автомобиля применимы основные положения и критерии токсичности вредных веществ.

В результате токсичности автомобиля и двигателя ухудшается качество окружающего воздуха, поэтому объем воздуха, загрязненного вредным веществом до значений ПДК, может служить количественной характеристикой токсичности.

Общий эффект воздействия смеси различных вредных веществ можно представить в виде [1 и 2]

$$M_{B1}^{\Sigma} = \sum_{i=1}^n R_{Bi} K_{Bi} M_{Bi}$$

где  $K_{Bi}$  — коэффициент, учитывающий совместное с базовым вредным веществом суммирующее воздействие вредного вещества  $B_i$ .

$M_{B_i}^{\Sigma}$  — масса базового вредного вещества  $B_i$ , требующего для разбавления до безвредного состояния того же количества воздуха, что и совместный выброс  $n$  вредных веществ;

$R_{B_i}$  — индекс токсичности вредного вещества  $B_i$  (число, показывающее необходимую кратность разбавления воздухом до безвредного состояния единицы массы  $B_i$  по сравнению с массой  $B_i$ ).

Для вредного вещества, обладающего полной суммацией воздействия с базовым вредным веществом,  $K_{B_i}=1$ . Если эффект суммации не полный, то  $0 < K_{B_i} < 1$ . При синергическом эффекте между базовым вредным веществом и вредным веществом  $B_i$  имеем  $K_{B_i} > 1$ . Если при совместном воздействии вещества  $B_i$  и базового наблюдается уменьшение вредного эффекта, то  $K_{B_i} < 0$ , т. е. значение его отрицательно. Для вредных веществ, не обладающих тем же характером воздействия, что и базовое вредное вещество,  $K_{B_i}=0$ , а приведенная выше зависимость теряет свое значение. В этом случае расчет необходимо вести по вредному веществу, для которого значение  $R_{B_i} \cdot M_{B_i}$  имеет наибольшую величину, т. е. по определяющему компоненту.

К вредным веществам однонаправленного действия, содержащимся в отработавших газах, по различным гигиеническим нормативам относятся окись углерода и окислы азота; озон, двуокись азота, формальдегид; сернистый газ и окислы азота; серный и сернистый ангидрид, аммиак, окислы азота; окись углерода и нитросоединения; окись углерода, окислы азота, формальдегид и гексан.

Таким образом, нормируемые окись углерода, углеводороды и окислы азота являются вредными веществами однонаправленного действия, т. е. общий эффект от совместного выброса этих веществ можно определять суммированием эффектов от воздействия каждого компонента.

В перспективе совместно с тремя нормируемыми вредными веществами таким же образом можно будет суммировать эффект воздействия окислов серы и альдегидов. Вопрос о совместном воздействии других вредных веществ отработавших газов на атмосферу требует дополнительного изучения.

Значение суммарного показателя токсичности существенно зависит от выбора базового вредного вещества и от используемой для расчета системы ПДК. На основании анализа работ [3 и 4] можно рекомендовать условное вредное вещество в качестве базового. Среднесуточная ПДК условного вредного вещества для воздуха населенных мест равна  $1 \text{ мг/м}^3$ .

В этом случае индексы токсичности для основных вредных веществ, выбрасываемых автомобилями, имеют значения, приведенные в таблице.

Вредное вещество	CO	CH	NO <sub>x</sub>	CH <sub>2</sub> O	SO <sub>2</sub>	C (сажа)	Соединения свинца	Бензпирен
ПДК, мг/м <sup>3</sup>	1,0	1,5	0,04	0,012	0,05	0,05	0,0007	10 10
$R_{B_i}$	1,0	0,67	25	83	20	20	1430	10 10

Примечание. Базовое вредное вещество принято за единицу.

С учетом сказанного выше рассмотрим выброс различных вредных веществ автомобилем контрольной массой 1130 кг. На рисунке показан усредненный выброс (в г/км) автомобилем в атмосферу разных вредных веществ, приведенных к массе базового вредного вещества, при типовом испытании по Правилам № 15 ЕСЭК ООН. У автомобиля выпуска 1970 г. усредненный выброс  $M_{CO}=52 \text{ г/км}$ ,  $M_{CH}=2,8 \text{ г/км}$ ,  $M_{NO_x}=1,45$ , что соответствует  $M_{\Sigma}=90 \text{ г/км}$  для санитарных норм 1980 г. Благодаря усовершенствованию новых моделей [5] усредненный выброс вредных веществ для автомобиля выпуска 1980 г. составляет  $M_{CO}=15 \text{ г/км}$ ,  $M_{CH}=1,2 \text{ г/км}$ ,  $M_{NO_x}=1,55 \text{ г/км}$ ,  $M_{\Sigma}=54 \text{ г/км}$ . За десятилетие снижен выброс CO в среднем на 70%, CH — на 57% и суммарный — на 40%, а выброс NO<sub>x</sub> в связи с повышением топливной экономичности автомобилей увеличился на 7%. Токсикологическая значимость CO в суммарном показателе для автомобиля в связи с изменением выброса вредных веществ и ужесточением санитарных норм на NO<sub>2</sub> снизилась с 73% для автомобиля выпуска 1970 г. 27% для автомобиля выпуска 1980 г., а

а токсикологическая значимость NO<sub>x</sub> возросла с 24 до 71%. Таким образом, в связи с происшедшими изменениями окислы азота стали определяющим вредным веществом отработавших газов, доля их в суммарном показателе нового автомобиля в настоящее время превышает 70%.

Дальнейшее уменьшение выброса CO не обеспечит существенного оздоровления атмосферы, так как доля его в суммарном показателе токсичности нового автомобиля в настоящее время уже не превышает 30%. Кроме того, на существующем уровне развития технологии изготовления традиционного двигателя дальнейшее значительное (еще на 50%) снижение выброса CO с отработавшими газами вызовет ухудшение динамических качеств автомобиля и увеличение расхода топлива. Вследствие этого основные усилия автомобилестроителей должны быть направлены на уменьшение выброса окислов азота, определяющих в основном нагрузку на атмосферу от нового автомобиля (~70%).

Выброс вредных веществ, за исключением окислов серы, зависит от параметров автомобиля, в то время как выброс соединений свинца и серы зависит только от содержания свинца и серы в топливе, используемом автомобилем<sup>1</sup>. Выброс канцерогенных веществ, оцениваемых в данном случае только выбросом бензпирена, зависит как от параметров двигателя автомобиля, так и от используемого сорта топлива. Поскольку за рассматриваемый период существенных изменений качества используемого топлива не отмечено, то уменьшение выброса бензпирена относится только к изменению параметров двигателя автомобиля.

Приведенное на рисунке распределение вредных веществ относится только к новым выпускаемым автомобилям. Действительное соотношение вредных веществ в существующем в настоящее время загрязнении атмосферы города отличается от рассмотренного. Это объясняется следующими причинами:

доля новых автомобилей в общем транспортном потоке обычно невелика, поэтому в эксплуатации находятся автомобили устаревших конструкций;

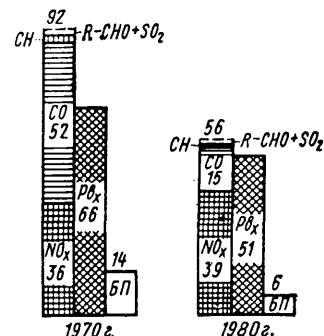
выброс вредных веществ существенно зависит от технического состояния эксплуатирующихся старых и новых автомобилей;

общий уровень загрязненности атмосферы города зависит не только от автомобильного транспорта, но и от других источников загрязнения.

<sup>1</sup> Выброс соединений свинца определен с учетом выпуска неэтилированного бензина по расходу топлива автомобилем в городских условиях и содержанию свинца в товарном бензине; уменьшение выброса соединений свинца автомобилями выпуска 1980 г. достигнуто только уменьшением расхода топлива.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий* (СН 369—74). — В кн.: Охрана окружающей среды. Справочник. Л.: Судостроение, 1978, с. 354—355.
2. *Ньюэлл В. А.* Максимальные допустимые нагрузки на человека. В сб.: Всесторонний анализ окружающей природной среды. Л.: Гидрометеиздат, 1975, с. 132—133.
3. *Игнатович И. В., Кутенев В. Ф., Малов Р. В.* Общие положения теории оценки токсичности автомобиля. — Автомобильная промышленность 1979, № 7, с. 1—4.
4. *Игнатович И. В., Кутенев В. Ф.* О стандартизации комплексных показателей токсичности двигателей и автомобилей. — Стандарты и качество, 1980, № 4, с. 60—64.
5. *Кутенев В. Ф.* Технические и экономические аспекты выбора противотоксичных мероприятий для двигателей. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3, с. 1—3.



# Метод расчета температурных полей в теплообменниках

Канд. техн. наук Э. Е. ШВАРЦМАН

НАМИ

ПРИ изучении переходных режимов работы двигателя или силовой установки с теплообменным аппаратом необходимо учитывать его тепловую емкость и схему движения теплоносителя. Для конкретного исследования на нестационарных режимах силовых установок необходимы способы расчета теплообменников трех типов: рекуперативных перекрестной и Z-образной схем и вращающегося регенеративного.

При выводе системы уравнений, описывающих температурное состояние матрицы теплообменников всех типов и теплоносителей, были приняты следующие допущения.

1. Теплопроводность в теплоносителях в направлениях, касательных к поверхности теплообмена, отсутствует (потоки тепла в этих направлениях пренебрежимо малы по сравнению с теплоотдачей).

2. Тепловое сопротивление в материале матрицы и в теплоносителях в направлении, нормальном поверхности теплообмена, отсутствует, что позволяет считать поле температур двумерным.

3. Перетечки и потери тепла на границах теплообменника отсутствуют.

4. Для вращающихся регенераторов в систему дополнительно вводится уравнение движения матрицы в виде зависимости угловой скорости от времени. Переносная составляющая скорости теплоносителей не учитывается.

При этих допущениях теплообменники всех типов схематизируются в виде сплошного тела, омываемого потоками газа и воздуха. Омываемые поверхности равновелики действительным поверхностям теплообмена, масса тела равна массе матрицы.

На основе анализа теплового баланса, а также соотношений масс газа и воздуха, протекающих через выделенный элемент теплообменника, получена система уравнений, описывающая температурное состояние матрицы теплообменника и теплоносителей при произвольном и независимом изменении во времени и по фронту теплообменника расхода и параметров обоих теплоносителей на входе.

В соответствии с оценками, произведенными применительно к теплообменнику противоточной схемы\* и в полной мере

\* Шварцман Э. Е. Метод расчета рекуперативного теплообменника на переходных режимах газотурбинного двигателя. — Труды НАМИ, М., вып. 125. 1970 г.

справедливыми для рассматриваемого случая, исходная система уравнений существенно упрощается и записывается в виде системы рекуррентных формул без суммирования.

Численному методу решения этой системы отвечает следующая расчетная схема. Теплообменник как бы разбивается на  $m \times n$  равновеликих конечных элементов. В пределах каждого из этих элементов температуры теплоносителей и матрицы не меняются в течение малого конечного промежутка времени  $\Delta \tau_k$ . Потоки газа и воздуха разделяются соответственно на  $n$  и  $m$  изолированных струек, распределение температур в них в конечный  $k$ -й промежуток времени определяется полем температур матрицы из предыдущего  $(k-1)$ -го промежутка.

В свою очередь, температурное поле матрицы по истечении  $k$ -го промежутка времени устанавливается в соответствии с полученным распределением температур в теплоносителях. При этом разбиение теплообменника Z-образной схемы необходимо делать так, чтобы количество струек обоих теплоносителей было одинаковым, т. е., чтобы оно не менялось при переходе теплоносителя с перекрестного участка на противоточный, и наоборот.

Для дискового теплообменника расчетная схема следующая. Кольцевое пространство, занимаемое матрицей теплообменника, и сама вращающаяся матрица разделяются на  $m \times n$  элементов-секторов. Эти элементы образуют сечениями  $n$  меридиональных плоскостей, проходящих через ось вращения и образующих в плоскости вращения  $n$  секторов с центральным углом  $2\pi/n$ , и  $m+1$  плоскостей вращения, отстоящих друг от друга на расстоянии  $l/m$ , где  $l$  — толщина диска. Непрерывное вращение матрицы заменяется дискретным, при котором матрица практически мгновенно поворачивается на угол  $2\pi/n$ , а затем задерживается в каждом положении в течение конечного промежутка времени  $\Delta \tau_k$ .

Для теплообменника барабанной конструкции разбиение на элементы осуществляется  $n$  меридиональными плоскостями, проходящими через ось вращения, и  $m+1$  соосными цилиндрами, радиусы которых определяются из условия равенства объемов элементов.

На основе систем рекуррентных формул составлены две программы расчета на алгоритмическом языке ФОРТРАН. Одна программа предназначена для расчета рекуперативных теплообменников противоточной, перекрестной и Z-образной схем, вторая — для расчета вращающихся регенераторов.

Для иллюстрации возможностей изложенного метода и программ приводится пример расчета вращающегося регенератора. Перед скачкообразным изменением температуры газа  $T_g$  и воздуха  $T_b$  соответственно до значений 949 К и 446 К температура матрицы принята равной 288 К. Частота вращения диска 33 мин<sup>-1</sup>. На рис. 1 показано распределение температуры диска  $T_d$  теплообменника по окружности и толщине через одну секунду (а) после начала прогресса и через 25 с (б), когда процесс практически устанавливается. На рис. 2 приведено распределение температуры воздуха  $T_b$  на выходе из регенератора по фронту через различные промежутки времени  $\tau$  с момента начала переходного процесса. На рис. 3 дано изменение во времени средней температуры воздуха за регенератором.

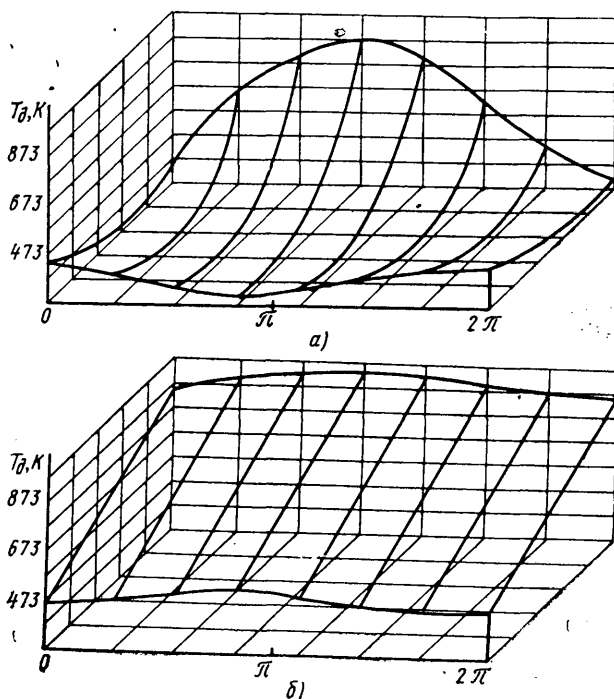


Рис. 1

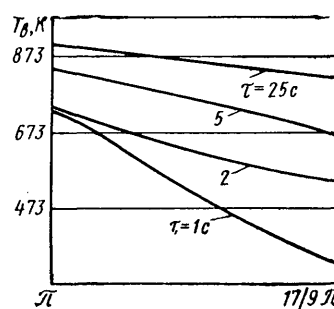


Рис. 2

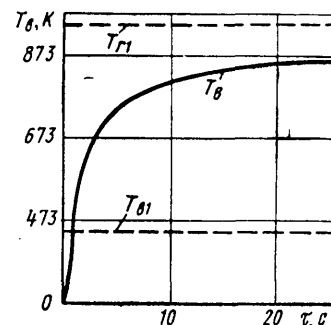


Рис. 3

Исследовалось также влияние конечного числа разбиений теплообменника на элементы на точность расчетов. Расчеты показали, что в области относительно малых погрешностей и соответственно большого числа разбиений (более десяти) величина погрешности обратно пропорциональна числу разбиений вдоль данной координатной оси. На этом основании может быть определена абсолютная величина погрешности в определении данной температуры по сравнению с ее истинным (в рассматриваемом смысле) значением.

Ошибки, обусловленные конечным числом разбиений вдоль двух координатных осей, суммируются между собой. Практически при допустимых по условиям счета на ЭВМ числах

разбиений суммарная ошибка, обусловленная их конечным числом, составляет не более 1+1,5%.

Существует также погрешность, связанная с конечной величиной  $\Delta\tau_k$ . Для того чтобы эта погрешность стала практически неощутимой, достаточно принять ее значение существенно меньшим, чем продолжительность переходного процесса. По условиям счета на ЭВМ допустимо принять значение  $\Delta\tau_k$ , на два порядка отличающееся от времени переходного процесса. Для вращающегося регенератора это получается автоматически, поскольку это значение через число разбиений, матрицы на сектора связано с ее частотой вращения.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ ОПЫТ

УДК 629.113-585.862.001.24

## Метод корректирования пространственной карданной передачи

Канд. техн. наук С. Н. ИВАНОВ, канд. физ.-мат. наук В. П. МАМАЕВА

МАМИ

**ОСИ ВРАЩЕНИЯ** ведущего, карданных и ведомого валов карданных передач трансмиссий автомобилей стараются располагать в одной плоскости, которая может быть названа плоскостью передачи, а сама карданная передача в этом случае может быть названа плоской. В таких карданных передачах углы установки карданных шарниров будут также размещаться в плоскости передачи.

Крутильные колебания плоских карданных передач достаточно подробно исследованы аналитически и экспериментально [1]. Однако могут быть случаи, когда в карданной передаче оси вращения ее валов расположены в пространстве произвольно, т. е. не лежат в плоскости передачи. Такие передачи по аналогии с плоскими можно назвать пространственными карданными передачами.

Наиболее простой пространственной карданной передачей является двухшарнирная. В пространственных вращающихся карданных передачах возникает дополнительное возмущение крутильных колебаний, обусловленное кинематикой карданных шарниров.

В пространственной двухшарнирной карданной передаче (рис. 1,а) плоскость передачи  $\Pi_1$  первого карданного шарнира проходит через оси вращения ведущего 1 и карданного валов 3, а плоскость передачи  $\Pi_2$  для второго карданного шарнира — через оси вращения карданного 3 и ведомого 2 валов.

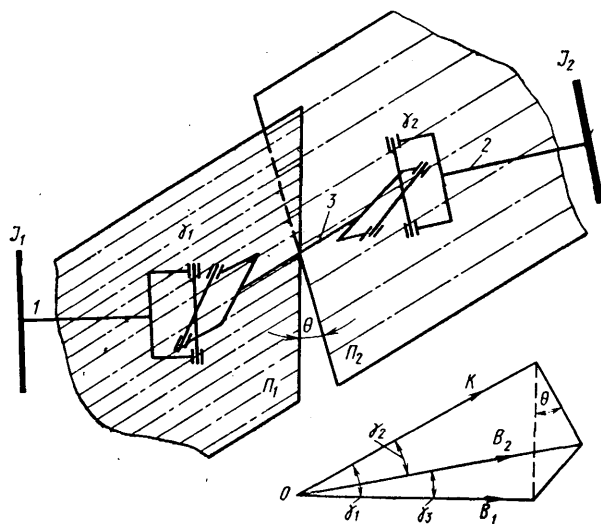


Рис. 1

Обозначим  $\varphi_3$  и  $\varphi_2$  углы поворота соответственно ведущей и ведомой вилок первого карданного шарнира, а  $\varphi_4$  и  $\varphi_3$  — углы поворота соответственно ведущей и ведомой вилок второго карданного шарнира. Углы будем отсчитывать от плоскости  $\Pi_0$ , совпадающей с плоскостью передачи  $\Pi_1$  первого карданного шарнира.

Если обе вилки карданного вала расположить в одной плоскости, как это рекомендуется для двухшарнирной плоской карданной передачи [1 и 2], то уравнение связи для первого карданного шарнира с учетом в передаточном числе членов до первого порядка малости будет аналогично уравнению, приведенному в работах [1 и 2], так как плоскость отсчета  $\Pi_0$  углов  $\varphi_3$  и  $\varphi_2$  совпадает с плоскостью передачи  $\Pi_1$ . Уравнение для второго карданного шарнира примет вид

$$\varphi_4 = \varphi_3 - \lambda_2 \sin 2(\varphi_3 + \theta) + \lambda_2 \sin 2\theta, \quad (1)$$

так как плоскость отсчета  $\Pi_0$  для угла  $\varphi_4$  будет отстоять от плоскости передачи  $\Pi_2$  на угол  $\pi/2 + \theta$ . Дополнительные члены правой части этого уравнения свидетельствуют о добавочном возмущении крутильных колебаний, обусловленном кинематикой карданного шарнира.

Для уменьшения в пространственной двухшарнирной карданной передаче крутильных колебаний, обусловленных кинематикой карданных шарниров, необходимо прежде всего добиться, чтобы в уравнениях связи этих шарниров не появились дополнительные члены, содержащие угол  $\theta$ .

Этого можно достичь, если вилки карданного вала в начальном положении установить перпендикулярно соответствующим плоскостям передачи  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  карданных шарниров, т. е. развернуть вилки на угол  $\theta$  или одну из них развернуть в соответствующем направлении относительно другой на угол  $\theta$ . При этом в уравнении связи для второго карданного шарнира не будет членов, содержащих угол  $\theta$ , так как после разворота вилок плоскость отсчета угла  $\varphi_4$  совпадает с плоскостью передачи  $\Pi_2$  второго карданного шарнира. В этом случае в дифференциальных уравнениях крутильных колебаний пространственной двухшарнирной карданной передачи отсутствуют дополнительные возмущающие члены с углом  $\theta$ , а структура их такая же, как и для плоской двухшарнирной карданной передачи [1]. Следовательно, при развернутых вилках карданного вала оптимальные углы установки карданных шарниров пространственной двухшарнирной карданной передачи можно выбирать по тем же условиям, что и для плоской карданной передачи [1].

Угол  $\theta$ , на который необходимо развернуть вилки карданного вала пространственной двухшарнирной карданной передачи, можно определять аналитически, исходя из углов уста-

Автомобильная промышленность, № 3, 1981 г.

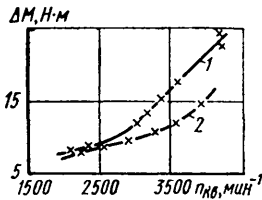


Рис. 2

Учитывая, что угол  $\theta$  расположен между плоскостями  $P_1$  и  $P_2$ , т. е. между перпендикуляром к плоскости  $P_1$  ( $\vec{B}_1 \times \vec{K}$ ) и перпендикуляром к плоскости  $P_2$  ( $\vec{B}_2 \times \vec{K}$ ), и используя значение произведения указанных векторов, а также тождество Лагранжа, получим формулу для расчета угла  $\theta$ :

$$\cos \theta = \frac{\cos \gamma_3}{\sin \gamma_1 \sin \gamma_2} - \operatorname{ctg} \gamma_1 \operatorname{ctg} \gamma_2. \quad (2)$$

В частном случае, если карданная передача плоская, т. е. через все три единичных вектора  $\vec{B}_1$ ;  $\vec{B}_2$ ;  $\vec{K}$  можно провести плоскость, тогда  $\gamma_1 = \gamma_2 + \gamma_3$  или  $\gamma_3 = \gamma_1 - \gamma_2$ . Подставляя в формулу (1) значение  $\gamma_3$ , получим  $\cos \theta = 1$ , т. е. угол  $\theta = 0$ .

Если при расчете  $\theta$  по формуле (2) результат окажется со знаком «минус», что соответствует тупому углу  $\theta$ , то ведущая вилка второго карданного шарнира при вращении будет отставать по фазе от плоскости  $P_2$ , и ее следует развернуть на угол  $\theta$  в направлении вращения карданной передачи (или, наоборот, ведомую вилку первого карданного шарнира развернуть в направлении против вращения карданной передачи). Если в уравнении (2) результат окажется со знаком «плюс», то в этом случае ведущая вилка второго карданного шарнира при вращении будет опережать по фазе плоскость  $P_2$ , и ее следует развернуть на угол  $\theta$  против вращения карданной передачи (или ведомую вилку первого карданного шарнира развернуть в направлении вращения карданной передачи).

В пространственной карданной передаче, состоящей из нескольких карданных валов, вилки на отдельных карданных валах можно развернуть последовательно, исходя из соответствующих величин углов установки  $\gamma_i$  и  $\gamma_{i+1}$  карданных шарниров данного вала и угла между ведущим и ведомым валами.

Использование формулы (2) позволяет на практике легко рассчитать угол разворота вилок и скорректировать карданную передачу, валы которой не лежат в одной плоскости.

Для пространственной двухшарнирной карданной передачи привода переднего моста легкового автомобиля типа 4×4, имеющей углы в карданных шарнирах  $\gamma_1 = 3,4^\circ$  и  $\gamma_2 = 4,4^\circ$  и угол между ведущим и ведомым валами  $\gamma_3 = 7^\circ$ , был рассчитан с целью корректировки угол разворота вилок. В результате расчета оказалось, что  $\theta = -63^\circ$ . Следовательно, для уменьшения крутильных колебаний ведомого вала (передней ведущей полуоси) необходимо развернуть ведущую вилку второго карданного шарнира на угол  $63^\circ$  по ходу вращения этого вала (или ведомую вилку первого карданного шарнира на угол  $63^\circ$  против вращения вала).

Проведены эксперименты по измерению крутильных колебаний на ведомом валу (ведущей полуоси) двухшарнирной

новки карданных шарниров  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  и угла  $\gamma_3$  между осями ведущего и ведомого валов карданной передачи. Для этого пространственную двухшарнирную карданную передачу целесообразно рассмотреть следующим образом.

Пусть единичные векторы  $\vec{B}_1$  и  $\vec{B}_2$  определяют направления в пространстве соответственно ведущего и ведомого валов, а единичный вектор  $\vec{K}$  — направление карданного вала (рис. 1, б).

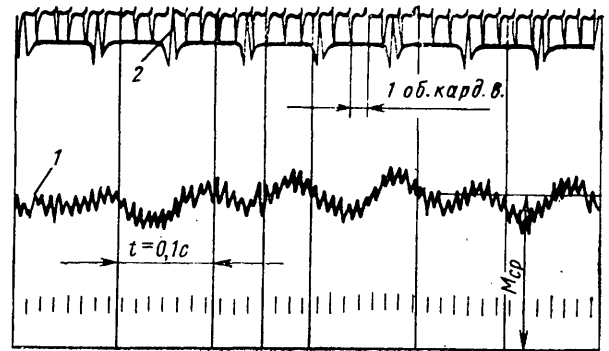


Рис. 3

пространственной карданной передачи трансмиссии при разгоне этого автомобиля на высшей передаче от минимальной до максимальной скорости по дороге с твердым покрытием. Выявлено, что в данной трансмиссии размахи крутильных колебаний, возбуждаемых силами, связанными с кинематикой карданной передачи, имеющей относительно небольшие углы установки карданных шарниров, уменьшались на 10—30% (рис. 2, кривая 1) на частотах вращения переднего карданного вала, равных 2000—3500 мин<sup>-1</sup>, при развороте ведомой вилки первого карданного шарнира на угол  $63^\circ$  (рис. 2, кривая 2).

Характер крутильных колебаний ведомого вала (ведущей полуоси) карданной передачи привода переднего моста легкового автомобиля типа 4×4 показан на осциллограмме (рис. 3, отметка 1). Крутильные колебания передней ведущей полуоси, возбуждаемые силами, обусловленными кинематикой карданной передачи, происходят с частотой два колебания за оборот карданного вала (отметка 2).

Таким образом, эксперимент подтвердил правильность метода и доказал эффективность корректировки пространственной карданной передачи в трансмиссии. Причем эффективность корректировки тем больше, чем больше углы установки карданных шарниров. Однако вилки карданных валов, особенно в трансмиссиях автомобилей, следует разворачивать только в тех случаях, когда в трансмиссии возникают значительные крутильные колебания, которые невозможно устранить путем изменения углов установки карданных шарниров или расположения осей вращения валов карданной передачи в одной плоскости.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов С. Н., Мамаева В. П. Об углах установки отдельных карданных шарниров в многшарнирной карданной передаче трансмиссии. — Автомобильная промышленность, 1976, № 3, с. 16—20.
2. Иванов С. Н., Мамаева В. П. Крутильные колебания карданной передачи при наличии отклонений от фазовых углов между ведущими вилками карданных шарниров — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 22—24.

УДК 629.113-752:629.113-585-214.6.004.64

## Влияние резонансных изгибных колебаний силового агрегата на поломки картерных деталей

А. Я. ТАРАСОВ

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе исследовалось влияние осевых сил, возникающих в трансмиссии автомобиля при его эксплуатации, на прочность картерных деталей силового агрегата (картера сцепления, блока цилиндров, картера коробки передач), а также деталей подвески двигателя [1 и 2]. Испытывался грузовой автомобиль типа 4×2 грузоподъемностью 4 т с V-образным восьмицилиндровым двигателем рабочим объемом 4250 см<sup>3</sup>.

Величина осевых сил, полученная при эксплуатации автомобиля в условиях бездорожья и плавном трогании с места, со-

ставляла 4,5—5,0 кН, при резком трогании 12—13 кН, при очень резком трогании автомобиля и смазанных шлицах карданного вала 19 кН, при сухих шлицах 30 кН. Осевые силы, возникающие в трансмиссии при эксплуатации грузового автомобиля типа 4×4 грузоподъемностью 2 т, на котором установлен тот же восьмицилиндровый V-образный двигатель, сказались меньше, и поломки картерных деталей на этом автомобиле наблюдаются значительно реже, а поломки деталей подвески двигателя практически отсутствуют. Можно предположить, что большие осевые силы, возникающие в транс-

миссии автомобиля типа 4×2, являются основной причиной поломок картерных деталей силового агрегата и деталей его подвески.

Были проведены стендовые испытания деталей силового агрегата и его подвески автомобиля типа 4×2, нагруженных знакопеременными осевыми силами, т. е. выбиралась нагрузка, при которой происходят все эксплуатационные поломки и износы деталей подвески. Наилучшее совпадение результатов стендовых и эксплуатационных испытаний было получено при циклической нагрузке  $\pm 2,3$  кН. При этом не наблюдались поломки картерных деталей, в том числе и при длительных — более 1,5 млн. циклов — испытаниях нагрузкой  $\pm 15$  кН. Для получения такой нагрузки в эксплуатации потребовались бы миллионы километров пробега автомобиля при самых жестких условиях движения.

Результаты проведенных испытаний свидетельствовали о том, что поломки картерных деталей силового агрегата не связаны с осевыми силами в трансмиссии автомобиля, а также о том, что в условиях эксплуатации преобладают режимы, при которых осевая сила в трансмиссии сравнительно невелика.

При дальнейшем анализе причин поломок картерных деталей было обращено внимание на слабую затяжку их резьбовых соединений на автомобилях, находящихся в эксплуатации. Были проведены испытания с уменьшенным до 2—3 Н·м моментом затяжки болтов крепления картера сцепления к блоку цилиндров. Однако и при этих условиях поломок картера сцепления при нагружении циклическими осевыми силами не наблюдалось. Следовательно, поломки картерных деталей, возможно, связаны с резонансными изгибными колебаниями силового агрегата, возникающими при частоте вращения коленчатого вала выше максимальной.

В связи с этим проверялась работа ограничителей частоты вращения коленчатого вала на автомобилях в автохозяйствах. Оказалось, что у 70% автомобилей указанный ограничитель не работает. Кроме того, было установлено, что у 35% автомобилей дисбаланс в плоскости маховика выше 1000 гсм, а наибольший дисбаланс превышает 3800 гсм. Даже на установленных новых двигателях ограничитель не работает или его характеристики не соответствуют инструкции (более чем у 30% автомобилей), а дисбаланс превышает 200 гсм (у 80% автомобилей), причем наибольший дисбаланс достигает 1600 гсм. Кроме того, более чем у 30% автомобилей момент затяжки резьбовых соединений составляет менее трети нормы ОСТ—37.001.050—73, а на ряде автомобилей равен или близок к нулю.

Определение величины дисбаланса производилось по интенсивности вибраций силового агрегата в плоскости маховика при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2500$  мин<sup>-1</sup>. Предварительно была установлена зависимость между показаниями виброметра (по виброскорости) и величиной дисбаланса. Для этого двигатели сначала тщательно балансировались, затем под болты крепления сцепления устанавливались грузы определенной массы. Предполагаемая погрешность измерений — 10—15%.

Исследование резонансных изгибных колебаний проводилось на действующем стенде для определения различных характеристик двигателей. Силовой агрегат ставился на собственные подушки подвески и с помощью карданного вала (эквивалент промежуточного карданного вала автомобиля) соединялся с электробалансирной машиной—тормозом, который для нагружения установлен не использовался, так как испытания проводились на холостом ходу. После тщательной балансировки двигателя на его маховике был укреплен неуравновешенный груз, дисбаланс которого составлял 1000 гсм. На картере сцепления и картере коробки передач в местах их обычных эксплуатационных разрушений были наклеены тензодатчики.

Осциллографированием было установлено, что резонанс изгибных колебаний в вертикальной плоскости наблюдается при  $n = 4400$  мин<sup>-1</sup> (ограничитель частоты вращения коленчатого вала при испытаниях был отключен). При частоте вращения коленчатого вала 5500 мин<sup>-1</sup> резонанс изгибных колебаний в горизонтальной плоскости не обнаружен. Наибольшая величина напряжений в картере сцепления (его нижнем поясе) при резонансе составила 165,0 МПа. Характер зависимости напряжений  $\sigma$  от частоты вращения коленчатого вала  $n$  (резонансная кривая) представлен на рис. 1.

С помощью тензоколец было установлено, что наибольшей деформации в осевом направлении подвергается нижняя часть картера сцепления, что связано с его открытой формой в этом месте. Этот результат подтвержден визуальными наблюдениями в стробоскопическом освещении, а также киносъемкой.

Исследовалось влияние величины момента затяжки резьбовых соединений картерных деталей на частоту вращения коленчатого вала при резонансе  $n_p$ . Наибольшее влияние оказывает затяжка нижних соединений. При уменьшении момента

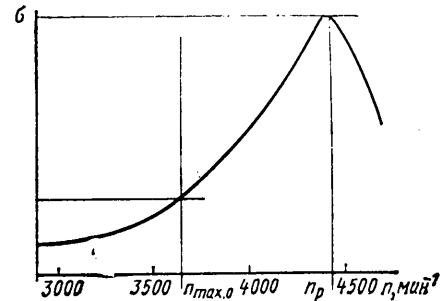


Рис. 1. Зависимость напряжений  $\sigma$  в картере сцепления от частоты вращения коленчатого вала ( $n_{\max}$  — максимальная частота вращения коленчатого вала по ограничителю;  $n_p$  — частота вращения коленчатого вала на режиме резонанса)

затяжки резьбового соединения до 2—3 Н·м резонанс становится возможным даже при работающем ограничителе, который у исследуемого двигателя ограничивает частоту вращения коленчатого вала до 3200—3400 мин<sup>-1</sup> под нагрузкой и до 3450—3650 мин<sup>-1</sup> без нее.

При усилении силового агрегата по нижнему поясу с помощью стальной пластины частота вращения коленчатого вала, при которой наблюдался резонанс, составляла 5300 мин<sup>-1</sup>.

На стенде были также воспроизведены поломки картера сцепления и картера коробки передач, которые по своему характеру полностью совпали с эксплуатационными. Начало развития трещин было обнаружено после 15—20 мин испытаний по заметному снижению  $n_p$ . После четырех часов испытаний трещины достигли длины 50 мм, а величина  $n_p$  снизилась с 4400 до 3950 мин<sup>-1</sup>.

В процессе испытаний на резонансном режиме обнаружено полное ослабление резьбовых соединений многих деталей, закрепленных на двигателе (выпускных коллекторов, водяного насоса и др.).

Испытания убедительно подтвердили, что, как и в случае силовых агрегатов с двигателем рабочим объемом 2450 см<sup>3</sup> [1 и 2], причиной поломок картерных деталей являются резонансные изгибные колебания, поэтому дальнейшее проведение испытаний было признано нецелесообразным (учитывалась также недостаточная их безопасность).

Следует отметить, что, в отличие от силовых агрегатов с двигателем рабочим объемом 2450 см<sup>3</sup>, резонансные изгибные колебания которых возбуждаются преимущественно несбалансированным карданным валом [2], колебания силового агрегата с двигателем рабочим объемом 4250 см<sup>3</sup> возбуждаются главным образом несбалансированным маховиком или сцеплением. Попытка возбудить их несбалансированным карданным валом не увенчалась успехом. Причина такой разницы в различном распределении масс и жесткостей по длине силовых агрегатов и в соответствии с этим в различной форме упругих линий изгиба при резонансе, различном расположении узлов и пучностей (рис. 2) [3].

Из рис. 2,а видно, что колебания силового агрегата с двигателем рабочим объемом 4250 см<sup>3</sup> наиболее сильно возбуждаются при действии неуравновешенной силы в плоскости маховика, а силового агрегата с двигателем рабочим объемом 2450 см<sup>3</sup> — на конце удлинителя или на переднем конце карданного вала (рис. 2,б). Учитывая, что допустимая величина дисбаланса для коленчатого вала обычно в 4—5 раз больше, чем для карданного вала, и предполагая, что фактические дисбалансы в эксплуатационных условиях находятся примерно в том же соотношении, а также что частота вращения коленчатого вала в среднем выше, чем карданного (работа на промежуточных передачах), можно сделать следующий вывод: опасность резонансных изгибных колебаний силового агрегата с двигателем рабочим объемом 4250 см<sup>3</sup> практически целиком определяется дисбалансом маховика (или сцепления), а с двигателем рабочим объемом 2450 см<sup>3</sup> — маховика (сцепления), шкива коленчатого вала и карданного вала в равной степени.

Исследованиями изгибных колебаний силового агрегата с восьмицилиндровым V-образным дизелем [4] установлено, что опасным возбудителем изгибных колебаний является неуравновешенность карданного вала, что связано, вероятно, с иным, чем у исследованного в настоящей работе, распределением масс и жесткостей по длине силового агрегата.

Диаграммы и осциллограммы приведенные в работе [4], показывают, что испытания проводились при частоте вращения коленчатого вала двигателя ниже резонансной (диаграммы не имеют перегиба в высшей точке и представляют лишь левую часть резонансной кривой; осциллограммы не являются чисто синусоидальными, как при резонансе). Видимо, поэтому дано

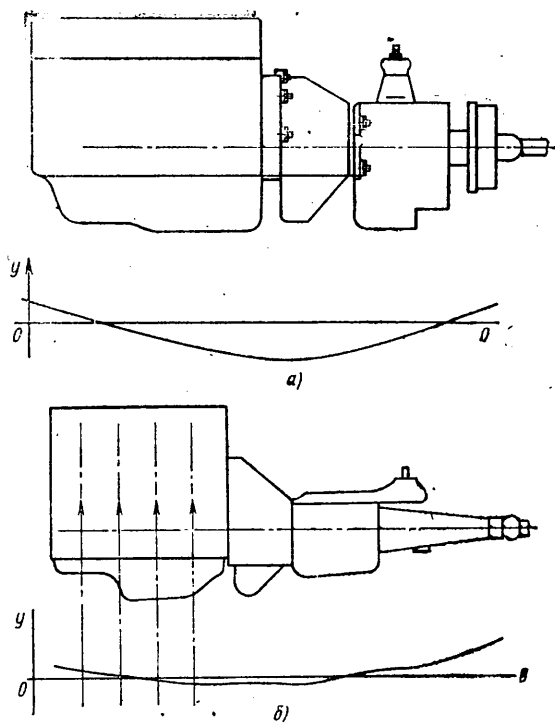


Рис. 2. Упругие линии изгиба силовых агрегатов при резонансе

ошибочное толкование влияния бокового смещения масс карданного вала при повышении частоты вращения коленчатого вала на рост интенсивности колебаний. Фактически интенсивность колебаний растет за счет приближения частоты вращения коленчатого вала двигателя к  $n_p$ , при которой увеличивается коэффициент динамичности. Частота вращения карданного вала при этом значительно меньше  $n_p$  и его упругая деформация невелика [2], что подтверждается также проведенными в работе [4] испытаниями с эквивалентной массой.

Изложенное дает основание предполагать, что при дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала изгибные колебания силового агрегата, исследовавшегося в работе [4], будут возрастать. Это может привести к поломкам корпусных деталей.

Как показано в работе [2], резонансные изгибные колебания силового агрегата с четырехцилиндровым двигателем не могут возбуждаться силами инерции второго порядка, хотя их величина во много раз больше сил инерции первого порядка. Известно [5], что силы инерции второго порядка у четырехцилиндрового однорядного двигателя с кривошипами под углом  $180^\circ$  при любом положении коленчатого вала равны между собой во всех цилиндрах и имеют одинаковое направление — по оси цилиндров. Из рис. 2 видно, что перемещения (ординаты упругой линии) в точках приложения сил инерции второго порядка у первого и четвертого цилиндров (аналогично для второго и третьего цилиндров) одинаковы по величине, но противоположны по направлению. Следовательно, работа сил близка к нулю. Поскольку суммарная работа сил по всем цилиндрам близка к нулю, энергия возбудителя колебаний в системе практически не передается и резонанс не возникает. Это заключение подтверждено экспериментально [2]. В работе [5] по этому вопросу приводится противоположный пример.

Силы инерции второго порядка четырехцилиндрового двигателя возбуждают колебания силового агрегата как твердого тела на подвеске, а также связанных с ним деталей. При колебаниях силового агрегата любого другого типа на подвеске не возникает больших напряжений в деталях силового агрегата, поэтому для него они не опасны. При этом могут возникать резонансные колебания деталей и узлов, закрепленных на силовом агрегате, которые могут приводить их к поломкам. Колебания могут также сопровождаться повышенными вибрациями и шумом в салоне автомобиля.

Влияние подвески силового агрегата (любого типа) на его резонансные изгибные колебания не обнаруживается. Это объясняется тем, что частота резонансных колебаний силового агрегата на подвеске значительно ниже его резонансных изгибных колебаний [2].

На основании полученных результатов можно попытаться объяснить, почему у автомобиля типа 4×4 значительно реже

наблюдаются поломки картерных деталей силового агрегата с двигателем рабочим объемом 4250 см<sup>3</sup>, чем у автомобиля типа 4×2 с таким же двигателем. Поскольку специальное исследование не проводилось, можно лишь высказать несколько предположений.

1. Силовой агрегат, установленный на автомобиле типа 4×4, короче, так как на нем нет стояночного тормоза, который перенесен на раздаточную коробку. Следовательно, величина  $n_p$  у него больше, а вероятность ее достижения при эксплуатации автомобиля меньше.

2. Силовой агрегат на автомобиле типа 4×4 жестко связан в осевом направлении через промежуточный карданный вал с раздаточной коробкой, установленной на раме с помощью резиновых подушек подвески. Поскольку изгибные колебания силового агрегата неизбежно имеют осевую составляющую, они сопровождаются продольными колебаниями как самого силового агрегата, так и раздаточной коробки. Подушки подвески их при этом работают как демпфер, значительно снижающий интенсивность колебаний при резонансе. Острый характер резонансной кривой на автомобиле типа 4×2 свидетельствует о слабом демпфировании колебаний.

3. На большей части автомобилей типа 4×4 устанавливается коробка отбора мощности с приводом на лебедку через короткий карданный вал. Эта тяжелая коробка, установленная в самом подвижном при резонансе месте силового агрегата (низ передней части коробки передач), вносит значительные изменения в колебательную систему силового агрегата и может приводить к уменьшению колебаний. Трение в шлицах карданного вала привода лебедки может дополнительно приводить к уменьшению резонансных колебаний.

4. Грузоподъемность автомобиля типа 4×4 вдвое меньше грузоподъемности автомобиля типа 4×2, вследствие чего интенсивность эксплуатации двигателя по частоте вращения коленчатого вала у него может быть меньше, поэтому меньше и вероятность выхода на резонансные режимы.

5. Эксплуатация автомобилей типа 4×4 во много раз меньше, чем типа 4×2. В соответствии с этим значительно меньше по абсолютной величине количество поломок картерных деталей даже при одинаковой относительной вероятности поломок.

6. В сравнительной оценке частоты поломок картерных деталей на обеих моделях автомобилей, по-видимому, значительную роль играет также консерватизм мышления специалистов: предположение о больших осевых силах, как причине поломок картерных деталей, подтвержденное большим абсолютным количеством поломок на автомобиле типа 4×2, казалось настолько убедительным и так укоренилось в представлении специалистов, что даже после установления истинных причин поломок многие остались на старых позициях.

Как указано в работе [2], поломки картерных деталей силового агрегата с четырехцилиндровым двигателем на легковых автомобилях исключаются введением резиновой вставки в картер удлинителя коробки передач, т. е. разделением колебательной системы на две части. Последующая массовая эксплуатация автомобилей подтвердила правильность такого решения.

У силового агрегата с восьмицилиндровым двигателем на автомобиле типа 4×2 для осуществления подобного решения понадобилось бы отделить коробку передач от двигателя, что возможно лишь в будущем. А пока рекомендуется не допускать эксплуатацию автомобилей при высоких частотах вращения коленчатого вала, используя для этого имеющийся ограничитель частоты. Как видно из рис. 2, при максимальной возможной частоте вращения коленчатого вала с использованием ограничителя, равной 3650 мин<sup>-1</sup>, напряжения втрое ниже, чем при 4400 мин<sup>-1</sup>, когда есть резонанс изгибных колебаний. Такое снижение обеспечивает безопасную работу силового агрегата даже при большом дисбалансе двигателя.

Несоблюдение этого условия приносит огромные убытки народному хозяйству, особенно если учитывать, что оно может относиться и ко многим другим моделям автомобилей, а также к другим деталям силового агрегата. Как показано в работе [6], проводившейся на другом двигателе, при высоких частотах вращения коленчатого вала возникают очень опасные резонансные крутильные колебания коленчатого вала, приводящие к поломкам как самого коленчатого вала, так и других деталей двигателя.

Учитывая, что эксплуатация автомобилей с неисправным или отключенным ограничителем частоты вращения коленчатого вала все же возможна, не следует допускать к эксплуатации автомобилей с повышенным дисбалансом двигателя и слабым креплением резьбовых соединений картерных деталей. Можно считать, что в плоскости маховика может быть допущен дисбаланс двигателя 150—200 г·см (в зависимости от пробега автомобиля), а в плоскости шкива в 2—3 раза меньше (вне связи с изгибными колебаниями). Этот контроль следовало бы осуществлять с помощью ограничителей частоты вращения



коленчатого вала по простейшему тахометру. Расходы по организации контроля окупятся бы в течение первого года.

Момент затяжки резьбовых соединений картерных деталей по ОСТу должен быть 50—60 Н·м для крепления картера сцепления к блоку цилиндров (диаметр 10 мм) и 100—120 Н·м для шпилек крепления коробки передач к картеру сцепления (диаметр 12 мм). Можно организовать хотя бы выборочный контроль затяжки с помощью динамометрических ключей.

Из сказанного выше следует, что целесообразно проработать вопрос о повышении жесткости картера сцепления и его связи с блоком цилиндров и коробкой передач в нижней части, а в перспективе — о расчленении силового агрегата.

На основании выполненных работ можно утверждать, что единственной причиной поломок картерных деталей являются их резонансные (или близкие к резонансным) изгибные колебания, возбуждаемые неуравновешенными силами инерции преимущественно первого порядка при высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Эти колебания могут быть также причиной ослабления резьбовых соединений, потери герметичности стыков, поломок закрепленных на силовом агрегате деталей и узлов, а также повышенного шума и вибраций в салоне автомобиля. Детали и узлы, закрепленные на силовом агрегате, могут иметь поломки вследствие своих собственных резонансов. Колебания, возбуждаемые дорожными неровностями, для силового агрегата и закрепленных на нем деталей и узлов, кроме деталей подвески, никакой опасности не представляют.

Для уменьшения указанных колебаний и исключения поломок необходимо уравнивание сил инерции силовой передачи, особенно первого порядка, ограничение максимальной частоты вращения коленчатого вала, увеличение жесткости связи отдельных элементов силового агрегата, облегчение наиболее удаленных от середины силового агрегата масс и сосредоточение наиболее тяжелых масс в середине, укорочение силового агрегата, в том числе и путем разделения его на части. Рацио-

нальным выбором подвески силового агрегата невозможно уменьшить его изгибные колебания и устранить поломки.

При доводочных работах, связанных с указанными поломками, можно полностью исключить дорожные испытания. Стендовые испытания следует проводить на резонансном или близком к нему режиме, причем можно ограничиться режимом холостого хода двигателя. Достаточно, чтобы силовая передача состояла из силового агрегата и переднего карданного вала, у которого подшипник заднего конца закреплен на жесткой опоре. Возмущающая сила (дисбаланс) должна действовать в сечении, имеющем наибольшую амплитуду колебаний или близком к нему.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасов А. Я., Баганов В. В. Исследование причин поломок картеров сцепления на автомобилях ГАЗ-21, ГАЗ-24, ГАЗ-53А. — В сб.: Исследования в области конструирования автомобилей. М.: Машиностроение, 1970.
2. Тарасов А. Я., Баганов В. В., Усольцев В. Р. Резонансные изгибные колебания силовой передачи. М.: Наука, 1971.
3. Динамические нагрузки в зоне соединения двигателя и коробки передач / Г. Д. Чернышев, Г. И. Семенов, Л. К. Чудakov, Е. П. Романов. — Автомобильная промышленность, 1975, № 5, с. 9—12.
4. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1970.
5. Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский и др. М.: Машиностроение, 1976.
6. Тарасов А. Я., Тихонов Ю. В., Баганов В. В. Экспериментальное исследование влияния крутильных колебаний коленчатого вала на поломки деталей двигателей. — Автомобильная промышленность, 1976, № 7, с. 3—4.

УДК 629.113-598

# Экспериментальная оценка схем применения антиблокировочных тормозных систем

Канд. техн. наук Л. В. ГУРЕВИЧ, А. Р. СПИРИН  
НИИавтоприборов

**АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ** тормозная система (АБС) состоит из одного или нескольких управляющих каналов, каждый из которых, будучи автономной функциональной структурой, контролирует определенное число колес автомобиля (одно колесо, колеса одной оси, одного борта и т. п.). Различное сочетание каналов АБС на автомобиле называется схемой применения АБС [1].

Теоретически количество возможных схем применения может быть велико, однако на практике используется ограниченное число вариантов, обозначаемое цифровым кодом, несущим информацию о количестве датчиков и исполнительных органов (модуляторов) на каждой оси автомобиля [1]. Так, например, АБС, индивидуально управляющая каждым колесом двухосного автомобиля, будет обозначаться числом 2222 (первая цифра — число датчиков, вторая — модуляторов на переднем мосту, третья и четвертая — то же, на заднем мосту). Если оба колеса переднего моста управляются одним каналом, а задние — индивидуально, схема будет обозначена цифрами 2122; если АБС контролирует только задний мост автомобиля, а датчик расположен на входе главной передачи, — то цифрами 0011, и т. д.

Схема применения АБС значительно влияет на устойчивость, управляемость и тормозную эффективность автомобиля, его экономичность в расходе сжатого воздуха, наконец, на стоимость АБС [1 и 2]. Очевидно, что выбор оптимальной для данного автотранспортного средства схемы применения АБС имеет существенное значение для эффективности этой системы. С наименьшими затратами такой выбор можно осуществить при помощи многофакторной пространственной модели автомобиля.

Альтернативой моделированию являются дорожные испытания автомобиля-лаборатории, на котором оперативно реализуются различные схемы применения АБС. Этот способ обладает

следующими недостатками: менее универсален (выводы по испытаниям действительны лишь для испытанной модели автотранспортного средства или, в крайнем случае, для достаточно близких по типу автомобилей, причем объективной оценки этому пока нет); требует создания специальной коммутирующей аппаратуры, стабильности условий и режимов испытаний, наличия скользких и смешанных по сцеплению дорог и т. д. Кроме того, этот метод отличается большими разбросами результатов, что увеличивает объем и трудоемкость испытаний.

Решающее преимущество дорожных испытаний заключается в реальности результатов, полученных непосредственно на автомобиле, и в возможности дать объективную и тормозной системе не только объективную, но и субъективную оценку.

В НИИавтоприборов путем дорожных испытаний решена задача выбора оптимальной схемы применения АБС для двухосного грузового автомобиля МАЗ-500. Этот автомобиль имеет двухконтурную рабочую тормозную систему и четыре по колесных канала АБС, которые при помощи специального блока набора программ коммутируются в следующие схемы применения: 2222, 2121, 2221, 2122, 0022, 0021, 2200, 2100, а также в условную схему 0000 (торможение без АБС). Схемы 2200 и 2100 не исследовали, поскольку они заведомо не обеспечивают устойчивость автомобиля при торможении.

Испытания проводили способом сравнения состояний [3]. Эталонным состоянием считалась схема применения 0000.

Устойчивость и управляемость автомобиля оценивали по линейному  $\delta$  и угловому  $\gamma$  отклонениям автомобиля от заданного направления движения, а тормозную эффективность — по тормозному пути  $S_T$ . Критериями оценки в соответствии с совместной методикой дорожных испытаний АБС НИИавтоприборов и Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ служили коэффициент оценки тормозной эффективности  $\epsilon_S$  и показатели управляемости  $\Delta_\delta$  и  $\Delta_\gamma$  [4]. Параметр  $\delta$  изме-

рвался только при выходе автомобиля из заданного коридора движения шириной 3,5 м.

Расход сжатого воздуха оценивали по величине остаточного давления в ресиверах тормозных контуров. Результаты испытаний сравнивали с величиной давления, достаточной для нормированного стандартом ОСТ 37.001.016—70 срабатывания запасной тормозной системы.

Параметры  $\delta$  и  $\gamma$  определяли по разметке испытательного участка,  $S_T$  и начальную скорость торможения  $v_0$  фиксировали цифровым прибором ПС-705. Давление в ресиверах определяли по образцовым манометрам.

Автомобиль проходил испытания в негруженом состоянии, так как оно является наилучшим с точки зрения условий работы АБС — вероятность блокирования колес больше, темп блокирования выше, темп разгона в относительном движении ниже, а относительные погрешности в реализации алгоритма больше.

Блоки управления АБС имели повышенное значение скорости, при которой АБС отключается (10—12 км/ч). Это позволило автомобилю проходить перед остановкой некоторую часть пути с отключенной АБС, в результате чего влияние схем применения системы на устойчивость движения проявлялось более ярко. В период работы АБС автомобиль практически во всех условиях сохранял устойчивость.

Часть измерений проводили при искусственной бортовой несинхронности срабатывания передних тормозов одного борта, когда тормозные силы правого и левого колес достигали одинакового значения в течение разного времени. Это получали путем установки различных ходов штоков передних тормозных камер (40 мм справа и 25 мм слева). Поскольку перед началом испытаний тормозные механизмы были тщательно приработаны, разворачивающие моменты при торможении на однородном по сцеплению покрытии дороги, являющиеся причиной потери автомобилем устойчивости, были минимальными, и эффективность схем применения АБС проявлялась менее ярко. Несинхронность срабатывания передних тормозов давала значительный разворачивающий момент, что позволило проверить АБС в условиях вероятной в эксплуатации разрегулированности.

Испытания проводили на прямолинейных участках дорог Автополигона НАМИ, имеющих покрытия в виде гладкого льда, укатанного снега, сухого асфальтобетона, а также при бортовой неравномерности сцепления — под одним бортом автомобиля сухое асфальтобетонное покрытие, а под другим — лед (испытания «микст»). Управляемость оценивали испытаниями «поворот», т. е. при торможении автомобиля, движущегося по круговой траектории радиусом 35 м на укатанном снегу и сухом асфальтобетонном покрытии.

Все измерения проводили при полных экстренных торможениях с заданных начальных скоростей. При испытаниях «поворот» торможения осуществляли с начальной скоростью  $v_0 = 0,8 v_{кр}$  ( $v_{кр}$  — критическая скорость прохождения данного участка без торможения). Величину этой скорости определяли предварительными испытаниями, во время которых автомобиль доводили до замеса или начала опрокидывания.

Начинали измерения при давлении в ресиверах рабочей тормозной системы  $0,71 \pm 0,05$  МПа. Торможения проводили при нейтральном положении рычага переключения передач.

Испытания показали, что для скользких покрытий характерен значительный разброс величин параметров  $\delta$ ,  $\gamma$ ,  $S_T$ . Это

объясняется обычной в данных условиях нестабильностью сцепления, что было оценено исходя из величин тормозных путей, полученных при торможении с АБС со схемой 0000 (блокирование всех колес автомобиля). Условный коэффициент сцепления определяли по формуле

$$\Phi_{усл} = \frac{v_0^2}{2g(S_T - v_0 \tau_{ср})}$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$\tau_{ср}$  — время срабатывания (принято равным 0,3 с).

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

Покрытие дороги	Среднее значение $\Phi_{усл}$	Максимальное относительное отклонение $\Phi_{усл}$ , %
Лед	0,08	12,5
Укатанный снег	0,16	62,5
Сухой асфальтобетон	0,87	9,2

Из таблицы видно, что сцепные условия автомобиля особенно сильно менялись при движении по укатанному снегу. Было установлено, что если для твердых покрытий дороги изменение параметра  $\Phi_{усл}$  от начала до конца испытаний в течение одного дня линейно и допускает простое усреднение, то для укатанного снега оно нелинейно, и коэффициент сцепления несколько стабилизируется лишь к концу испытаний. В связи с этим при движении по данному покрытию параметры  $S_T$  сравнивали с «ближайшими» по времени величинами  $S_{T0}$ .

Результаты испытаний, полученные усреднением экспериментальных данных, приведены в табл. 2. Исследования показали, что результаты измерения тормозного пути при развороте автомобиля на угол  $\gamma \geq 50^\circ$  нельзя считать достоверными, поэтому такие данные в табл. 2 не приведены.

Анализ результатов испытаний и субъективное мнение испытателей позволяют сделать следующие выводы:

1. Для схемы применения 2222. При достаточно длительной работе АБС (после 3—4 циклов) колеса каждой оси испытывают торможение практически в противофазе, что объясняется влиянием крутильных колебаний мостов, приводящим к искажению получаемой датчиками информации. Торможение в противофазе и бортовая неравномерность сцепления (АБС индивидуально управляет разными колесами осей) приводят к возникновению разворачивающих моментов. Вследствие этого автомобиль при торможении заметно «рыскает», и управление им затрудняется. При испытаниях «микст» водитель иногда не может удержать рулевое колесо. Тормозная эффективность высокая.

2. Для схемы применения 2121. «Рысканье» отсутствует, автомобилем легко управлять, обеспечиваются высокая устойчивость и управляемость. Тормозная эффективность на неоднородных покрытиях ниже, чем при схеме 2222, в связи с тем, что АБС регулирует оба колеса оси по одному из них, находящемуся на участке с худшим сцеплением.

3. Для схемы применения 2221. Создаются рычки на руле из-за индивидуального управления колесами передней оси. Управлять автомобилем несколько легче, чем при

Таблица 2

Режим испытаний	0000			2222			2121			2221			2122			0022			0021				
	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град	$S_T$ , м	$\delta$ , м	$\gamma$ , град		
Ледяное покрытие при $v_0$ , км/ч:																							
30	45,1	0,1	2	52,9	0	0	57,7	0	1	52,4	0	1	51,4	0	0	44,3	0	0	44,3	0	0		
50	135,0	0,4	4	134,6	0,1	3	146,0	0,1	3	139,5	0	3	136,0	0,1	4	131,5	0	3	138,3	0	0		
50, НС	129,2	3,0	33	108,1	0,5	11	122,1	0	6	118,4	0,1	3	127,4	0,1	8	132,4	0	1	142,2	0	0		
Укатанный снег при $v_0$ , км/ч:																							
30	25,0	0,9	16	21,6	0	1	23,9	0	1	23,6	0	2	22,4	0	1	23,1	0	3	26,1	0	1		
50	107,2	2,1	36	88,1	0	1	99,4	0	1	94,5	0	1	104,4	0	1	95,7	1,0	10	98,2	0,4	3		
50, НС	—	2,1	94	88,1	0,1	6	105,1	0	2	83,0	0	3	111,8	0	0	115,8	0,8	13	112,6	0,4	12		
Сухое асфальтобетонное покрытие при $v_0$ , км/ч:																							
40	10,0	0	2	10,8	0	1	10,7	0	1	11,3	0	1	11,3	0	0	11,0	0	0	10,4	0	1		
70	30,0	1,7	35	32,7	0,1	2	33,1	0	0	32,6	0	1	32,2	0	1	31,5	0	0	31,4	0	0		
Испытания «микст» при $v_0$ , км/ч:																							
30	—	1,7	106	—	1,7	108	20,5	0,5	19	16,6	0,4	14	17,2	1,4	36	—	1,7	71	16,1	1,7	35		
50	—	2,3	343	—	1,9	233	56,5	0,4	13	—	1,6	77	—	3,3	190	—	2,8	270	40,7	2,5	10		
Покрытие укатанный снег, «поворот», $v_0 = 35$ км/ч	—	4,0	50	25,2	0	0	24,5	0	0	24,5	0,4	2	22,7	0	2	20,4	1,9	7	23,5	3,5	19		
Асфальтобетонное покрытие, «поворот», $v_0 = 48$ км/ч	15,4	3,7	30	16,8	0,2	3	21,5	0	0	19,7	0,6	0	18,8	0	2	19,5	0	0	18,9	0,4	0		

Примечания. 1. Знак «—» означает невозможность измерения ввиду потери устойчивости.

2. «НС» означает несинхронность срабатывания передних тормозных механизмов.

схеме 2222 (нет разворачивающего момента на задней оси), но труднее, чем при схеме 2121.

4. Для схемы применения 2122. Наблюдается «рысканье» задней части автомобиля, рыбки на руле отсутствуют.

5. Для схемы применения 0022. Так же как при схеме 2122, наблюдается «рысканье» задней части, управляемость не обеспечивается.

6. Для схемы применения 0021. Управляемость не обеспечивается, «рысканье» отсутствует.

7. Для всех схем применения. Расход сжатого воздуха примерно одинаков. Остаточное давление в любых режимах испытаний не снижалось до уровня, соответствующего нормативу для запасной тормозной системы.

8. Для всех схем применения. Обеспечивали тормозную эффективность выше предписанной стандартом ГОСТ 37.001. 016—70 для испытаний «ноль» данного автомобиля.

Результаты испытаний, характеризующие устойчивость, управляемость и тормозную эффективность автомобиля с АБС, позволяют ранжировать схемы ее применения по предпочтительности путем сравнения средних величин оценочных коэффициентов  $\epsilon$ , равных,

$$\epsilon_{\delta} = \frac{\delta_0 - \delta_i}{\delta_0}; \quad \epsilon_{\gamma} = \frac{\gamma_0 - \gamma_i}{\gamma_0}; \quad \epsilon_S = \frac{S_{T0} - S_{Ti}}{S_{T0}}, \quad (1)$$

где 0 — индекс схемы применения 0000;

$i$  — индекс оцениваемой схемы применения.

Важным критерием при сравнении схем применения АБС является стоимость ее элементов. Соответствующие оценочные коэффициенты можно определить по формуле, сравнивающей схемы применения с наиболее дорогой схемой 2222,

$$\epsilon_s = \frac{(K_{\delta} n_{\delta} + K_{\gamma} n_{\gamma} + K_M n_M)_{2222} - (K_{\delta} n_{\delta} + K_{\gamma} n_{\gamma} + K_M n_M)_i}{(K_{\delta} n_{\delta} + K_{\gamma} n_{\gamma} + K_M n_M)_{2222}}, \quad (2)$$

где  $K_{\delta}$ ,  $K_{\gamma}$ ,  $K_M$  — весовые коэффициенты стоимостей соответственно датчика, блока управления и модулятора АБС;  $n_{\delta}$ ,  $n_{\gamma}$ ,  $n_M$  — число элементов АБС в данной схеме применения.

Приблизительное соотношение весовых коэффициентов, по зарубежным данным [4],  $K_{\delta}:K_{\gamma}:K_M = 0,02:0,5:0,3$ , а по предварительному расчету экономической эффективности отечественной экспериментальной АБС — соответственно 0,09:0,72:0,19.

Результаты расчета оценочных коэффициентов  $\epsilon$  для испытанных схем применения АБС по формулам (1) и (2) и последующего присуждения им условных мест предпочтительности  $m$  приведены в табл. 3.

Таблица 3

Схема применения АБС	Устойчивость			Управляемость			Тормозная эффективность		Стоимость		Итоговое место предпочтительности
	$\epsilon_{\delta}$	$\epsilon_{\gamma}$	$m$	$\epsilon_{\delta}$	$\epsilon_{\gamma}$	$m$	$\epsilon_S$	$m$	$\epsilon_s$	$m$	
2222	0,66	0,66	5—6	0,98	0,95	3	0,01	1	0	6	5
2121	0,83	0,76	2	1,00	1,00	1	—0,10	6	0,4	3	1
2221	0,81	0,80	1	0,85	0,98	4	—0,06	5	0,2	4—5	2
2122	0,65	0,77	4	1,00	0,98	2	—0,05	4	0,2	4—5	4
0022	0,59	0,72	5—6	0,77	0,93	5	—0,02	2	0,5	2	6
0021	0,69	0,89	3	0,51	0,81	6	—0,04	3	0,7	1	3

При расчете все качества приняты равноценными. Экономичность АБС по расходу сжатого воздуха не учитывалась, так как разница схем по этому параметру незначительна, а само качество наименее весомо.

Таким образом, по результатам испытаний и субъективным оценкам испытателей для автомобиля МАЗ-500 наиболее предпочтительна АБС по схеме 2121 (двухканальная система, действующая автономно на переднюю и заднюю оси).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуревич Л. В. Существующие схемы применения автомобильных антиблокировочных систем. — В сб.: Автотракторное электрооборудование. М.: НИИНавтопром, 1977, № 4, с. 5—9.
2. Петров В. А. Автоматические системы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1974. 335 с.
3. Гуревич Л. В. Современные методы дорожных испытаний автомобильных антиблокировочных систем. М.: НИИНавтопром, 1978, 98 с.
4. Гуревич Л. В. Антиблокировочная тормозная система фирмы Bendix для американского рынка. — В сб.: Автотракторное электрооборудование. М.: НИИНавтопром, 1979, № 4, с. 2—6.

УДК 629.113-592.121.001.5

## Анализ рабочего процесса тормозных механизмов с клиновым разжимом колодок

И. В. ТУМАСЯНЦ  
НАМИ

**РАБОЧИЙ** процесс колесного барабанного тормозного механизма характерен сочетанием ряда конструктивных технологических и эксплуатационных факторов. Главными конструктивными факторами, определяющими характер протекания рабочего процесса любого барабанного тормозного механизма, являются тип каждой из тормозных колодок (с самоусилием — захватываемая, без самоусиления — отжимная), их число степеней свободы (фиксированная колодка при одной степени свободы, плавающая — при двух степенях свободы) и тип разжимного устройства (механизм равных сил — сообщающий одинаковые усилия каждой из колодок, механизм равных перемещений — сообщающий одинаковые перемещения каждой из колодок).

Сочетая эти конструктивные факторы, можно создавать барабанные тормозные механизмы, различающиеся как по конструкции, так и по характеру рабочих процессов, а следовательно, и по выходным параметрам.

Анализ многих современных зарубежных конструкций тормозных механизмов с клиновым разжимом колодок свидетельствует о том, что почти все они выполняются по схеме, в которой обе тормозные колодки являются захватываемыми при любом направлении вращения тормозного барабана (по зарубежной терминологии, схема «дуо-дуплекс» (рис. 1). Известны также конструкции тормозов, выполненные по схеме, в которой

одна из колодок является захватываемой, а вторая — отжимной (схема «симплекс»).

На рис. 2 представлена зависимость коэффициентов эффективности  $K_{\epsilon}$  от коэффициента трения  $\mu$  для различных типов барабанных и дискового тормозных механизмов [1]. Из графика видно, что с точки зрения стабильности коэффициента эффективности более предпочтительны тормоза с двумя отжимными колодками (кривая 4) и дисковый (кривая 5). Однако в таких тормозных механизмах для получения заданной эффективности торможения в диапазоне обычных величин коэффициентов трения  $\mu = 0,3 \div 0,4$  необходимо создание значительных приводных усилий, а следовательно и громоздких приводов. Это обстоятельство вынуждает в настоящее время отдавать предпочтение тормозным механизмам, обладающим высоким значением коэффициента эффективности [2].

Как известно, показатели эффективности и стабильности для тормозного механизма являются антогонистичными, поскольку высокая эффективность обуславливает высокую степень неустойчивости, и наоборот [3]. Оптимальным сочетанием этих показателей обладают тормозные механизмы с клиновым разжимом колодок, что достигается за счет обеспечения каждой тормозной колодке двух степеней свободы. При этом весь тормозной узел получает удачное конструктивное решение. Применение колодок с двумя степенями свободы позволяет обес-

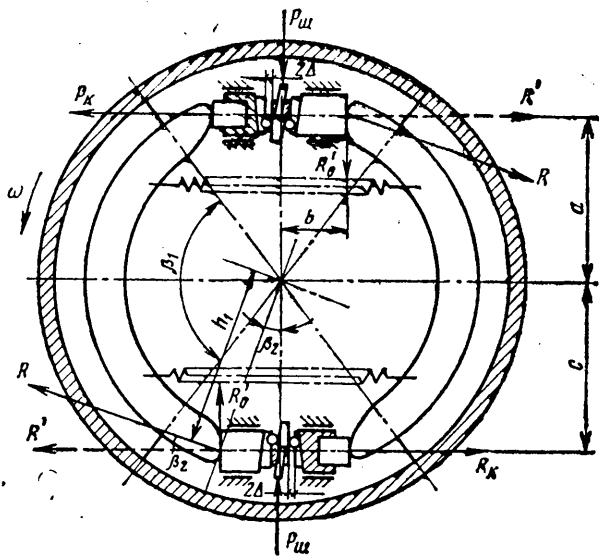


Рис. 1. Схема тормозного механизма с клиновым разжимом колодок типа «дуо-дуплекс» и распределение усилий в нем при торможении

печить высокое значение коэффициента эффективности за счет самоустановки колодки, благодаря чему положение зоны контакта фрикционной накладки меняется. В результате этого эпюра удельных давлений при изменении коэффициента трения выравнивается и компенсируется влияние этого изменения на величину коэффициента эффективности [4]. Отметим, что применение колодок с двумя степенями свободы в тормозных механизмах с клиновым разжимом возможно только благодаря тому, что клиновое разжимное устройство является механизмом равных сил.

Альтернативный тип разжимных устройств — механизм равных перемещений, — к которому относятся широко применяемые кулачковые разжимные устройства, не может применяться в сочетании с тормозными колодками, имеющими две степени свободы, поскольку кинематика такого разжимного устройства требует обязательного шарнирного закрепления противоположных концов тормозных колодок, что обеспечивает каждой колодке только одну степень свободы.

Из сказанного следует, что применение клиновых разжимных устройств с плавающим клином позволяет:

за счет компактности разжимного устройства применить в тормозном механизме два разжима, т. е. обеспечить возможность индивидуального привода каждой из колодок, создать тормозной механизм, выполненный по высокоэффективной схеме — с двумя захватываемыми колодками;

за счет схемы клинового разжимного устройства, характеризующего как механизм равных сил, применить тормозные колодки с двумя степенями свободы, обеспечивающими повышение стабильности действия тормозных механизмов. При рассмотрении общей схемы тормоза с клиновым разжимом и двумя захватываемыми колодками видна абсолютная идентичность силового нагружения обеих колодок при любом направлении вращения тормозного барабана (см. рис. 1).

Одинаковое силовое нагружение тормозных колодок при любом направлении вращения тормозного барабана в данной схеме тормозного механизма является следствием особенностей работы силовой схемы клинового разжимного устройства, в котором при действии приводного усилия  $P_{ш}$  на клин, каждый из толкателей воздействует на концы тормозных колодок.

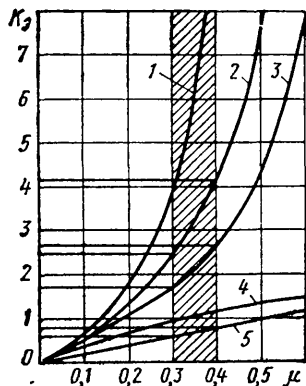


Рис. 2. Изменение коэффициента эффективности тормозных механизмов различного типа: 1 — с самоустановкой; 2 — с двумя захватываемыми колодками; 3 — с одной захватываемой колодкой; 4 — с двумя отжимными колодками; 5 — дисковый тормоз

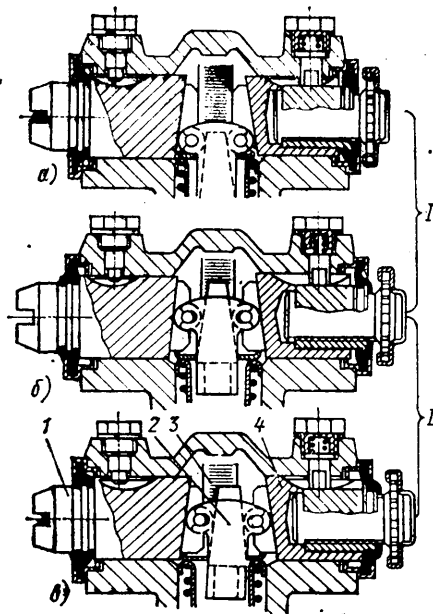


Рис. 3. Фазы (I—II) рабочего процесса клинового разжимного устройства:

а — исходное положение; б — колодки раздвинуты, тормозной момент отсутствует; в — тормозные колодки под действием сил трения повернуты, опорный толкатель опирается на выступ-упор, клин смещен

Во всех современных тормозных механизмах в конструкции клиновых разжимных устройств предусмотрен опорный выступ в корпусе, воспринимающий опорное усилие, передающееся от опорного конца тормозной колодки на опорный (при движении автомобиля вперед) и регулировочный (при движении назад) толкатели (рис. 3). Конструкция клинового разжимного устройства в зависимости от направления вращения тормозного барабана обеспечивает возможность передачи одним из толкателей разжимного усилия на носок приводимой им колодки и восприятие другим толкателем опорного усилия от другой (опирающейся на него) тормозной колодки. Таким образом в зависимости от направления вращения тормозного барабана каждый из толкателей может быть либо приводным, либо опорным; т. е. кинематика тормозных колодок и деталей клиновых разжимных устройств (клина и толкателей) при действии тормозного механизма представляет собой процесс, состоящий из нескольких фаз и связанный с направлением вращения тормозного барабана.

В исходном (нейтральном) положении между обеими колодками тормоза и тормозным барабаном по оси толкателей существует зазор  $\Delta$  (см. рис. 1), который определяет величину радиального зазора  $z$  между колодкой и тормозным барабаном. При этом (рис. 3,а) клин 2 разжимного устройства под действием своей возвратной пружины находится в крайнем (исходном) положении, упираясь в шток тормозной камеры, оба толкателя (1 и 4) усилием  $P_k$  стяжных пружин колодок тормоза прижаты своими внутренними опорными торцами к выступу-упору, расположенному в корпусе разжимного устройства.

При приведении тормоза в действие шток тормозной камеры перемещает клин, который, раздвигая толкатели, отводит их от упоров. В конце этой фазы оба толкателя отводятся от упора на одинаковое расстояние, равное величине зазора  $\Delta$ . Такой же процесс происходит одновременно и во втором разжимном устройстве тормоза.

Под действием четырех толкателей разжимных устройств обе тормозные колодки перемещаются в направлении рабочей поверхности тормозного барабана. Эту фазу (рис. 3,б) можно назвать фазой выбора зазоров в разжимном устройстве и между фрикционными поверхностями.

Начало следующей фазы (рис. 3,в) — вступление фрикционных поверхностей в силовой контакт, т. е. возникновение тормозного момента. Поскольку направление действия тормозных сил совпадает с направлением вращения тормозного барабана, обе тормозные колодки, будучи захватываемыми, увлекаются барабаном. При этом толкатель, усилие которого направлено в сторону, противоположную направлению вращения барабана, под действием результирующей силы трения перемещается на величину  $\Delta$  в сторону выступа-упора и упирается в него. На такую же величину  $\Delta$  перемещается и толкатель, усилие которого совпадает с направлением вращения барабана.

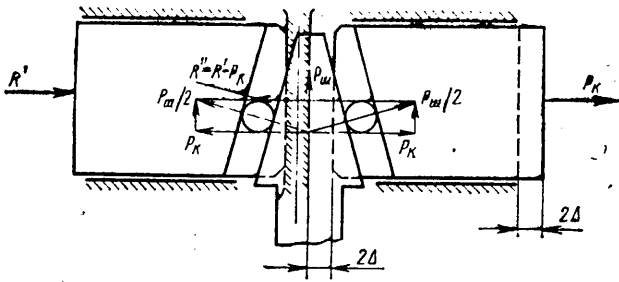


Рис. 4. Схема действия оил в клиновом разжимном устройстве при торможении (поворот клина на угол  $\gamma$  не учтен)

Вследствие этого общее перемещение приводного (регулирующего) толкателя будет составлять в конце второй фазы  $2\Delta$  (рис. 4). Такое же перемещение получает и носок каждой тормозной колодки.

Таким образом, конец второй фазы характеризуется тем, что каждый из опорных толкателей прижат к упору, а клин сдвинут вдоль своей оси на величину хода штока тормозной камеры, и его ось получила наклон на угол  $\gamma$  по отношению к оси штока камеры. Каждый же из приводных (регулирующих) толкателей при этом перемещен на расстояние  $2\Delta$  от выступа-упора, опорный конец каждой из тормозных колодок жестко опирается на опорный толкатель, и фрикционные поверхности тормозных колодок с усилием прижаты к рабочей поверхности тормозного барабана.

Из анализа рабочего процесса тормозного механизма с клиновым разжимом колодок, выполненного по схеме «дво-дуплекс», становится очевидным, что при всяком увеличении нормального зазора между тормозным барабаном и колодкой на

величину  $x$  (за счет износа фрикционных накладок) зазор между колодкой и тормозным барабаном по оси разжима толкателей возрастает на величину  $x/\cos 0,5\beta$ . Следовательно, перемещение приводного толкателя в каждом разжимном устройстве в конце второй фазы будет составлять  $2(\Delta + x/\cos 0,5\beta)$ .

Таким образом, при создании конструкции автоматического регулятора зазора необходимо учитывать, что элементом, принимающим увеличение зазора в тормозном механизме, является приводной толкатель клинового разжимного устройства. Поэтому нужно предусматривать периодическое автоматическое удлинение приводного толкателя на величину, равную двойному увеличению зазора между фрикционной накладкой и тормозным барабаном, которое возникает за счет износа фрикционной пары. Правильно выполненный и стабильно работающий автоматический регулятор зазора обеспечивает постоянную величину перемещения толкателя при каждом торможении и, следовательно, служит гарантией постоянной величины хода клина. Это необходимо для стабильной и надежной работы тормозного механизма (учитывая падающий характер кривой изменения усилия на штоке тормозной камеры при увеличении хода клина).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оржевский И. С. Автомобильные дисковые тормоза. М.: НИИНавтопром, 1966. 51 с.
2. Тумасянц И. В. ЭИ Конструкции автомобилей, М.: НИИНавтопром, 1978, № 5, с. 15—17.
3. Фаробин Я. Е. Стабильность тормозов автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1968, № 1, с. 14—17
4. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянов и др. Львов: Вища школа, 1974. 52 с.

УДК 629.113.012.3-254.6.001.5:539.4

## Влияние типа крепления дисков колес на их усталостную прочность

С. М. СИВЕНКОВ

Центральное конструкторско-технологическое бюро колесного производства

**В** ПОСЛЕДНЕЕ время было широко распространено крепление двоярных дисковых колес при помощи гайки и футорки с центрированием по сферическим фаскам шпильчатых отверстий. Такой способ крепления имеет существенные недостатки — частые поломки шпилек, ослабление дисков двусторонней фаской, невозможность контроля затяжки внутреннего диска, «прикипание» наружных гаек к футоркам, — следствием которых является снижение сроков службы дисков автомобильных колес [1].

В связи с этим стали применять другой вид крепления — базирование колес на ступице по центральным отверстиям дисков, прикрепляемых к ступице гайкой с шайбой, имеющей плоский торец [2].

Анализ способов крепления дисковых колес показал, что по основным технико-экономическим и эксплуатационным показателям крепление дисков колес одной гайкой с плоской шайбой имеет значительные преимущества. Однако сравнительных данных о влиянии способа крепления дисков колес на их усталостную прочность в настоящее время нет.

Проведены сравнительные стендовые испытания дисков колес размера 7,0—2,0, изготовленных под крепления обоих типов.

Из рис. 1, а, б видно принципиальное различие в характере разрушения дисков обоих вариантов, обусловленное особенностями их закрепления на ступице. Использование крепления дисков колес одной гайкой с плоской шайбой позволило исключить высокие контактные напряжения на кромках шпильчатых отверстий, увеличить протяженность зоны зацепления и сместить опасную зону в область меньшей нагруженности. Характер разрушения позволяет предположить, что диски, выполненные под такое крепление, имеют более высокий уровень усталостной прочности, чем диски крепления при помощи гайки и футорки.

Результаты испытаний обрабатывали методом математической статистики.

Получены и построены (рис. 2) следующие корреляционные зависимости усталостной прочности от нагрузки, соответствующие вероятности разрушения  $P=0,50$ : для серийных дисков (сплошная линия) крепление гайкой и футоркой

$$\lg Ni = -4,8152 \lg Mi + 20,1182;$$

для опытных дисков (штриховая линия) крепление одной гайкой с плоской шайбой

$$\lg Ni = -5,8243 \lg Mi + 23,3956.$$

Из рис. 2 видно, что различия в усталостной прочности дисков сопоставляемых вариантов постоянно увеличиваются по мере снижения нагрузочных режимов, т. е. приближения к эксплуатационным нагрузкам. Например, если при нагрузке

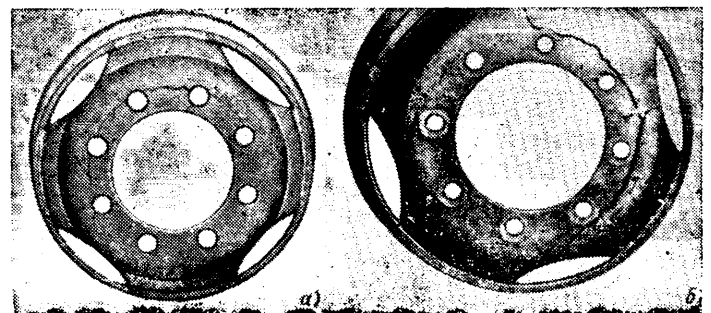


Рис. 1. Характер разрушения дисков колес размера 7,0—2,0, выполненных под крепление гайкой и футоркой (а) и одной гайкой с плоской шайбой (б)

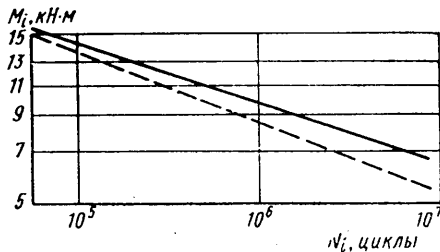


Рис. 2. Кривые усталостной прочности серийных и опытных дисков колес

15,5 кН·м отношение средневероятных значений усталостной прочности опытных и серийных дисков равно 1,2, то при нагрузке 9,40 кН·м оно составляет 1,9. Таким образом, уровень усталостной прочности дисков, выполненных под крепление одной гайкой с плоской шайбой, при нагрузках, соответствующих наиболее вероятным эксплуатационным, не менее чем в 2 раза превышает уровень усталостной прочности дисков с креплением гайкой и футоркой (рис. 2). Интервал эксплуатационных нагрузок, действующих на диск автомобильного ко-

леса при различных условиях движения автомобиля, определен в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [3].

Пределы выносливости по нагрузке, полученные экстраполяцией по приведенным выше корреляционным уравнениям до нагрузки, соответствующей 10 циклам (рис. 2), составляют для опытных дисков 0,650 кН·м (сплошная линия), для серийных 0,530 кН·м (штриховая линия).

Таким образом, применение крепления одной гайкой с плоской шайбой позволяет существенно повысить прочностные характеристики дисков колес.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балабин И. В., Путин В. А. К вопросу о рациональной конструкции крепления дисковых колес грузовых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1963, № 3, с. 24—27.
2. Курец Е. В. Повышение технического уровня конструкций колес для грузовых автомобилей, автобусов и прицепов. ЭИ. Конструкция автомобилей, НИИНавтопром, 1978, № 11.
3. Грубичек В. Методика определения основных размеров автомобильных колес. ЭИ. Автомобилестроение, 1973, № 28.

УДК 629.113-585.22.001.5:681.3

## Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт

С. Б. САМАРЦЕВ, канд. техн. наук В. П. ТАРАСИК, В. А. ШИРОЧЕНКО, В. Н. ГУРЛЕНЯ, А. Ф. МИТЯЕВ  
Белорусский автомобильный завод, Могилевский машиностроительный институт

**П** РОЦЕСС включения многодисковых фрикционных муфт с гидравлическими нажимными устройствами сопровождается возникновением больших динамических нагрузок в трансмиссии, а также значительным удельным тепловым потоком на поверхностях фрикционных дисков, что ведет к повышенному их нагреву. Поэтому выбор основных конструктивных параметров фрикционных элементов — числа пар трения и толщины фрикционных дисков — необходимо проводить с учетом условий эксплуатации и теплового режима работы муфты [1].

С этой целью составлена методика исследования переходных процессов в гидромеханической трансмиссии автомобиля БелАЗ-548А с использованием ЭЦВМ «Минск-32». Принята четырехмассовая динамическая модель автомобиля, учитывающая упругие свойства трансмиссии и шин, фрикционную связь колес с дорогой, нелинейность характеристик двигателя, гидротрансформатора и коэффициента трения, определенного по результатам экспериментальных исследований фрикционной муфты БелАЗ-540 [1], а также характеристики усилия сжатия пакета дисков гидродиском. Для расчета тепловой динамики муфты использованы дифференциальные уравнения теплопередачи, составленные на основе баланса тепловой энергии [1]. Отводом тепла из-за кратковременности процесса буксования ( $0,2-0,5$  с) пренебрегаем. Диски разбиваются на слои толщиной 0,1 мм, в середине которых определяется температура. Температура поверхностного слоя на глубине 0,05 мм считается усредненной поверхностной. Сумма толщин стального и металлокерамического дисков постоянна и равна сумме этих величин для серийной муфты автомобиля. Отметим, что муфта БелАЗ-540 имела следующие параметры фрикционных элементов: толщина стального диска  $\delta_{ст} = 2$  мм, диска с металлокерамическими накладками  $\delta_{МК} = 4$  мм, толщина накладок 0,75 мм, число пар трения  $z = 14$ . Дифференциальные уравнения движения масс автомобиля и теплопередачи решались численным методом Эйлера. Рассматривался случай трогания груженого автомобиля с места на первой и второй передачах, как наиболее тяжелый режим работы многодисковых фрикционных муфт.

Цель исследований — определение зависимостей температурного поля дисков от их толщины и числа пар трения, а также выбор оптимальных конструктивных параметров фрикционных элементов, обеспечивающих увеличение их долговечности.

На рис. 1 приведены зависимости поверхностной температуры стального диска  $\theta_{ст}$  от времени буксования муфты  $t_b$  для различного числа пар трения  $z$  при постоянной толщине диска  $\delta_{ст} = 2,5$  мм. Так как момент трения зависит от числа пар трения и в то же время для данной фрикционной муфты он должен быть одним и тем же при любом ее конструктивном исполнении, то с целью достижения сопоставимости результатов исследований принималось, что постоянство момента трения сохраняется независимо от числа пар трения за счет соответствующего изменения усилия сжатия дисков. Как видно из графиков, увеличение числа фрикционных пар приводит к возрастанию времени буксования муфты и снижению поверх-

ностной температуры нагрева дисков. При трогании на второй передаче (рис. 1, б) время буксования значительно выше, чем при трогании автомобиля на первой передаче (рис. 1, а), что ведет к повышению максимальной температуры на 15—20 К.

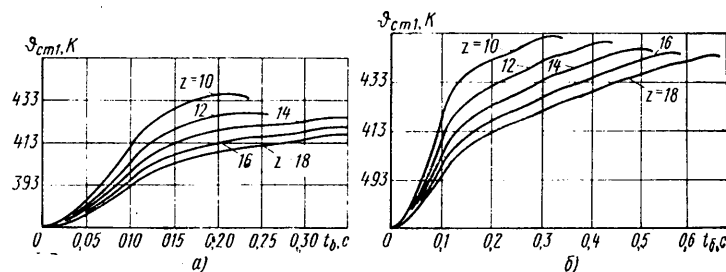
Зависимости поверхностной температуры стальных ( $\theta_{ст}$ ) и металлокерамических ( $\theta_{МК}$ ) дисков от времени буксования при различных толщинах и постоянном числе пар трения ( $z = 14$ ) показаны соответственно на рис. 2, а, б и рис. 2, в, г. Увеличение толщины стальных дисков приводит к понижению  $\theta_{ст}$  (рис. 2, а, б), но только до  $\delta_{ст} = 2,5-3,0$  мм. Дальнейшее увеличение толщины не вызывает желаемого снижения поверхностной температуры.

Приведенные на рис. 2, а, в характеристики соответствуют режиму трогания автомобиля на первой передаче, на рис. 2, б, г — на второй передаче.

Температурный нагрев металлокерамического диска (рис. 2, в, г) значительно ниже, чем стального, так как первый воспринимает меньшую величину теплового потока, определяемую более низкой теплопроводностью материала накладки (в 2,8 раза меньше, чем у стали). При уменьшении толщины  $\delta_{МК}$  до 2,1 мм максимум температуры  $\theta_{МК}$  увеличивается примерно на 5 К. Для графика рис. 2, г, соответствующего случаю трогания автомобиля на второй передаче при  $\delta_{МК} = 5,1-5,6$  мм такая тенденция изменения температуры не наблюдается.

Таким образом, стальной диск является более теплонагруженным, чем металлокерамический. Возрастание времени процесса буксования при увеличении  $z$  и  $\delta_{ст}$  (рис. 1 и рис. 2) связано с уменьшением поверхностной температуры стального диска, которая влияет на динамику коэффициента трения фрикционных элементов, что способствует более медленному нарастанию момента трения.

Постоянство времени буксования муфты при толщине  $\delta_{ст} = 2,5-4,0$  мм (рис. 2, а) или при  $\delta_{МК} = 2,1-3,6$  мм (рис. 2, в) обусловлено воздействием на переходный процесс колебательных свойств механической системы автомобиля, определяемых упругими свойствами трансмиссии и шин, хотя поверхностные температуры дисков при этом различны. Колебательный характер кривых температурных зависимостей как стального, так и ме-



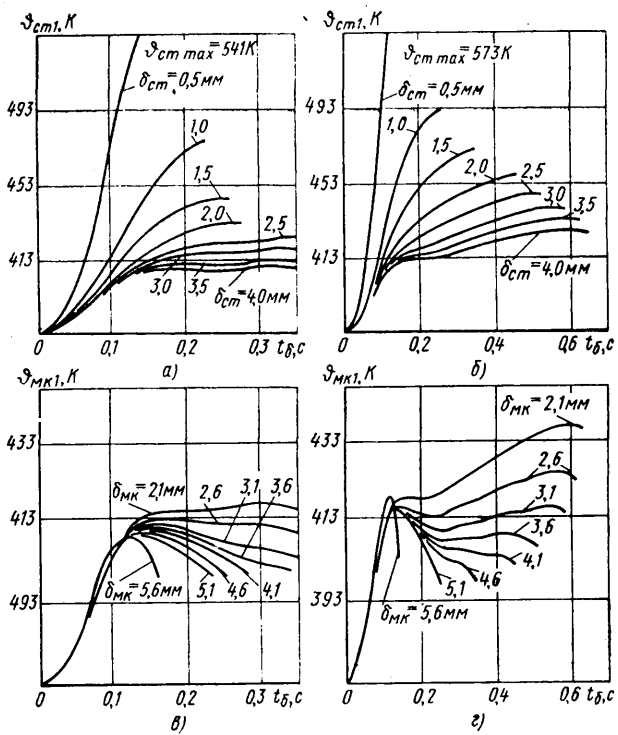


Рис. 2

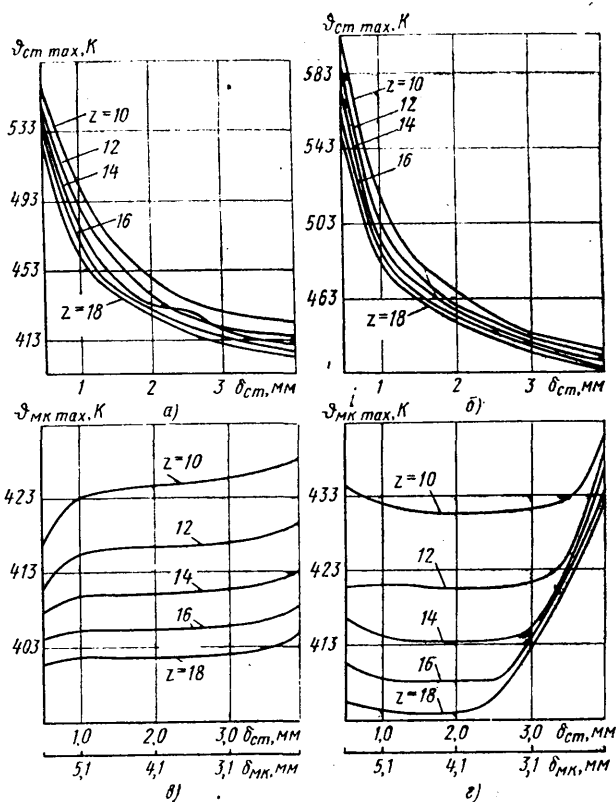


Рис. 4

таллокерамического дисков объясняется этой же причиной. Такой же характер имеют графики рис. 3, где показано изменение во времени относительной скорости вращения дисков  $\omega_{\text{отн}}$  (а) и теплового потока  $\theta$  (б), возникающего при трении. Следует отметить, что максимальная величина теплового потока постоянна при всех изменениях толщины дисков, кроме  $\delta_{\text{ст}} = 0,5 \text{ мм}$ . В последнем случае увеличение  $\theta$  вызвано кратковременностью процесса буксования, когда относительная скорость вращения дисков не успевает заметно понизиться, а момент трения фрикционной муфты уже достигает значительной величины.

На рис. 4, а и б приведены графики зависимостей максимальной поверхностной температуры стального диска  $T_{\text{ст max}}$  от его толщины  $\delta_{\text{ст}}$ , а на рис. 4, в и г — зависимости максимальной поверхностной температуры металлокерамического диска  $T_{\text{мк max}}$  от толщины  $\delta_{\text{ст}}$  (или  $\delta_{\text{мк}}$ ) для различного числа пар трения.

Как видно из рис. 4, а, б, увеличение толщины стальных дисков позволяет в значительной мере снизить температурный нагрев. Однако большое увеличение  $\delta_{\text{ст}}$  нецелесообразно, так как максимальная температура с ростом толщины приближается к некоторой границе насыщения. Установлено, что предельной толщиной дисков муфт БелАЗ, при которой еще обеспечивается снижение нагрева, является  $\delta_{\text{ст}} = 5 \text{ мм}$ . При этом температура может быть уменьшена на 28%.

Увеличение толщины стальных дисков при одновременном уменьшении на ту же величину толщины металлокерамических

дисков приводит к незначительному повышению максимальной поверхностной температуры  $T_{\text{мк max}}$  (рис. 4, в) при трогании автомобиля на первой передаче, но возрастанию ее на 10—28 K при трогании на второй передаче (рис. 4, г). На этом же графике некоторое увеличение  $T_{\text{мк max}}$  при наибольшей толщине  $\delta_{\text{мк}} = 5,6 \text{ мм}$  ( $\delta_{\text{ст}} = 0,5 \text{ мм}$ ) объясняется температурным насыщением поверхностного слоя металлокерамического диска вследствие кратковременности процесса буксования муфты, низкой теплопроводности и большой толщиной накладок. Средние слои диска прогреваться при этом не успевают.

Значительная толщина стального фрикционного элемента ( $\delta_{\text{ст}} = 3,5—4,0 \text{ мм}$ ) приводит к снижению его поверхностной температуры по сравнению с температурой взаимодействующего с ним тонкого металлокерамического элемента ( $\delta_{\text{мк}} = 2,1—2,6 \text{ мм}$ ).

Графики зависимостей максимальной поверхностной температуры стальных дисков  $T_{\text{ст max}}$  от числа пар трения представлены на рис. 5. Их анализ показывает, что увеличение фрикционных пар позволяет понизить температуру дисков, но в меньшей степени, чем увеличение их толщины. Кроме того, увеличение числа пар трения может привести к неравномерности смазки фрикционных дисков, потере усилия сжатия в связи с наличием сил трения в элементах, соединяющих диски с другими деталями, неравномерности распределения зазоров

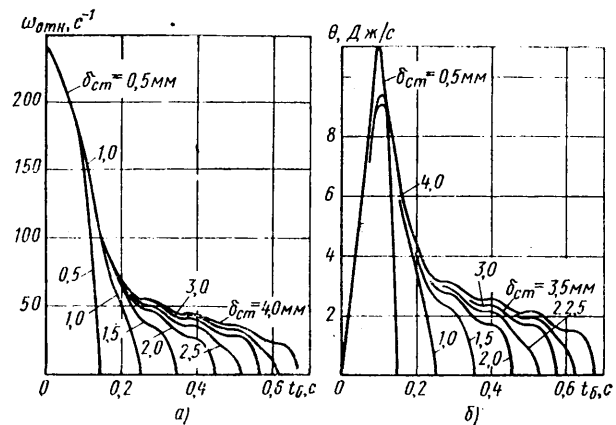


Рис. 3

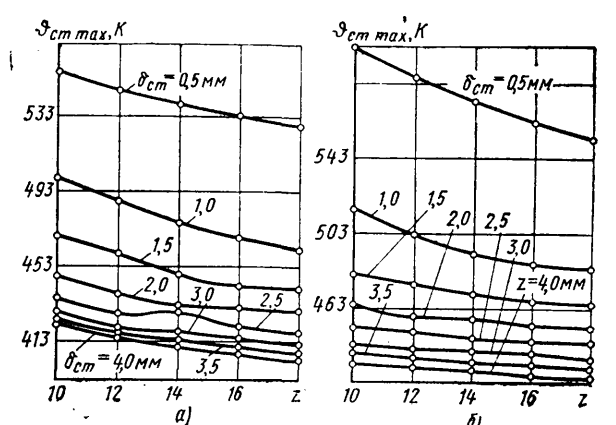


Рис. 5

между дисками, что в конечном счете вызовет повышенный нагрев некоторых из них и выход из строя.

Учет колебательных свойств динамической системы автомобиля при тепловом расчете позволяет сделать вывод о том, что не для всех конструктивных параметров муфты можно достигнуть ожидаемого снижения температуры, причем при различных включаемых ступенях коробки передач такие параметры будут различными (например, на рис. 4,а и 5,а — при  $z=14$ ,  $\delta_{ст}=2,5$  мм или на рис. 4,б и 5,б — при  $z=12$ ,  $\delta_{ст}=2,5$  мм). Полученные результаты показывают, что принятая для расчетов динамическая система с учетом колебательных свойств трансмиссии и шин позволяет более точно оценить их влияние на выбор оптимальных параметров дисков.

На основании проведенных исследований было рекомендовано для улучшения температурного режима многодисковых фрикционных муфт автомобилей БелАЗ увеличивать толщину ведущих стальных дисков. Необходимость такого изменения была подтверждена эксплуатацией гидромеханических передач в реальных условиях и экспериментальными испытаниями на инерционном стенде Белорусского автозавода. В связи с этим

толщина стальных дисков в серийной муфте БелАЗ-540 была доведена до 2,3 мм, а в дисках муфт пятиступенчатой унифицированной гидромеханической коробки передач — до 2,5 мм. Толщина металлокерамического диска изменена до 3,9 мм за счет повышения толщины стальной основы до 2,8 мм с целью улучшения прочностных свойств последней. Толщина накладок уменьшена до 0,55 мм [2]. В дальнейшем для ведущих стальных дисков муфт пятиступенчатой коробки передач предусмотрено повысить толщину до 3 мм, что наряду со снижением тепловой динамики муфт позволит уменьшить припуски на механическую обработку.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. — Минск: Наука и техника, 1973. 320 с.
2. Самарцев С. Б., Тарасик В. П.: Выбор рациональных параметров многодисковых муфт автомобиля БелАЗ-548А. — В сб.: Конструкция автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1979, № 4, с. 37—40.

УДК 621.43-573.001.63:681.3

## Автоматизированное проектирование системы электростартерного пуска

Б. С. ФИЛАТОВ, канд. техн. наук Ю. П. ЧИЖКОВ

Московский автомеханический институт

ОДНИМ из направлений повышения эффективности электростартерного пуска двигателя является применение систем автоматизированного проектирования (САПР) как всей электропусковой установки, так и отдельных ее элементов. В этом случае легко определяются варианты электропусковой системы с предельно высоким значением показателя качества, значительно сокращаются сроки и затраты труда на разработку новых образцов электростартеров и модернизацию уже существующих.

Для электропусковой системы показателями качества могут служить масса, объем, стоимость или какой-то комплексный показатель. При этом ограничивающими являются параметры, определяющие технологичность производства, надежность и долговечность работы, габаритные размеры, расход активных материалов, а также требование обеспечения определенных показателей работоспособности системы в других, отличных от исходных, режимах работы. Алгоритм поиска наилучшего варианта строится на основании существующих математических методов оптимизации и специально разработанных методов, учитывающих специфику исследуемых объектов.

Вычисление значений показателя качества и ограничивающих параметров осуществляется на основании математической модели электропусковой установки, которая состоит из моделей аккумуляторной батареи, стартера, проводов стартерной цепи. В качестве этих моделей выступают специально разработанные применительно к ЭВМ расчетные методики, позволяющие вычислять все необходимые технико-экономические показатели и характеристики моделей при любой комбинации входных параметров, однозначно их определяющих.

Разработка математических моделей является наиболее важным и ответственным этапом в создании САПР. От того, насколько правильно и точно с учетом всех факторов и связей будет составлена модель, будет зависеть достоверность полученных результатов. Другим необходимым требованием является возможно большая универсальность модели. Это связано с необходимостью решения широкого круга разнообразных задач электростартерного пуска и значительной сложностью и трудоемкостью корректировки модели.

При разработке модели очень важно правильно выбрать, какие переменные, характеризующие данный объект, будут исходными данными, а какие будут выступать в качестве ограничивающих факторов.

Функциональным назначением электропусковой системы является вывод двигателя на устойчивый режим работы, для чего стартер должен, преодолевая момент сопротивления двигателя, прокручивать коленчатый вал с определенной, оговоренной в задании, частотой вращения. Отсюда наиболее целесообразно в качестве основных входных данных математической модели электропусковой установки принимать момент

сопротивления двигателя и частоту вращения коленчатого вала или, что то же самое, пусковую мощность и частоту вращения коленчатого вала при заданных условиях по температуре и состоянию аккумуляторной батареи.

Для получения требуемой мощности в первую очередь необходимо выдержать определенную величину суммарного сопротивления стартерной цепи  $\Sigma R$ . Поэтому омическое сопротивление математических моделей проводов, батареи и стартера является одной из основных входных величин.

Наиболее просто описывается модель проводов стартерной цепи. Входными параметрами здесь являются сопротивление этой части цепи, длина проводника и удельное сопротивление его материала, на основании чего рассчитывается объем проводов. Далее по рассчитанному объему проводов определяются остальные выходные показатели: масса, стоимость и значение ограничивающего параметра — плотности тока.

Входными параметрами модели аккумуляторной батареи служат номинальное напряжение и внутреннее сопротивление  $R_0$  или, что равносильно, число положительных пластин  $n_+$  одного блока, а также условия расчетного режима работы батареи по температуре и степени заряженности.

Связь между числом положительных пластин блока батареи и внутренним сопротивлением устанавливается эмпирической формулой, приведенной в работе [1].

Все необходимые выходные показатели аккумуляторной батареи рассчитываются по числу положительных пластин блока батареи на основании среднестатистических зависимостей уже существующих батарей.

В большинстве случаев целесообразно не проектировать аккумуляторную батарею, а применять из числа уже выпускаемых промышленностью. Целесообразность такого выбора объясняется ограниченным числом типоразмеров батарей, производимых промышленностью (ГОСТ 959.0—79Е—ГОСТ 959.23—79). Особенностью модели аккумуляторной батареи является дискретный характер изменения номинальной емкости и следовательно внутреннего сопротивления, что предопределяет ступенчатую модель всей электропусковой системы. Ограничивающим параметром батареи служит ток разряда.

Наиболее сложный характер имеет математическая модель стартера, которая, в свою очередь, состоит из трех основных узлов: стартерного электродвигателя, привода и тягового реле. При этом параметры электродвигателя определяют привод, а он в свою очередь, — тяговое реле.

Несмотря на имеющиеся математические модели и САПР электродвигателей постоянного тока общепромышленного назначения [2], разработка модели стартерного электродвигателя представляет принципиально новую задачу, так как специфика его проектирования исключает возможность применения



даже отдельных элементов существующих моделей общепромышленных электродвигателей.

Входными параметрами стартерного электродвигателя являются его внутреннее сопротивление, мощность и частота вращения ротора в режиме работы, определяемом кратностью рабочего тока, номинальное напряжение, падение напряжения под щетки, число зубцов якоря, число полюсов, практически все геометрические размеры полюса, корпуса и якоря, способ возбуждения, соотношения между сопротивлениями различных элементов стартера, тип обмотки, материал обмоточных проводов. Между параметрами электродвигателя существует определенная взаимосвязь, выраженная в виде расчетных уравнений. Для того чтобы входные переменные были независимыми, их число должно быть меньше суммы всех параметров, однозначно определяющих электродвигатель, на число имеющихся расчетных уравнений. Недостающие параметры будут определяться как функции входных независимых переменных. Такими параметрами являются:

длина пакета якоря, определяемая из уравнения машинной постоянной;

сечение провода обмотки якоря, рассчитываемое по сопротивлению обмотки якоря, числу проводников и их длине;

размеры паза, выбираемые исходя из размеров провода и технологических зазоров;

число витков и размеры проводов катушек серийной и шунтовой обмоток возбуждения, которые зависят от сопротивления цепей возбуждения, числа катушек и размеров междуполюсного пространства;

индукция в воздушном зазоре для рабочего режима, определяемая в соответствии с законом полного тока.

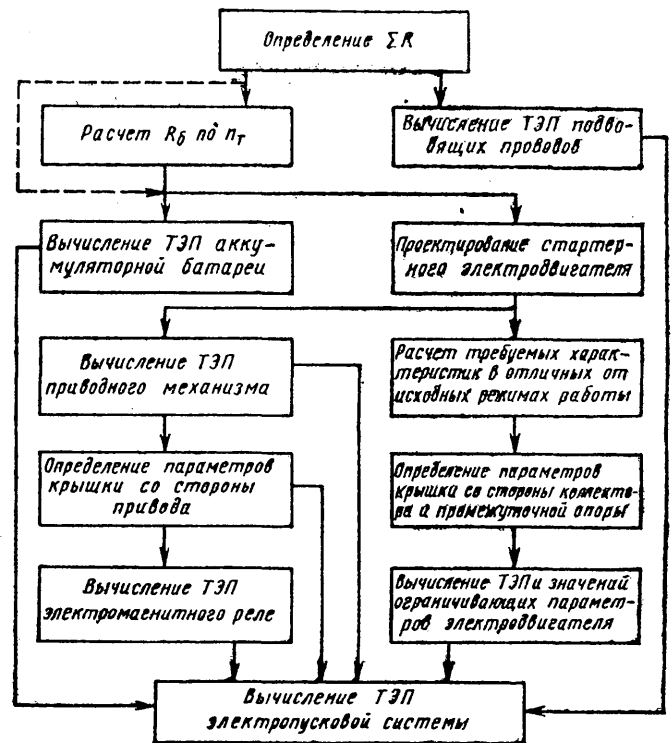
Кроме этих параметров, из числа входных удалось исключить переменную величину — отношение толщины провода обмотки якоря к его ширине. Проведенные исследования показали, что наиболее выгодное значение этого отношения при одном и том же сечении провода соответствует максимальной ширине зубца в минимальном сечении. Были получены аналитические выражения для вычисления наиболее выгодных значений этого отношения при одновитковой секции и для пазов различной формы:  $12,56/z$  — открытый или полузакрытый прямоугольный паз;  $0,0487 + 10,38/z + 14,06 z^2$  — полузакрытый овалный паз ( $z$  — число зубцов).

Не относятся к числу входных, а следовательно, не варьируются при поиске и те параметры стартерного электродвигателя, влияние которых на надежность и долговечность двигателя не удается пока выразить в виде четкой количественной зависимости. Такими переменными являются коэффициент полюсного перекрытия, высота полочки полюса, размеры щеток и коллектора. Их значения приходится выбирать на основании статистических данных, т. е. по существующим конструкциям. По той же причине размеры и массы крышки со стороны коллектора и промежуточной опоры определяются как функции наружного диаметра корпуса.

После определения всех размеров электродвигателя и обмоточных данных рассчитываются его габаритно-массовые и стоимостные показатели, а также необходимые характеристики в других, отличных от исходных, режимах работы. В качестве ограничений здесь выступают плотность тока в обмотках якоря и возбуждения, ширина зубца в минимальном сечении и частота вращения в режиме холостого хода. Только в случае удовлетворения этих ограничений переходят к расчету остальных узлов стартера.

Методики проектирования стартерных приводных механизмов в настоящее время не существует. Поэтому, задавшись типом привода (роликовый, храповик, фрикционный и т. д.), по механическим характеристикам электродвигателя и на основании анализа аналогичных конструкций приводов определяют его габаритные размеры и массу, а затем размеры и массу крышки со стороны привода.

При расчете электромагнитного тягового реле стартера задается его тяговая характеристика, которая определяется противодействующими усилиями пружин привода и контактного узла. Ввиду отсутствия таких данных по приводным механизмам, а также низкой точности методик расчета электромагнитных



реле, все его выходные показатели определяются по параметрам уже существующих реле, исходя из типа привода и мощности стартерного электродвигателя.

Суммируя соответствующим образом выходные показатели рассмотренных выше моделей приводов, аккумуляторной батареи и стартера, получим технико-экономические показатели (ТЭП) рассматриваемого варианта электропусковой системы. На основании этих ТЭП вычисляется значение целевой функции, т. е. параметра, который в соответствии с заданием выступает в виде критерия оптимальности. Дополнительно к уже рассчитанным определяются значения ограничивающих показателей всей электропусковой установки.

Структура разработанной модели электропусковой системы и последовательность действий по вычислению значений ее выходных параметров приведены на рисунке.

По мере развития и усовершенствования методов расчета аккумуляторных батарей или узлов стартера их математические модели могут легко перерабатываться, так как из-за отсутствия связи между расчетными блоками отдельных узлов любое их видоизменение никак не затрагивает другие блоки и не нарушает установленных расчетной схемой связей между ними.

Модель электропусковой установки является основой для создания системы автоматизированного проектирования и реализуется в рамках этой системы в виде подпрограммы для программ поиска. Разработанная универсальная модель установки позволяет применять ее без какой-либо корректировки при оптимизации по различным критериям с учетом всех поставленных ограничений, обеспечивая тем самым решение самых разнообразных задач электростартерного пуска.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боровских Ю. И. Электрооборудование автомобилей. М.: Транспорт, 1971. 192 с.
2. Курочка А. Л., Алексеев А. Е. Пути определения оптимальных значений главных размеров тяговых электродвигателей. Труды ВЭЛНИИ, т. 13, Новочеркасск, 1971. 232.

# Экспериментальное определение параметров разгона мотоцикла при помощи скоростной киносъемки

Канд. техн. наук Е. А. ГАЛЕВСКИЙ, Е. И. БЛИНОВ, канд. техн. наук В. Т. КУЗНЕЦОВ

Всесоюзный заочный машиностроительный институт, ВНИИмотопром

**С**ОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ моделей мотоциклов невозможно без всесторонних экспериментальных проверок как отдельных узлов и механизмов, так и всего мотоцикла в целом. Особый интерес представляет интегральная оценка динамики спортивного мотоцикла. Наиболее рациональным методом определения динамических характеристик является применение скоростной киносъемки. При испытаниях применялась кинокамера СКС-1М-16, позволяющая проводить киносъемку в интервале скоростей 200—4000 кадр./с с разрешающей способностью 0,005—0,00025 с/кадр. Особенностью данной кинокамеры является ограниченная 30 м пленки емкость подающей и приемной кассет, т. е. при длине одного кадра 7,8 мм, с учетом запорочных концов, полное время экспонирования одного фильма составляет 18 с при скорости 200 кадр./с и 0,93 при скорости 4000 кадр./с. Время разгона спортивного мотоцикла на первой передаче, как правило, не более 3,5 с, поэтому при скорости движения кинопленки 400—450 кадр./с удавалось снять два типовых старта на одном фильмоме ролик.

Другой отличительной особенностью кинокамеры СКС-1М-16 является встроенный в нее отметчик времени, который при частоте промышленного тока 50 Гц генерирует 100 вспышек специальной лампы в секунду, засвечивая кинопленку узкими полосками по перфорированному краю вне поля изображения. Считая скорость движения кинопленки постоянной между двумя соседними вспышками отметчика времени, можно определить приращения измеряемых величин с принятой точностью. Практика показала, что такие измерения удобнее всего производить на экранах аппаратов типа МИКРОФОТ.

На рис. 1 представлена типовая ситуация при проведении испытаний. На выбранном участке трассы между двумя воротами, образованными при помощи наклонных стоек с поперечной и боковыми растяжками, натягивались параллельные нити, на которых вертикально с шагом 1 м были закреплены контрастные полоски с нанесенными на них метражными цифрами. Длина участка, обозначенная мерными вежами, составляла 25 м. На обращенной к оператору стороне топливного бака в непосредственной близости от центра тяжести мотоцикла наносилось контрастное пятно. Такие же знаки прикрепляли к ступицам переднего и заднего колес, а также к раме мотоцикла. Боковые поверхности шин переднего и заднего колес были выкрашены в черно-белый цвет двумя секторами с центральным углом 90°.

При проведении съемки оператор находился на расстоянии 17 м от линии движения мотоцикла напротив десятиметровой отметки. Место съемки для оператора назначали исходя из следующих условий: гонщик и вежи должны проектироваться в кадр наиболее крупным планом; наиболее значительное приращение скорости, отрыв колеса от грунта, интенсивное буксование ведущего колеса и ряд других сложных динамических процессов должны происходить при разгоне на участке до 15 м.

Кинокамера во время экспонирования неподвижна по отношению к движущемуся мотоциклу, и его изображение на кинопленке получается неодинаковым по величине, т. е. чем дальше находится объект испытаний от камеры, тем меньше его изображение. Поскольку реальные размеры объектов, попадающих в кадр, не изменяются, то масштаб от кадра к кадру становится переменным. Для того чтобы исключить влияние переменной масштаба по глубине во время обработки филь-

ма, гонщику предписывалось двигаться так, чтобы продольная ось мотоцикла совпадала с вертикальной плоскостью веж.

Рассмотрим возможности метода скоростной киносъемки при исследовании разгонной динамики мотоцикла. На рис. 2 представлены результаты обработки двух типовых стартов кроссового мотоцикла класса 125 см<sup>3</sup>. Параметры этого мотоцикла следующие: масса мотоцикла с гонщиком 175 кг; максимальная мощность двигателя при частоте вращения коленчатого вала 10 200 мин<sup>-1</sup> 16,2 кВт; радиус качения ведущего колеса 0,313 м; общее передаточное отношение в трансмиссии на первой передаче 28,47. По заданной программе испытатель должен разогнать мотоцикл на первой передаче до максимальной скорости, соответствующей этой передаче, за наименьшее время с отрывом (сплошные линии) и без отрыва (штриховые линии) переднего колеса от грунта. Как видно из графика, характер протекания зависимостей в этих двух случаях неодинаков, что свидетельствует о высокой разрешающей способности применяемого метода. Результаты обработки эксперимента проверяли и косвенным образом. На точно измеренном расстоянии (18 и 20 м) производили фиксацию времени разгона мотоцикла до этих отметок хронометром с точностью до сотых долей секунды. Результат подсчета затраченного времени на прохождение мерного пути по фильму и данных хронометрирования показали отклонения в величинах не более 5%, что подтверждает правильность приемов обработки снятых фильмов.

Спортивный мотоцикл обладает большой удельной мощностью двигателя, поэтому стартовый период и прохождение по трассе часто сопровождаются буксованием ведущего колеса. Процесс буксования ведущего колеса оказывает значительное влияние, особенно в стартовый период, на величины пройденного пути и скорости разгона собственно массы мотоцикла за выбранный промежуток времени. Вследствие этого количественная и качественная оценки этого процесса являются важным звеном при излучении реальных стартов. Для определения скорости буксования ведущего колеса необходимо определить поступательную скорость движения центра масс мотоцикла  $v_k$  и линейную скорость точки контакта ведущего колеса с поверхностью грунта  $v_r$ . Зная количественные выражения для этих величин, значение скорости буксования  $v_b$  в данный момент времени находится по зависимости:

$$v_b = v_r - v_k.$$

При обработке процесса буксования ведущего колеса линейная скорость в контакте  $v_k$  и поступательная скорость  $v_n$  опре-

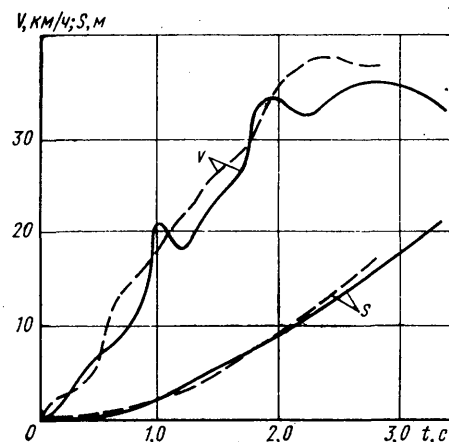


Рис. 2. Экспериментальные зависимости пути и скорости разгона спортивного мотоцикла (сплошная линия — с отрывом переднего колеса; штриховая — без отрыва переднего колеса)

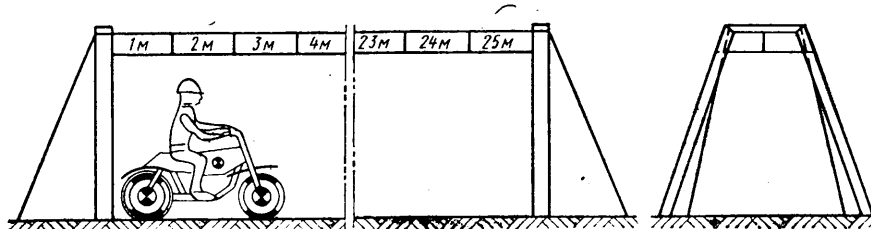


Рис. 1. Схема проведения эксперимента

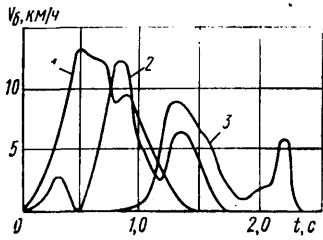


Рис. 3. Экспериментальные зависимости скорости буксования заднего ведущего колеса спортивного мотоцикла

делялись из выражений:

$$v_n = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} R_k^0; \quad v_k = \frac{\Delta S}{\Delta t} M,$$

где  $\Delta \varphi$ ,  $R_k^0$  — приращение угла поворота ведущего колеса за время  $\Delta t$  и радиус качения ведущего колеса в ведомом режиме;

$\Delta S$ ,  $M$  — приращение пути при движении центра масс мотоцикла и значение масштаба, учитываемого при обработке кадров.

Как отмечалось выше, изображение движущегося мотоцикла на киноплёнке — величина переменная. Поэтому, если определить масштаб между метровыми отметками в любых двух точках участка, то окажется, что величины масштаба в этих двух случаях будут отличаться. Для определения точного положения гонщика по отношению к вехам необходимо определять величину масштаба для каждого кадра или в той точке, в которой производятся измерения. При принятом расстоянии от оператора до движущегося объекта оказалось, что масштаб от нулевой отметки до отметки 10 м изменяется в 1,32 раза. Небольшое отличие в изменении масштаба при проходе от метра к метру позволило уточнить величину масштабов дис-

кретно, через каждый метр, т. е. для конкретной обработки имеется 25 значений  $M$ .

На рис. 3 представлен график изменения скорости буксования ведущего колеса по времени в различных условиях разгона. По сравнению с первым случаем кроссовый мотоцикл при тех же значениях массы и радиуса качения ведущего колеса имел увеличенное передаточное число трансмиссии, равное 34,1, и большую мощность двигателя (19,9 кВт) при частоте вращения ведущего колеса по времени в различных условиях разгона.

Как видно из приведенных экспериментальных зависимостей, процесс буксования ведущего колеса имеет различный характер в зависимости от интенсивности разгона. При более резком старте буксование ведущего колеса заканчивается через 1,4 с (кривая 1), менее интенсивный разгон приводит к уменьшению как максимальной скорости буксования, так и длительности самого процесса (кривая 2). В некоторых случаях пробуксовка колеса наступает по прошествии некоторого времени и характеризуется субъективными действиями гонщика при управлении механизмами мотоцикла (кривая 3). Графически представленная обработка результатов эксперимента по определению параметров буксования ведущего колеса показывает, что метод скоростной киносъемки позволяет не только качественно, но и количественно оценивать процессы буксования колеса.

Простота и доступность скоростной киносъемки, наглядность процессов при минимальных затратах средств и времени на подготовку к эксперименту при достаточно быстрой обработке результатов показывает, что такой метод определения внешней динамики спортивного мотоцикла является достаточно эффективным.

Метод скоростной киносъемки применим не только при исследовании внешней динамики спортивного мотоцикла, но и при исследовании кинематики элементов системы поддрессоривания, взаимодействия шины с неровностями дороги, устойчивости транспортных средств и ряда других задач, которые возникают при изучении процессов динамики.



УДК 621.793.184-982:629.113.002.2

## Развитие ионно-вакуумных износостойких покрытий в автомобильной промышленности

А. И. ГРИГОРОВ  
НИИТавтопром

**В** АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ для повышения износостойкости деталей и инструмента применяются такие методы, как наплавка, газопламенное напыление, вакуумное нанесение покрытий, а в последнее время получает развитие вакуумная ионно-плазменная технология (ВИПТ) [1].

Преимуществами ВИПТ [2], определяющими перспективу ее применения, являются значительное удельное (на единицу толщины покрытий) увеличение долговечности обработанных изделий; снижение потерь на трение, повышение КПД механизмов; незначительный расход наносимых материалов (~1 г/дм<sup>2</sup>); возможность нанесения покрытий из относительно недифицитных материалов, например титана; принципиальная возможность обеспечения высокой производительности (в случае, если увеличение ресурса обеспечивается тонким покрытием), что позволяет внедрять технологию в массовое производство; исключение в большинстве случаев последующей механической обработки твердого покрытия; возможность встраивания ионно-плазменного оборудования в технологическую цепочку; отсутствие экологических проблем, гигиеничность производства (при соответствующем решении вопросов мойки).

Однако внедрению ионно-вакуумных износостойких покрытий деталей узлов трения препятствует недостаточная изученность поведения покрытий при трении и изнашивании, старения покрытий.

Кроме этого ВИПТ может применяться только по отношению к деталям, имеющим определенную твердость и шероховатость поверхности (из-за относительно небольшой толщины наносимых покрытий — в пределах 5—10 мкм). Если в процессе эксплуатации возникают высокие контактные нагрузки и концентрации напряжений, то покрытие подвержено разрушению из-за деформации основы. На шероховатых поверхностях получить высококачественное покрытие в большинстве случаев не удастся главным образом из-за трудностей очистки. Значительные затруднения вызывает подготовка (промывка) деталей перед нанесением покрытий. В некоторых случаях это обстоятельство может потребовать введения дополнительных операций механической обработки (например, шлифования для удаления окалины) и создания специального моечного оборудования.

Необходимую толщину покрытий определяет главным образом допустимая величина износа детали. Однако ВИПТ в настоящее время не позволяет получать толстые покрытия (0,1—0,3 мм).

ВИПТ реализуется на относительно сложном и дорогом оборудовании. Большие трудности связаны с обеспечением создаваемого оборудования комплектующими изделиями, имеющими в некоторых случаях низкое качество (большие габариты, недостаточную надежность), с автоматизацией про-

цессов (из-за нестационарности и взаимодействия некоторых факторов), с недостаточным знанием вакуумной ионно-плазменной техники и технологии.

В автомобильной промышленности нанесение покрытий может осуществляться с помощью ионного (катодного) распыления, например рефлектирующие покрытия на ветровые стекла, и шокрты из плазмы электродугового разряда (установки типа «Булат») [1] и с помощью так называемого холлового торцового эрозионного плазменного ускорителя (установки типа ПУСК) [3].

Применение ускорителей квазинейтральной плазмы является новым этапом в развитии ВИПТ [4, 5]. Плазменный ускоритель, используемый в установке ПУСК 71-1, представляет собой [3] коаксиальную систему принудительно охлаждаемых электродов. Центральный катод имеет торцовую рабочую поверхность из материала, который при разряде переходит в плазменное состояние. Наружный медный анод выполнен в виде конического сопла. С помощью соленоида на ускоритель накладывается внешнее аксиально расходящееся магнитное поле.

Процесс нанесения износостойких покрытий заключается в переводе наносимого материала, например титана, с помощью вакуумного сильноточного дугового разряда в плазменное состояние, автосепарации, доионизации и ускорения плазменного потока (в результате взаимодействия с наложенным на плазму магнитным полем) в направлении покрываемых изделий, обеспечении плазмохимической реакции с подаваемым в камеру реактивным газом, например азотом, и осаждении на изделиях, где ионы плазменного потока дополнительно ускоряются в результате приложенного к изделиям отрицательного потенциала.

В НИИТавтопроме разработан технологический комплекс для ионно-плазменной обработки металлообрабатывающего инструмента, в состав которого входят оборудование для подготовки инструмента перед нанесением ионно-вакуумных покрытий и установка типа ПУСК для нанесения покрытий.

На Горьковском автозаводе проходит испытание установка роторного типа для мойки инструмента производительностью свыше 500 тыс. шт в год (например, метчиков М10).

Она состоит из следующих агрегатов: четырехоперационного очистного агрегата, ультразвукового генератора УЗГ-10, промывочного бака, сушильного шкафа и дистиллятора.

Очистка инструмента и деталей осуществляется в такой последовательности. На позиции «Загрузка» оператор устанавливает кассету с инструментом в подвеску и включает привод поворотной головки. Поворотная головка переводит кассету с инструментом поочередно с одной операции на другую. На первой операции производится ультразвуковая очистка инструмента, на второй — промывка и пассивация, на третьей — промывка оборотной дистиллированной водой, на четвертой — промывка проточной дистиллированной водой. Затем кассета с инструментом перемещается в положение «Разгрузка». Здесь оператор в течение 30—40 с обдувает инструмент теплым очищенным воздухом. Далее кассета с инструментом помещается в сушильный шкаф, откуда направляется на установку ПУСК. Предварительные эксперименты показали, что промывка на этой машине практически не уступает промывке в бензине и спирте.

Установка ПУСК 79-1 (модификация установки ПУСК 77-1) имеет следующую техническую характеристику:

Количество камер	2
Предельный вакуум, мПа	1—1,3
Количество изделий, одновременно обрабатываемых в одной камере (например метчиков М10), шт.	135
Площадь поверхности (пятна), покрываемой в одной камере, см <sup>2</sup>	500
Цикл нанесения покрытия (вакуумный цикл), мин	20—30
Скорость нанесения покрытия (для TiN), мм/с	10—15
Потребляемая мощность, кВт	15

В установке может быть обработан инструмент диаметром и высотой не более 250 мм. Это могут быть такие инструменты, как резцы, метчики, сверла, долбки, фрезы, твердосплавные пластинки и др. За один цикл расходуется ~3 г титана. При этом наносится покрытие на 500 см<sup>2</sup> поверхности, на которой можно расположить, например, 135 твердосплавных пластин размером 12,7×12,7 мм. Хотя покрытие имеет неодинаковую толщину по диаметру покрываемого пятна, показатели стойкости мало различаются для инструментов, расположенных на различных участках кассеты.

Установка типа ПУСК потребляет 12—15 кВт электроэнергии, относительно проста в управлении, однако ее наладка, обслуживание и ремонт должны производиться высококвалифицированным персоналом.

Производственные испытания металлообрабатывающего инструмента с покрытием TiN, нанесенным на установках типа ПУСК в течение 6 мин, показали увеличение стойкости инструмента в 1,5—7 раз в зависимости от его типоразмера [2].

Следует отметить, что эти результаты были достигнуты при нанесении покрытий на неоптимизированных (из-за большого количества типоразмеров покрываемых инструментов) режимах.

Рассмотрим пример оптимизации режимов нанесения покрытий (материал пластины — сплав Т5К10, обрабатываемая деталь — наружное кольцо подшипника из стали ШХ15, операция — обработка по наружному диаметру, станок — токарный полуавтомат 17-34, скорость резания 1,167 м/с, подача 0,45 мм/об, глубина резания 3 мм).

В качестве параметра оптимизации использовался коэффициент увеличения стойкости  $K$ , определяемый как отношение числа деталей, обработанных пластиной с покрытием, к числу деталей, обработанных пластиной без покрытия (при условии, что обе пластины к концу работы имеют одинаковый износ). Исходным режимом (центром плана) являлся режим, при котором получены лучшие результаты в предварительной серии опытов ( $K=2,4$ ).

В результате анализа процесса нанесения покрытия было выделено 13 факторов, влияющих на процесс. Приняв во внимание имевшуюся априорную информацию, было решено включить на первом этапе исследований в эксперимент пять факторов: продолжительность очистки  $x_1$  ионами титана, продолжительность нанесения покрытия  $x_2$ , давление азота в камере при нанесении покрытия  $x_3$ , ток магнитной катушки  $x_4$  и потенциал подложки при нанесении покрытия  $x_5$ .

После обработки результатов экспериментов было получено уравнение регрессии (в кодированном виде)

$$K = 2,40 + 0,37 x_1 + 0,25 x_3 + 0,15 x_5.$$

Было проведено три опыта для получения градиента. В результате первого опыта был получен коэффициент увеличения стойкости, равный 3,9. Результаты двух последующих опытов были хуже. Движение по градиенту осуществлялось из точки, являющейся центром плана.

Таким образом, коэффициент увеличения стойкости удалось поднять с 2,4 до 3,9. Данный пример показывает, что часто получаемые на установках типа ПУСК покрытия не являются оптимальными и могут быть значительно улучшены.

Кроме того, в данном случае не рассматривался вопрос оптимизации режимов резания. Нанесение покрытия в некоторых случаях позволяет повысить скорость резания на 10—20%.

Участки для нанесения износостойких покрытий на металлообрабатывающий инструмент имеются на ряде заводов отрасли. Они оснащены установками ПУСК 77-1 и ПУСК 79-1.

Дальнейшее внедрение установок для нанесения ионно-вакуумных износостойких покрытий позволит расширить номенклатуру обрабатываемого инструмента, ежегодно экономить свыше 300 т инструментальных сталей (свыше 20 т вольфрама и других дефицитных материалов).

Однако, как показывает опыт эксплуатации, главный экономический эффект состоит в повышении производительности обработки за счет сокращения числа переналадок и повышения скоростей резания.

Быстрое внедрение вакуумных установок в автомобильной промышленности для инструментальных целей лимитируется трудностями их комплектации такими агрегатами, как вакуумные насосы и арматура, а также некоторыми изделиями электротехнической и других отраслей промышленности. В связи с этим становится актуальным вопрос организации производства вакуумных комплектующих изделий в системе собственного станкостроения.

В настоящее время производится обработка ряда узлов вакуумного оборудования: системы подачи газа, катодного узла, систем электропитания и др., которая создает предпосылки для проектирования оборудования для массового производства.

Проводится работа по созданию плазменной вакуумной установки, которая позволит наносить покрытия при температуре ниже 473—523 К. В данном случае проблема заключается не только в принципиальном создании оборудования, позволяющем наносить высококачественные покрытия, но и в обеспечении им массового производства.

В НИИТавтопроме производится обработка технологии нанесения покрытий на ряд деталей цилиндрической группы, топливных насосов, механизма управления и подвески. После этого будут проведены испытания, в которых значительную помощь технологам должны оказать конструкторы принимающая непосредственное и активное участие на всех этапах работы.

Следует отметить, что развитием упомянутого направления в настоящее время занимаются десятки научных коллективов, поэтому важной задачей является координация развития ионно-плазменной технологии нанесения износостойких покрытий. Координация работ может проходить либо в направлении по-

узлового разделения разработок оборудования для нанесения вакуумных покрытий, либо в направлении разделения работ по типу деталей узлов трения, например по деталям цилиндрико-поршневой группы ДВС, деталям топливной аппаратуры и др.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блинов В. Н., Падалка В. Г., Толок В. Т. Вакуумные плазменные и ионные методы осаждения износостойких покрытий. — Всемирный электротехнический конгресс (Москва, 1977). — Доклад 56. М.: Оргкомитет ВЭЛК, 1977, с. 27—29.

2. Григоров А. И., Елизаров О. А. Ионно-вакуумные износостойкие покрытия. М.: НИИмаш, 1979. 36 с.  
3. Григоров А. И., Дороднов А. М., Киселев М. Д. Некоторые физические основы установки ПУСК 77-1. — В сб.: Технология автомобилестроения. М.: НИИНавтопром, 1978, № 12.  
4. Вакуумные сильноточные плазменные устройства и их применение в технологическом оборудовании микроэлектроники./Блинов И. Г., Дороднов А. М., Мынаичев В. Е. и др.: Ч. 1. 2. М.: ЦНИИ Электроника, 1974. 180 с.  
5. Гришин С. Д., Козлов Н. П. Применение плазменных ускорителей в технике. Плазменные ускорители. М.: Машиностроение, 1973. 220 с.

УДК 629.113.012.853-192:621.787.6

## Повышение долговечности автомобильных рессор

Г. П. САВИН

Горьковский автозавод

ОДНИМ из эффективных методов, повышающих долговечность листов рессор, является упрочнение их дробеструйной обработкой [1—6].

Оценка эффективности упрочнения при испытании на циклическую долговечность образцов листов рессор проводилась по методике Горьковского автозавода [3]. Образцы листов рессоры прямоугольного сечения размерами 6×65 мм, длиной 500 мм испытывались со стороны, имеющей напряжения растяжения и соответствующей как бы вогнутой стороне рессорного листа, и затем упрочнялись с обратной стороны листа.

На рисунке показаны кривые усталости рессорной стали 50ХГА, полученные при испытании образцов. Кривая 1 характеризует изменение количества циклов в зависимости от напряжений для образцов без упрочнения, кривая 2 — при упрочнении дробью одной стороны в ненапряженном состоянии и кривая 3 — при упрочнении двух сторон по новому способу.

Из сопоставления кривых усталости видно, что предел выносливости при упрочнении образцов с двух сторон возрастает более чем на 10% по сравнению с пределом выносливости образцов, упрочненных только с одной стороны. По сравнению с упрочненными образцами с двух сторон, но с обратной очередностью упрочнения, предел выносливости увеличивается в 1,6 раза.

Прирост предела выносливости при двустороннем упрочнении не противоречит принятому объяснению [4, 5] эффекта повышения предела выносливости при упрочнении в статически напряженном состоянии. В то же время результаты этих двух способов обработки по кривым выносливости оценить трудно, так как в работах [4, 5] приведены кривые выносливости без учета действия контактных напряжений. Следовательно, для правильной оценки эффективности этих способов требуется провести дополнительные исследования.

Увеличение предела выносливости при двустороннем упрочнении можно объяснить следующим. Как известно, на упрочняющейся стороне плоского образца или вогнутой стороне рессорного листа в процессе упрочнения появляются напряжения сжатия (во внимание принимаем напряжения вдоль листа), лист деформируется и приобретает более выпуклую форму со стороны обработки (если образец прямолинейный) и менее вогнутую (если образец рессорный). От действия упрочнения одной стороны на поверхности листа возникают напряжения сжатия, а на обратной стороне эти напряжения возникают от действия изгиба листа, получающегося при деформации в результате упрочнения первой стороны. При упрочнении другой стороны лист изгибается в противоположном направлении и к уже имеющимся напряжениям сжатия на первой обработанной стороне добавляются напряжения сжатия от изгиба листа в результате упрочнения его второй стороны.

Таким образом, в работах [4, 5] на упрочняющейся стороне листа создавались принудительные предварительные напряжения растяжения, производилось упрочнение этой стороны и затем после обработки предварительные напряжения снимались. За счет снятия этих напряжений напряжения сжатия на обрабатываемой стороне увеличивались. При двустороннем способе упрочнения дополнительные напряжения сжатия на первоначально обработанной стороне (стороне растяжения) создаются от изгиба листа при его деформации в процессе упрочнения второй стороны. Обратный порядок упрочнения дает отрицательный эффект, соответствует механизму одностороннего упрочнения листов и способствует принудительному созданию предварительных напряжений сжатия на обрабатываемой дробью стороне.

Недостаток нового способа — высокая трудоемкость при выполнении вторичного упрочнения. Однако последовательное упрочнение листов с двух сторон возможно не только на универсальных действующих дробеструйных машинах, но и на специальных машинах, конструкция которых может обеспечивать последовательное упрочнение двух сторон рессорного листа. Недостатком способа упрочнения в статически напряженном состоянии является то, что для его выполнения требуется сложная, специализированная только для партии обрабатываемых листов более дорогая дробеструйная машина, которая неизбежно будет вызывать повышенные эксплуатационные расходы из-за повышенного износа частей машины от ударов дробы.

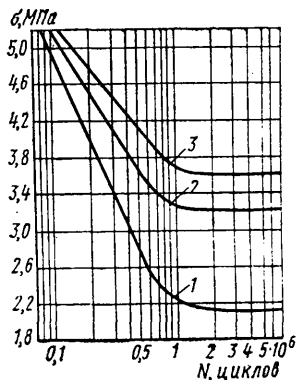
В то же время новый способ упрочнения имеет качественные преимущества по сравнению с упрочнением в статически напряженном состоянии, так как дополнительные напряжения сжатия стороны листа, испытывающей при эксплуатации преимущественно напряжения растяжения, распределяются равномерно по всей его длине. Это оказывает существенное влияние на сохранение перед закалкой заданного радиуса кривизны листов при гибке в штампах.

Наклеп рессорных листов в статически напряженном состоянии сопровождается нежелательным влиянием процесса упрочнения на увеличение отклонений радиусов кривизны листов и изменение характеристики рессоры после сборки. Это влияние состоит в том, что предварительные напряжения растяжения на обрабатываемой стороне рессорного листа создаются путем его изгиба механическим устройством дробеструйной машины. Поэтому, если один из двух одинаковых листов имеет меньший радиус кривизны, получающийся при гибке в результате непостоянства технологических параметров, то этот лист неизбежно будет иметь на упрочняемой поверхности меньшее предварительное задаваемое напряжение, вызывая нестабильность эффекта упрочнения и увеличивая и без того чрезмерно большое отклонение радиусов кривизны.

Существенным преимуществом нового способа является также и то, что, кроме упрочнения рессорного листа с двух сторон, очищается окалина с поверхности, улучшаются условия трения между листами, создаются благоприятные условия для нанесения различных поверхностных покрытий, включая металлизацию цинком или алюминием.

С экономической точки зрения завод-изготовитель рессор при внедрении нового способа получит экономии металла от снижения металлоемкости, связанной с повышением долговечности рессоры. По подсчетам, сделанным на ГАЗе, металлоемкость рессоры может быть снижена в пределах 5—8% при одновременном увеличении долговечности более чем на 50%.

Двустороннему упрочнению были подвергнуты листы нескольких рессор автомобиля ГАЗ-66, которые затем испытывались на стенде. При гибке листов в закалочных штампах



учитывалась деформация листов во время упрочнения каждой стороны.

Как и при упрочнении в статически напряженном состоянии [5], стендовые испытания восьми рессор автомобиля ГАЗ-66 показали увеличение их циклической долговечности более чем в 2 раза по сравнению с рессорами, собранными из листов такого же профиля, но упрочненных только с одной стороны. В настоящее время рессоры, собранные из листов с двусторонним упрочнением, проходят дорожные испытания.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев И. В., Саверин М. М., Рябченков А. В. Методы поверхностного упрочнения деталей машин. М.: Машгиз, 1949. 178 с.

2. Тарасов А. М., Свешников Д. А. Применение стальной дробь для поверхностного упрочнения деталей. — Вестник машиностроения, 1952, № 8, с.34—37.

3. Определение предела выносливости рессорной стали при наличии контактных напряжений / Буйнов А. Ф., Браичев В. П., Паршиловский И. Г., Свешников Д. А. — Вестник машиностроения, 1955, № 12, с. 51—55.

4. Свешников Д. А., Тарасов А. М. Наклеп металла в статически напряженном состоянии. — Вестник машиностроения, 1953, № 8, с. 67—70.

5. Карасев Н. А. Наклеп дробью деталей, находящихся в напряженном состоянии. — Вестник машиностроения, 1953, № 8, с. 70—74.

6. Снежевский Б. Разогните рессору. — Изобретатель и рационализатор, 1975, № 4, с. 15—17.

УДК 621.983.019

## Исследование штамповки толстолистового металла с целью устранения торцовых трещин

Канд. техн. наук В. Ф. СГИБНЕВ, Ю. Ф. ЧЕЧКИН, канд. техн. наук В. С. ЗОТЕЕВ, И. Б. ДРЯШИН, В. Ф. ЗАРУЦКИЙ

Московский инженерно-строительный институт им. В. В. Куйбышева, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

Автомобильная промышленность, № 3, 1981 г.

ПРИ штамповке многих автомобильных деталей, изготовляемых из толстолистовой стали гибкой, применяется отрезанная или вырубленная по контуру заготовка. Известно, что в обоих случаях происходит изменение исходных механических свойств металла по месту реза листа: под давлением вырубного пуансона и режущих кромок инструмента создается наклепанная зона с твердостью, значительно превышающей твердость исходного металла. Глубина наклепанного слоя составляет до 60% толщины заготовки [1].

Наклепанный слой является одной из причин появления торцовых трещин при гибке толстолистовой стали на малый радиус, поэтому уменьшение его толщины — это один из способов устранения торцовых трещин толстолистового материала.

Из практики листовой штамповки известно, что в определенной степени торцовые трещины можно уменьшить при соблюдении следующих приемов: гибку металла осуществлять поперек направления прокатки; относительный радиус изгиба принимать равным 1,5 и более; заготовку в штампе располагать шероховатой поверхностью среза (или заусенцем) к телу пуансона.

К сожалению, изложенные условия, уменьшающие образование трещин на торцах, неприемлемы для деталей значительной длины при сравнительно небольшой ширине, например, лонжеронов и усилителей рамы автомобиля и др. В связи с этим детали большой длины штампуют обычно не из листа, а из стальной полосы вдоль направления прокатки.

Во многих случаях штамповки применять большой относительный радиус изгиба ( $>1,5$ ) нельзя (из-за конструктивных особенностей последующей сборки и креплений узлов машин). Не всегда возможна и укладка заготовок в штампе шероховатой поверхностью среза в сторону пуансона (например, при штамповке правых и левых лонжеронов рамы автомобиля и других деталей, изготовляемых из одних и тех же вырубленных по контуру заготовок).

Изучалась возможность создания в местах образования торцовых трещин с пониженной степенью деформации, что должно было обеспечиваться новым раскроем заготовок (рис. 1).

Для сравнения существующей гибки с гибкой заготовки, выполненной по новому раскрою, применялись комбинированные образцы. Одна из сторон образцов была обычной — прямолинейной, а другая изготовлялась с выступами, расположенными по линии гибки. Форма и размеры выступов показаны на рис. 1. Были исследованы выступы разных видов — прямоугольные и трапециевидные. При этом образцы по размерам представляли собой одно из сечений лонжерона автомобиля ЗИЛ. Торцовый размер  $A$  выступов изменялся от 8 до 21 мм, высота  $B$  — от 8 до 12 мм, а основание  $B$  менялось от 8

18; 21; 25; 30; 35 и 40 мм. Размеры 11; 16 и 21 мм равнялись длинам дуг согнутой заготовки соответственно по внутреннему радиусу, нейтральному слою и наружному радиусу изгиба при гибке пуансоном с рабочей кромкой 7 мм. Размер 8 мм принимался меньше длины дуги по внутреннему радиусу, а размеры 25—40 мм — больше длины дуги по наружному радиусу.

Различная форма выступов на исходной заготовке предусматривалась с целью установления формы, наиболее противостоящей трещинообразованию.

В прямоугольных выступах плечи изгиба  $l$  отсутствовали (рис. 1, а), а в трапециевидных они занимали половину высоты выступа (рис. 1, б) и всю высоту (рис. 1, в). Поэтому различная форма выступов обеспечивала неодинаковую концентрацию напряжений в местах перехода от одного сечения к другому.

Для образцов использовалась полосовая нормализованная сталь марки 30Г с твердостью по Бринеллю порядка 170 единиц и толщиной 6,35 мм.

Образцы изготовлялись двумя методами: фрезерованием и вырубкой. В первом случае торцовая поверхность выступа сохранялась резанной ножницами.

Гибка образцов выполнялась с помощью приспособления, конструкция которого освещена в работе [2].

Радиус пуансона  $R_n$  в приспособлении принимался равным 5,7 и 9 мм. Относительный радиус изгиба при этом составлял соответственно 0,8; 1,1 и 1,4. Радиус матрицы был постоянным и равным 15 мм. Гибка образцов выполнялась на гидравлическом прессе с максимальным усилием 200 кН. Испытания были проведены на 60 образцах. В результате исследования установлено, что формы выступов — прямоугольная (рис. 1, а) и трапециевидная (рис. 1, в) — оказались малоэффективными для устранения трещин. При прямоугольной форме выступов напряжения концентрировались по боковым плоскостям у основания. Трещины при гибке пуансоном  $R_n=7$  мм имели длину от 5 до 20 мм. С увеличением основания  $B$  выступа от 8 до 11 мм и далее до 16 мм боковые трещины уменьшались соответственно до 3—8 и 2—4,5 мм. При размерах  $B$  от 21 до 40 мм трещины на выступах как у основания, так и на торцах не образовывались.

На трапециевидных выступах (рис. 1, б) трещины появлялись на торцах  $A$  длиной до 6 мм.

При гибке образцов с обычной прямолинейной резом величина торцовых трещин по месту изгиба увеличивалась с уменьшением радиуса пуансона  $R_n$ . Например, если при  $R_n=9$  мм ( $R_n/S_0=1,4$ ) трещины были длиной до 9 мм, то при  $R_n=7$  мм ( $R_n/S_0=1,1$ ) — до 13 мм, а при  $R_n=5$  мм ( $R_n/S_0=0,9$ ) — до 34 мм.

Следовательно, наиболее благоприятной формой выступа оказалась трапециевидная форма, показанная на рис. 1, б.

Деформирование металла по месту изгиба исследовалось с помощью точечного микрометра. Определялось утонение металла по образцу вне выступов и по ним.

Расчет утонения производился по формуле

$$\Delta S = \frac{S_0 - S_K}{S_0} 100\%,$$

где  $S_0$  — исходная толщина металла, мм;

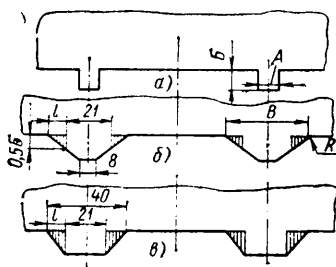


Рис. 1. Форма выступов у образцов до гибки (а — прямоугольная, б и в — трапециевидная)

$S_k$  — окончательная (конечная) толщина металла после гибки, мм.

Толщина образца по месту изгиба измерялась под углом  $45^\circ$  по отношению к полкам, так как в этом направлении наблюдалось наибольшее утонение металла.

В результате исследования утонения получены данные, приведенные в таблице.

По данным таблицы можно сделать вывод, что по выступу (рис. 1, б) металл образца находится в более благоприятном напряженно-деформированном состоянии по сравнению с металлом в других зонах деформации, что выгодно сказывается на качестве гибки заготовок.

По результатам исследований следует считать, что при гибке деталей, обычно выполняемой на тихоходных прессах, для относительного радиуса изгиба  $R_n/S_0 = 1,0 \div 1,5$  можно принять следующие оптимальные размеры выступов:  $A = 1,3 S_0$ ;  $B = 1,6 S_0$ ;  $B = \pi R_n / 2 + 1,5 S_0$ ;  $R = 0,7 S_0$ , где  $R_n$  — наружный радиус изгиба.

Полученные данные легли в основу для разработки конструкции выступа, выполненной заподлицо с торцом заготовки (рис. 2). Эта форма выступа применена на штамповке лонжеронов без увеличения трудоемкости их изготовления. Новый раскрой концевых частей заготовок позволил обеспечить высокое качество изготовления деталей без повышения нормы расхода металла, существенной переделки штампа и выполнения каких-либо дополнительных операций на штамповке и сборке.

Относительный радиус изгиба	Величина среднего утонения, %	
	по образцу вне выступа	по выступу
2,4	1,33	—
1,4	2,5	1,2
1,1	3,5	1,5
0,9	4,9	2,5

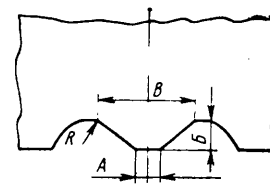


Рис. 2. Выступ, выполненный заподлицо с торцом заготовки

Проведенные исследования наглядно показали, что качество гибки в концевых частях деталей можно повысить, если изменить формы торцевых частей исходных заготовок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Зубцов М. Е.* Листовая штамповка. М.: Машиностроение, 1967. 504 с.
2. *Методика исследования штампуемости и определение усилия гибки лонжеронной полосы* / Сгибнев В. Ф., Ольша А. М., Чечекин Ю. Ф. и др. — Автомобильная промышленность, 1966, № 10, с. 30—33.

УДК 621.789:621.961.2.073.002.2

## Высокотемпературная термомеханическая обработка пробивных пуансонов

И. М. ВАЙСМАН, канд. техн. наук М. А. СМРНОВ, Н. А. ЧЕРНОВОЛ, О. А. ГАНАГО

Челябинский конструкторско-технологический институт автоматизации и механизации в автомобилестроении

Для ПРОБИВАНИЯ отверстий в холодных листах рессор в производстве применяют пуансоны из стали Х12М. Пуансоны вытягиваются из прутков, при этом около 50% массы прутка идет в стружку. В связи с этим представляется целесообразным изготавливать указанные пуансоны штамповкой, совмещая ее с высокотемпературной термомеханической обработкой [1].

Для определения оптимального режима высокотемпературной термомеханической обработки стали Х12М исследовались ее структура и свойства после деформации в диапазоне температур 1313—1073 К. Деформация заготовок размерами  $18 \times 12 \times 150$  мм осуществлялась прокаткой со скоростью 0,1 м/с и обжатием 30%. Как при обычной термообработке, так и при высокотемпературной термомеханической обработке аустенитизация проводилась при 1313 К с 30-минутной выдержкой, закалка — в масле.

Микроструктурное исследование показало, что в случае деформации при 1313 К в стали Х12М происходит заметное развитие рекристаллизационных процессов. Понижение температуры деформирования до 1273 К приводит к подавлению рекристаллизации. После такой обработки в структуре наблюдаются вытянутые первичные зерна аустенита, границы которых имеют характерное для высокотемпературной термомеханической обработки зубчатое строение. Деформация при более низких температурах (1173—1073 К) сопровождается выделением карбидной фазы из аустенита. Обоеднение твердого раствора углеродом приводит к повышению мартенситной точки, что в свою очередь уменьшает количество остаточного аустенита в закаленной стали. И действительно, магнитометрический анализ показал, что после деформации при 1173—1073 К количество немагнитной фазы уменьшается (см. таблицу).

Высокотемпературная деформация при 1313—1273 К практически не влияет на твердость стали как после закалки, так и последующего низкотемпературного отпуска при 473 К. После деформации при 1173 К и особенно при 1073 К твердость снижается, что связано с уменьшением содержания углерода в твердом растворе из-за его преждевременного выделения при проведении высокотемпературной термомеханической обработки. В низкоотпущенном состоянии при указанной обработке заметно (по сравнению с обычной) повышается предел прочности стали при изгибе  $\sigma_{изг}$  и ударная вязкость  $a_k$ . При этом более

существенный эффект имеет место в случае деформации при температуре 1273 К и ниже, когда подавляются процессы рекристаллизации.

Таким образом, из полученных данных следует, что высокотемпературная термомеханическая обработка, не оказывая существенного влияния на твердость стали Х12М, заметно повышает  $\sigma_{изг}$  и  $a_k$ . Последнее позволяет считать, что после такой обработки сопротивление стали хрупкому разрушению возрастает. Для получения оптимального комплекса механических

Обработка	Без отпуска		Отпуск при 473 К		
	Количество немагнитной фазы, %	Твердость HRC	Твердость, HRC	$\sigma_{изг}$ , МПа	$a_k$ , Н·м/см <sup>2</sup>
Закалка					
Деформация на 30% при температуре, К:					
1313	32	61,0	59,0	25,3	24
1273	30	61,0	59,0	29,0	30
1173	30	60,5	59,0	31,0	57
1073	22	59,5	57,5	31,5	46
1073	18	57,0	56,5	—	—

свойств температура деформации при высокотемпературной термомеханической обработке по сравнению с температурой аустенитизации (1313 К) должна быть снижена с целью исключения развития процессов рекристаллизации, снимающей эффект термомеханического упрочнения. Однако проводить деформацию при сравнительно низких температурах (1173—1073 К) нецелесообразно ввиду существенного обеднения твердого раствора углеродом, что приводит к снижению твердости стали, и по-видимому, ее износостойкости.

Для высокотемпературной термообработки пуансонов с диаметром рабочей части 10,5—13,3 мм использовали специально спроектированную муфельную печь с кипящим слоем и кривошипный пресс К2130. Заготовки нагревались в печи до 1313—1323 К в течение 20 мин, затем переносились в штамп. Время установка заготовки в штамп не превышало 2—3 с, при этом температура металла снижалась до 1253—1273 К. Штамповка осуществлялась за один ход пресса, скорость деформирования

\* Ударная вязкость, согласно [2], определялась на образцах  $10 \times 10 \times 56$  мм без надреза.

равнялась 0,2 м/с, а степень деформации в зоне рабочей части пуансона составляла 50—60%. После деформации (через 1—2 с) следовала закалка в масло и последующий двухчасовой отпуск при 473 К.

Пуансоны, подвергнутые высокотемпературной термомеханической обработке, имели твердость 59—61 HRC. Выборочно проведенное исследование не обнаружило развитие рекристаллизации в их рабочей части. Промышленные испытания на Челябинском кузнечно-прессовом заводе, Синеельниковском

им. Коминтерна и Минском рессорных заводах показали, что после указанной термообработки стойкость пуансонов в 1,5—2 раза выше, чем при их изготовлении по обычной технологии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бернштейн М. Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов. Т. 2. М.: Металлургия, 1968. 116 с.
2. Поздняк Л. А. Штамповые стали для холодного деформирования. М.: Металлургия, 1966. 108 с.

УДК 621.745.45:669.54

## Рафинирование цинковых сплавов от неметаллических включений

А. М. МОСКОВЕНКО

Челябинский конструкторско-технологический институт автоматизации и механизации в автомобилестроении

**Ц**ИНКОВЫЕ сплавы обладают целым рядом благоприятных технологических свойств, позволяющих считать их наилучшими при литье под давлением. Однако, как показывает опыт автоагрегатных заводов, при обработке отдельных партий отливок, изготовленных из цинковых сплавов, отмечается

повышенный износ и даже поломки режущего инструмента. Металлографические исследования образцов<sup>1</sup>, приготовленных из деталей карбюраторов, отлитых из сплава ЦАМ 4—1, показали, что материал деталей, которые по обрабатываемости режущим инструментом оценивались заводами как неудовлетворительные, имеет повышенное содержание твердых неметаллических включений. Это обнаруживается на микрошлифе после его травления 3%-ным раствором азотной кислоты: на нем видны светлые образования размером около 0,04 мм и отдельные — до 0,2 мм.

По данным работы [1], неметаллические включения в цинковых сплавах присутствуют в виде ферритов типа  $(Zn, Cu)O \cdot X(Fe, Al)_2O_3$ , микротвердость которых в 7—10 раз превосходит основу. Одной из причин их образования является обогащение сплава железом в процессе плавки и выдержки расплава в печи, а также при использовании возврата собственного производства при литье в металлические формы под давлением. Поэтому рафинирование сплава представляет собой один из необходимых этапов технологического процесса производства отливок, а разработка эффективных методов рафинирования приобретает важное значение. В частности, опыт работы по рафинированию цветных сплавов показывает, что хорошие результаты достигаются при использовании жидких флюсов, представляющих собой многокомпонентный солевой расплав [2]. Об исследовании одного из таких флюсов — трехкомпонентного, состоящего из хлористого цинка, криолита и хлористого натрия (А. с. № 551389), и пойдет речь ниже.

При исследовании пределы изменения компонентов, представленные в табл. 1, выбирали так, чтобы флюс плавился легко и газовыделение из него в ходе расплавления было минимальным.

В качестве плана эксперимента был выбран план на симплексе с ограничением на выбор полинома [3].

тура плавления флюса в опытах с разными составами изменялась незначительно в пределах 600—630 К. После технологической выдержки в течение 5—7 мин образовавшийся в тигле шлак снимали и расплав заливали в металлическую форму. Получившиеся после остывания образцы (в виде прямоугольных пластин) разрезали на три образца, каждый площадью по 280 мм<sup>2</sup>, и готовили из них микрошлифы. Затем по методикам стереометрической металлографии определяли площадь неметаллических включений на поверхности каждого образца. Данные по трем образцам усредняли.

Каждый из опытов повторялся трижды.

Эффективность рафинирования оценивали по величине площади, занятой на образце неметаллическими включениями. В качестве другого исследуемого параметра было принято процентное содержание металла в шлаке, снимаемого с обрабатываемой металлической ванны.

После реализации плана экспериментов в соответствии с формулами регрессионного анализа были рассчитаны уравнения для принятых в работе выходных параметров. На рисунке для найденных уравнений в концентрационном треугольнике, соответствующем рассматриваемым пределам изменения компонентов флюса, построены диаграммы типа «состав — овойство».

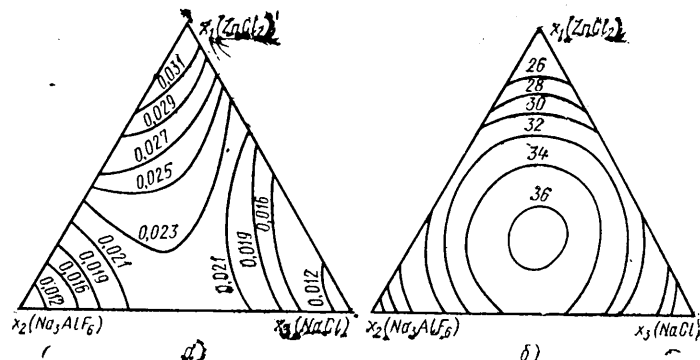
Из рассмотрения диаграммы (см. рисунок, а), где представлена зависимость площади неметаллических включений от состава рафинирующего флюса, следует, что рафинирование во всех случаях дает положительный эффект, так как на образцах без рафинирования площадь неметаллических включений была гораздо большей и составляла от 0,6 до 1,5 мм<sup>2</sup>. Наибольшей рафинирующей способностью характеризуются флюсы, составы которых соответствуют нижним углам концентрационного треугольника. Снижение содержания металла в шлаке (см. рисунок, б) отвечает составам в направлении углов концентрационного треугольника.

Первые опыты в промышленных условиях показали, что при приготовлении больших объемов жидкого флюса предпочтение следует отдать флюсу со следующим значением переменных в кодированном обозначении  $X_1=0,090$ ,  $X_2=0,0820$ ,  $X_3=0,090$ . В соответствии с условием табл. 1 физическое значение содержания компонентов в весовых частях этого флюса следующее: хлористый цинк — 52,7, криолит — 8,2 и хлористый натрий — 21,8. Этот же состав в процентном со-

Таблица 1

Наименование компонентов	Обозначение компонентов	Пределы изменения весовых частей	
		минимум	максимум
Хлористый цинк . . . . .	$X_1$	50	80
Криолит . . . . .	$X_2$	0	10
Хлористый натрий . . . . .	$X_3$	20	40

ход эксперимента был следующим. Из отливок, которые плохо обрабатывались резанием, был приготовлен рабочий сплав. Его затем разлили в формы с таким расчетом, чтобы число чушек было равно планируемому числу опытов. При проведении опыта чушку расплавляли в графитовом тигле, сплав перегревали до 720—730 К, а затем с помощью мерного колечка с перфорированной крышкой в него вводили расплавленный флюс. Количественное соотношение компонентов флюса определялось планом экспериментов, количество вводимого флюса было постоянным и составляло 1% объема расплава. Темпера-





отношении выражается следующими величинами: хлористый цинк — 63,7, криолит — 9,9, хлористый натрий — 26,4.

После корректировки для промышленных испытаний приняты состав, содержащий 64% хлористого цинка, 10% криолита, 26% хлористого натрия. Промышленные испытания жидкого флюса были проведены на Мценском заводе алюминиевого литья. Рафинирование проводили в раздаточных ковшах, куда сплав подавали из индукционной тигельной печи. Флюс готовили в установке электродного типа.

Приведенные в табл. 2 сравнительные данные по рафинированию сплава ЦАМ 4-1 гексахлорэтаном и жидким флю-

Таблица 2

Исследуемые характеристики	Без рафинирования	Способ рафинирования	
		гексахлорэтаном	жидким флюсом
Временное сопротивление разрыву, Н/мм <sup>2</sup>	245	245	250
Содержание металла в шлаке, %	80	80	25
Отношение площади неметаллических включений к общей площади образца, %	—	0,21	0,01

сом показывают, что жидкий флюс предложенного состава обеспечивает более эффективную очистку расплава и меньшие потери металла со шлаком. Отмечено увеличение содержания железа во флюсе после проведения рафинирования: если исходный флюс содержит менее 0,05% соединений железа, то в отработанном флюсе количество соединений железа увеличивается до 0,11%.

Обработка опытных партий деталей карбюратора и металлографические исследования, проведенные Московским карбюраторным заводом, показали значительное улучшение обрабатываемости деталей режущим инструментом и отсутствие включений в образцах, вырезанных из отливок, которые были получены из сплава, рафинированного жидким флюсом. Разработанный флюс и технология его введения приняты к внедрению.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курдюмов А. В., Выговский Е. В., Чухлебов А. Ф. и др.: Фильтрование цинковых сплавов при литье под давлением. — Литейное производство, 1971, № 5, с. 37—38.
2. Косицев В. А., Потысьев В. М., Москобенко А. М. и др.: Прогрессивные способы обработки алюминиевых расплавов перед разливкой. В сб.: Технология автомобилестроения, 1976, № 2 (37), с. 3—6.
3. Зедгендизе И. Г.: Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. М.: Наука, 1976. 56 с.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 661.4(47+57):629.113

### ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ СССР

Группой специалистов НИИТавтопрома разработана и внедрена на Мичуринском автоагрегатном заводе гамма приборов для контроля поршневых колец (высоты, упругости, овальности и угла трапеции).

Прибор модели 1235 для контроля высоты поршневых колец. Измерение осуществляют при помощи электронной измерительной системы модели 121 завода «Калибр». Погрешность измерения 0,001 мм, измеряемый параметр 1—8 мм, диапазон размеров контролируемых поршневых колец 140—180 мм.

Прибор модели 1236 для контроля упругости поршневых колец. Упругость поршневых колец определяют при их тангенциальном сжатии стальной лентой толщиной 0,1 мм до определенного зазора в рабочем состоянии. Диапазон размеров контролируемых колец 140—180 мм. Погрешность измерения составляет 0,01 мм, метод настройки — по образцовой детали, габариты 300×230×180 мм.

Прибор модели 1237 для выборочного контроля овальности поршневых колец. Измерение ведется при тангенциальном сжатии кольца стальной лентой толщиной 0,1 мм до определенного зазора в замке в рабочем состоянии. Диапазон размеров контролируемых поршневых колец 140—180 мм. Погрешность измерения составляет 0,01 мм. Метод настройки — по образцовой детали, габариты 455××880×145 мм.

Прибор модели 1239 для контроля угла трапеции трапецидальных поршневых колец. Измерение осуществляют при помощи электронной измерительной системы модели 212 завода «Калибр». Диа-

пазон размеров контролируемых поршневых колец 140—180 мм. Погрешность измерения составляет 0,001 мм. Метод настройки — по конечным мерам длины, габариты 280×200×320 мм.

За участие в разработке приборов награждены: заведующий отделом В. А. Силкин (серебряная медаль ВДНХ СССР); инженеры-конструкторы Г. К. Климов, Т. А. Климова, В. Н. Павлова (бронзовые медали ВДНХ СССР).

За разработку и внедрение на Борисовском заводе «Автогидроусилитель» им. XXV съезда КПСС контрольно-сортировочного автомата для контроля золотника клапана управления гидроусилителя руля автомобиля ГАЗ-66 по трем различным диаметрам с разбивкой на сортировочные группы награждены новаторы завода — начальник лабораторий средств активного контроля А. А. Шерстень (серебряная медаль ВДНХ СССР), наладчики Г. Г. Шавенко и И. С. Вусик (бронзовые медали ВДНХ СССР).

Автомат обеспечивает высокую точность контроля, стабильность измерений и удобство в работе. Отличается от аналогов возможностью осуществлять контроль по трем разным диаметрам, а по диаметру 27 мм — производить разбивку на три размерные группы. Принцип измерения — пневмоэлектроконтактный с применением датчиков моделей 235 и 236. Контролируемые диаметры 14, 17 и 27 мм. Допустимая погрешность измерений: по диаметру 1 мкм, по форме 0,8 мкм. Производительность 200 шт/ч.

За разработку и внедрение на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева абразивного инструмента с прерывистой рабочей поверхностью для суперфиниширования поверхностей с бортами типа шеек колесного вала награждена заведующий кафедрой завода-втуза при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева О. В. Таратынов (серебряная медаль ВДНХ СССР), и аспирант В. И. Сыреев (бронзовая медаль ВДНХ СССР).

Инструмент обеспечивает получение высокой геометрической точности образующей поверхности, стабилизацию съема металла и однородность шероховатости по всей длине обрабатываемой поверхности. От существующего аналога он отличается тем, что имеет в центральной части паз, расположенный перпендикулярно продольной симметрии бруска. Этот паз разделен на две части эллипсной полостью и выполнен так, что обе его части симметрично смещены вдоль большей оси бруска на величину *l*, причем большая ось эллипсной полости совпадает с продольной осью инструмента. Инструмент можно применять при обработке беговых дожек колец роликовых подшипников. В результате применения инструмента повышено качество продукции, годовой экономический эффект составил 50 тыс. руб.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева разработан новый абразивный инструмент. За участие в его разработке награждены: главный технолог Л. А. Статин (серебряная медаль ВДНХ СССР); начальник лаборатории Л. Е. Пекарев-Поволатов и начальник бюро А. И. Ильин (бронзовые медали ВДНХ СССР).

Тип инструмента — импрегнированный, крупнопористый, на вулканитовой связке, изготовленный из зерна, аппретированного жидким бакелитом. Импрегнированный абразивный инструмент применяется на окончательных операциях: шлифования, хонингования, микрофиниширования, суперфиниширования. Состав, вводимый в поры абразивного инструмента, предохра-

няет от попадания стружки, уменьшает работу сил трения, в результате чего снижается шероховатость поверхности на 1—2 класса и повышается стойкость инструмента в 2—4 раза. Крупнопористый инструмент по сравнению со стандартным абразивным характеризуется повышенной структурой, пористостью, наличием крупных искусственных пор. Расстояния между зернами больше, в результате чего существенно снижается температура в зоне резания. Применение данного

инструмента на операциях шлифования труднообрабатываемых закаленных сталей позволяет обеспечить процесс бесприжогового производительного шлифования, увеличить стойкость кругов. Абразивный инструмент на вулканитовой связке, изготовленный из зерна, апретированного жидким бакелитом, применяется на операциях прорезки канавок, проточек, отрезки прутковых и других видов заготовок.

Его изготавливают по специально разработанной рецептуре. Благодаря обволакиванию зерна бакелитом зерно со связкой скрепляется более надежно, что повышает прочность инструмента. Годовой суммарный экономический эффект от использования инструмента перечисленных выше типов составляет 65 тыс. руб.

В. Б. ПАУТОВА

### Автомат сварки трением АСТВ-5

Предназначен для сварки трением корпуса сварной конструкции втулки заднего колеса и других подобных деталей велосипеда.

Автомат (рис. 1) состоит из станины, шпиндельной и задней бабок, траверсы, патрона шпиндельной бабки, патрона траверсы, автооператора автоматической подачи заготовок, гидростанции, главного двигателя с натяжным устройством, механизма контроля осадки. Для управления автоматом имеется пульт.

Автомат может быть использован при замене оснастки для сварки трением подобных деталей на машиностроительных заводах.

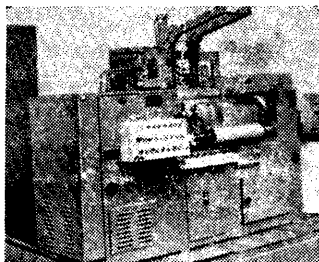


Рис. 1

#### Техническая характеристика автомата

Производительность, сварок в 1 ч	300
Частота вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup>	2000
Осевое усилие, кН:	
при притирке	1—2
при нагреве	15—20
при проковке	35—40
Мощность электродвигателей, кВт:	
главного привода	22
суммарная	29,77
Габаритные размеры, мм	2650×3000×2050
Масса, кг	6500

Внедрение сварки трением обеспечивает уменьшение объема механической обработки до минимального, сокращение расхода металла на 36%, улучшение условий труда.

Разработчик — КТИАМ (г. Челябинск), изготовитель — Челябинский автомеханический завод.

Листоштамповочный пресс-автомат МА-002 со средствами механизации

Предназначен для многооперационной штамповки деталей из рулонного материала. На прессе-автомате (рис. 2) осуществляются следующие операции:

размотка ленты из рулона, правка и подача ее в вырубной штамп, штамповка с последовательным автоматическим переносом заготовки с позиции на позицию.

Бесступенчатый привод в интервале 20—40 ходов в 1 мин обеспечивает постоянное усилие при выполнении различных операций штамповки с мягким ударом, что позволяет получить высокую точность размеров изделий и повышает срок службы штампов.



Рис. 2

#### Техническая характеристика пресса

Номинальное усилие, Н	2000
Ход ползуна, мм	250
Ширина подаваемого материала, мм	До 300
Толщина подаваемого материала, мм	0,3÷2,0
Габаритные размеры пресса со средствами механизации, мм	10000×3746×4540
Масса пресса со средствами механизации, кг	32 000

Разработчик и изготовитель — Минский автозавод.

#### Агрегат изотермического отжига поковок с газовым нагревом

Предназначен для получения в поковках и заготовках из легированных сталей структуры, состоящей из перлита и феррита при определенном соотношении твердости этих составляющих, что обеспечивает хорошую обрабатываемость сталей.

В комплект агрегата (рис. 3) входят: печь выдержки, система транспорта поддонов, система автоматического регулирования температуры, пускорегулирующая аппаратура, печь аустенитизации, камера с регулируемой скоростью охлаждения.

## СТАНКИ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.791.14.03-52

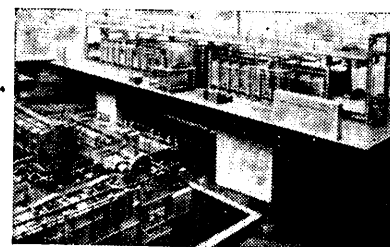


Рис. 3

#### Техническая характеристика агрегата

Производительность, кг/ч	2000
Рабочая температура в печи аустенитизации, К	1263
Рабочая температура камеры охлаждения, К	873
Рабочая температура в печи выдержки, К	873
Габаритные размеры поддонов, мм	1000×600×220
Масса поковок на поддоне, кг	120
Установленная мощность, кВт	115
Расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч	350
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	4400
Габаритные размеры, мм	38 135×7700×6196
Масса, кг	250 000

Разработчик — Курганский экспериментальный конструкторско-технологический институт, изготовитель — Красноярский завод автомобильных прицепов.

#### Агрегат 26ГТЦА-600П для цементации деталей с повторным нагревом

Предназначен для химико-термической обработки (цементации и нитроцементации) стальных деталей с повторным нагревом под закалку, закалку в масле или под прессом, промывки и низкого отпуска.

Агрегат (рис. 4) состоит из печи для цементации, камеры изотермической выдержки, камеры нагрева под закалку, закалочного бака, моечной машины, печи низкотемпературного отпуска, транспортно-переносного устройства.

В отличие от аналогичных отечественных и зарубежных образцов в агрегате

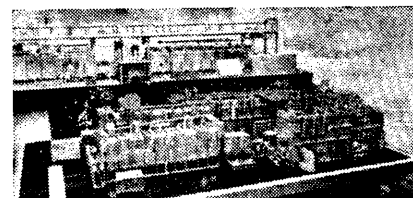


Рис. 4

регате применены: инжекторная система подачи и перемешивания печной атмосферы, разделение печи цементации на пять зон с помощью межпечных заслонок, позволяющих поддерживать в зонах различный технологический режим, толкатели с цепью, имеющей одну степень свободы, направляющие из карбида кремния, автоматическое регулирование потенциала по зонам.

**Техническая характеристика агрегата**

Максимальная производительность (при цементации на глубину 1 мм), кг/ч	600
Максимальная нагрузка на поддон, кг	150
Размеры поддона в плане, мм	560×560
Высота загрузки с поддоном, мм	600
Максимальный расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч	135
Расход эндогаза, м <sup>3</sup> /ч	87
Установленная мощность, кВт	310
Габаритные размеры (без щитов КИП и электрических), мм	22 420× ×13 140
Масса, кг	270 000

Разработчик — Курганский экспериментальный конструкторско-технологический институт, изготовитель — Уральский автозавод.

**Автомат для контактной точечной приварки кожуха амортизатора автомобиля «Москвич»**

Автомат (рис. 5) предназначен для контактной точечной приварки кожуха к крышке передних и задних амортизаторов автомобиля «Москвич» одновременно в шести точках.

Автомат состоит из сварочной машины и устройства для автоматической подачи в зону сварки предварительно собранных кожухов с крышками. В корпусе машины размещены сварочные трансформаторы для питания током шести сварочных пистолетов. Пистолеты расположены равномерно по окружности в вертикальной плоскости.

Система блокировки гарантирует безопасность и безаварийность эксплуатации автомата как на обособленном рабочем месте, так и в автоматической линии изготовления амортизаторов.

**Техническая характеристика автомата**

Производительность, дет./ч	900
Количество одновременно свариваемых точек, шт.	6
Время цикла, с	4
Давление сжатого воздуха в пневмосети, МПа	0,45—0,5
Напряжение, В	380
Масса, кг	1300

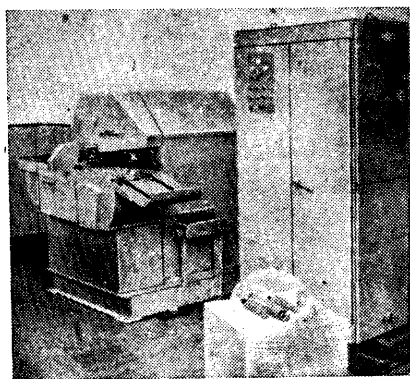


Рис. 5

Разработчик — Запорожский проектно-конструкторский и технологический институт.

**Автоматическая линия 7099 сборки крышек подшипников кулачкового вала**

Предназначена для сборки передней крышки подшипника с манжетой и кольцом и задней крышки с таким же кольцом подшипника.

Линия (рис. 6) состоит из станины, на которой смонтирован цепной вертикально-замкнутый шаговый транспортер с приспособлениями. Вдоль транспортера расположены механизмы, осуществляющие сборку и контроль. Пневмооборудование монтируется на задней стенке станины, электрооборудование размещается в шкафу и устанавливается около линии. Линия имеет автоматический и наладочный режимы работы.

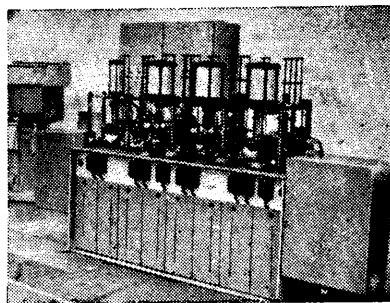


Рис. 6

**Техническая характеристика линии**

Производительность при 75%-ной загрузке, шт./ч	300
Время цикла, с	9
Число позиций:	
рабочих	5
контрольных	1
Наибольшее усилие запрессовки наружного кольца подшипника в крышку, кН	6
Емкость кассет, шт.:	
для передней и задней крышек	135
для манжет	270
для колец подшипников	270
для собранных крышек	60
Габаритные размеры, мм	3000× ×2800×1980
Масса, кг	2050

Автоматическая линия 7099 внедрена на Ярославском заводе дизельной аппаратуры.

Разработчик — НИИТавтопром, изготовитель — Опытный завод НИИТавтопрома (г. Москва).

**Гидравлический прошивной станок АС4052**

Предназначен для выполнения всевозможных протяжных, запрессовочных, гибочных, монтажных работ.

Литая станина станка имеет С-образную форму и является одновременно масляным баком. В консоли станины смонтирован цилиндр поршневого

типа. Величина хода штока вверх и вниз регулируется перестановкой подвижных кулачков. Насосная установка с гидропанелью управления размещена на верхней крышке станины. Для выполнения протяжных работ станок имеет механизм регулирования скорости хода штока вниз. Система подачи СОЖ на инструмент состоит из бака, выполненного в виде основания станины с встроенным в него электронасосом ПА-22, и трубопровода.

**Техническая характеристика станка**

Максимальное усилие, кН	200
Скорость штока, мм/с:	
при холостом ходе вниз	74
при рабочем ходе	38
Наибольший ход штока, мм	500
Максимальное давление рабочей жидкости, МПа	125
Наибольшее расстояние между столом и штоком, мм	630
Расстояние от оси штока до станины, мм	300
Высота стола над уровнем пола, мм	855
Размеры стола, мм	440×500
Мощность, кВт	10
Габаритные размеры, мм	710×1510× ×2735
Масса, кг	3480

Разработчик и изготовитель — Горьковский автозавод.

Максимальное усилие станка для протягивания с увеличенной рабочей подачей составляет 98 кН, скорость штока при рабочем ходе 74 мм/с.

**Контрольно-сортировочный автомат**

Предназначен для контроля золотника клапана управления гидроусилителя руля автомобиля ГАЗ-66 по трем различным диаметрам с разбивкой на сортировочные группы.

**Техническая характеристика автомата**

Производительность, шт./ч	200
Контролируемые диаметры, мм	14, 17, 27
Сортировочные группы контролируемых деталей	Годные; «Брак +»; «Брак -»
Допустимая погрешность автомата, мкм:	
по диаметру	1
по форме	0,8

При контроле диаметра 27 мм автомат производит разбивку деталей на три размерные группы, а также осуществляет проверку на конусность и овальность.

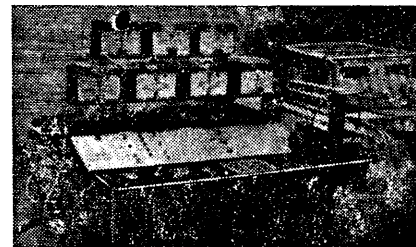


Рис. 7

Автомат (рис. 7) обеспечивает высокую точность контроля, стабильность замеров и удобство в работе. Принцип измерения — пневмоэлектроконтактный с применением датчиков 235, 236.

Разработчик и изготовитель — Борисовский завод «Автогидроусилитель» им. XXV съезда КПСС.

**ГОРЬКОВСКИЙ** конструкторско-технологический институт автомобильной промышленности разработал ряд электрических датчиков и электронный цифровой измеритель крутящего момента переносного типа.

В датчиках крутящего момента в качестве упругого элемента, деформация которого вызывает изменение определенного электрического параметра, применен торсион. Конструктивная схема всех датчиков типовая, и в зависимости от величины номинального крутящего момента изменяются только размеры датчика. Датчики разработаны для следующего ряда значений номинального крутящего момента: 2, 3, 5, 8, 10 и далее кратно 10, т. е. 20, 30 или 200, 300 и т. д. до 10000 Н·м.

Предлагаемые электрические датчики крутящего момента имеют ряд преимуществ:

высокую точность измерения ( $\pm 0,5\%$ );

высокую унификацию;

простую конструкцию зубчатых измерительных дисков за счет использования фотодатчиков для получения электрических импульсов;

возможность работы электронного цифрового измерителя с любым из датчиков крутящего момента, входящим в унифицированный ряд, а также возможность подстройки измерителя под конкретный датчик;

выходы сигналов, пропорциональные измеренному моменту, в аналоговой форме и в цифровом коде «1—2—4—8» для подключения внешних регистраторов и ЭВМ;

возможность измерения крутящего момента и частоты вращения;

возможность измерения момента без вращения вала датчика.

При разработке электрического торсионного динамометра был выбран фазовый метод измерения крутящего момента. В основу схемы измерителя заложена схема цифрового фазового торсионметра с постоянным временем измерения [1, 2]. Конструктивно в одном корпусе объединены измеритель момента и измеритель частоты вращения.

Основным элементом датчика крутящего момента (рис. 1) является динамометрический вал 1 (торсион), который установлен с помощью подшипников в корпусе датчика. Для определения размеров измерительного участка динамометрического вала была использована известная зависимость [1] между углом закручивания вала, т. е. углом относительного поворота двух его

сечений, взятых на расстоянии  $l$  одно от другого, и действующим крутящим моментом  $M_{кр}$  (Н·м):

$$\varphi = [l/(G J_p)] M_{кр},$$

где  $G$  — модуль сдвига материала вала, Н/см<sup>2</sup>;

$J_p$  — полярный момент инерции сечения вала, см<sup>4</sup>.

Угол закручивания в датчиках был выбран равным  $2^\circ$ , чтобы обеспечить долговечную и надежную работу датчика без остаточной деформации. Для преобразования угла закручивания в электрические сигналы использованы зубчатые измерительные диски 2 и 7, выполненные в виде стаканов, установленных по концам измерительного участка вала, и фотодатчики 3 и 4, установленные на неподвижном кронштейне против зубьев дисков. Фотодатчик включает в себя светодиод 5 и фотодиод 6 с ограничительным тубусом. Между измерительными дисками; установлены два дополнительных зубчатых диска в виде барабана, который центрируется с помощью разборного подшипника и приводится во вращение от отдельного электродвигателя 8. Причем зубья каждого из дополнительных дисков входят в рабочий зазор соответствующего фотодатчика.

Число зубьев на всех дисках равно 60, что упрощает схему измерителя частоты вращения измерительного вала. Форма зубьев на дисках прямоугольная. Высота зубьев на диске 2, который взаимодействует с фотодатчиком частоты вращения 9, в 2 раза больше, чем на других дисках. Остальные размеры зубьев у всех дисков одинаковы, что упрощает их изготовление.

Работа датчика крутящего момента осуществляется следующим образом. При вращении измерительного вала, а следовательно, и измерительных дисков зубья последних перекрывают путь световому потоку от светодиодов к фотодиодам. Это вызывает изменение величины тока через фотодиоды, которое усиливается электронными усилителями 10, расположенными в корпусе датчика. Таким образом, на выходах электронных усилителей будут появляться электрические импульсы, частота следования которых пропорциональна частоте вращения дисков. При скручивании вала под действием крутящего момента возникает фазовый сдвиг между электрическими импульсами с выходов усилителей, связанных с фотодатчиками 3 и 4. Величина сдвига фаз электрических импульсов пропорциональна действующему моменту.

В случае, когда частота вращения измерительного вала датчика мала (меньше 500 мин<sup>-1</sup> или равна нулю), включается электродвигатель, приводящий во вращение дополнительные зубчатые диски, с помощью которых и осуществляется перекрытие светового потока в фотодатчиках. Этим обеспечивается возможность измерения крутящего момента с высокой точностью при неподвижном вале датчика и при малой частоте его вращения.

Импульсы с датчика крутящего момента поступают на вход измерителя крутящего момента (рис. 2), т. е. на вход усилителя-преобразователя. Входные импульсы ограничиваются по амплитуде

и преобразуются в прямоугольные импульсы с крутыми фронтами. Большая крутизна фронтов исключает влияние изменения коэффициента усиления усилителя и изменения амплитуды сигналов с фотодатчика на точность измерения момента.

Усилитель-преобразователь имеет два выхода: с одного выхода снимается сигнал в аналоговой форме, пропорциональный по величине действующему моменту, который может использоваться для регистрации крутящего момента на неустановившихся режимах и в системе регулирования момента; с другого — снимаются импульсы, длительность которых также пропорциональна действующему моменту. Эти импульсы поступают на схему заполнения, на второй вход которой поступают высокочастотные импульсы от генератора импульсов. На выходе схемы заполнения появляются пакеты высокочастотных импульсов, длительность которых равна длительности импульса с усилителя-преобразователя, а частота следования равна частоте входных сигналов с датчика крутящего момента. Частота высокочастотных заполняющих импульсов выбрана равной 2 МГц, чтобы обеспечить точность измерения не ниже  $\pm 0,5\%$ .

С выхода схемы заполнения пакеты высокочастотных импульсов поступают на делитель частоты, коэффициент деления которого зависит от номинального значения крутящего момента датчика и устанавливается с помощью переключателя «Тип датчика».

Импульсы с выхода делителя частоты поступают на четырехразрядный электронный счетчик. Время, в течение которого импульсы проходят в счетчик, задается длительностью импульса управления с блока автоматики, которая регулируется в пределах от 0,5 до 1,5 с, с дискретностью 0,01 с.

Для повышения точности измерения фотодатчики установлены таким образом, что выходные сигналы с фотодатчиков имеют сдвиг по фазе на  $180^\circ$ . В связи с этим в электронный счетчик перед каждым циклом измерения с блока автоматики «заносится» число, которое с числом импульсов, поступающих в счетчик из-за первоначального сдвига сигналов с фотодатчиков, составляет полный объем счетчика. Тогда в счетчике будет оставаться только то число импульсов,

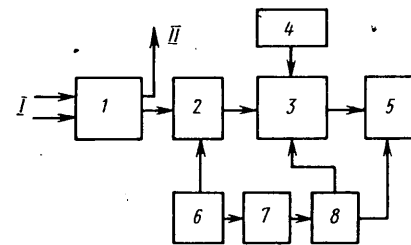


Рис. 2. Структурная схема измерителя крутящего момента:

1 — усилитель-преобразователь сигналов; 2 — схема заполнения; 3 — делитель с переменным коэффициентом деления; 4 — переключатель типа датчика; 5 — счетный блок; 6 — генератор импульсного заполнения; 7 — делитель частоты; 8 — блок автоматики; 9 — сигнал от фотодатчиков; 10 — выход сигнала на регистрирующий прибор

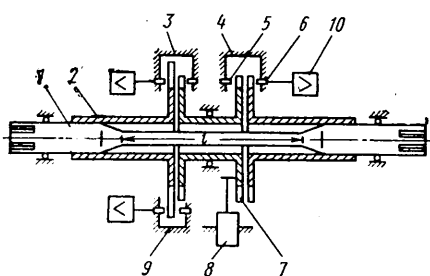


Рис. 1. Схема датчика крутящего момента и частоты вращения измерительного вала:

1 — торсион; 2 — стакан с зубчатым диском; 3 и 4 — фотодатчики; 5 — светодиод; 6 — фотодиод; 7 — барабан с дополнительными дисками; 8 — электродвигатель; 9 — фотодатчик частоты вращения; 10 — усилитель

которое пропорционально действующему моменту.

Регулирование длительности управляющего импульса и числа «занесения» позволяет упростить процесс калибровки датчика крутящего момента и измерителя. При калибровке измерителя к датчику крутящего момента прикладывается номинальный момент. Если на табло измерителя будет индифицироваться число, отличное от номинального значения, например, из-за неточного изготовления измерительного участка вала, то необходимо изменить соответствующим образом длительность управляющего импульса и число «занесения» и добиться индикации номинального момента вместо шлифовки вала, как это делается в других измерителях крутящего момента.

В основу работы измерителя частоты вращения вала положен метод подсчета количества импульсов, поступивших от фотодатчика 9 (рис. 1) или от постороннего преобразователя частоты вращения, за определенный интервал времени. В данном приборе это время выбрано равным 1 с.

Так как при испытаниях агрегатов и узлов автомобилей возникает необходимость в измерении длительности интервалов времени и подсчете числа оборотов за время торможения или разгона авто-

мобиля, то в измерителе частоты вращения предусмотрены такие режимы работы: измерение временных интервалов как при ручном, так и автоматическом управлении; измерение числа импульсов с ручным и автоматическим включением начала и конца счета.

Измеритель частоты вращения вала снабжен выходами результатов измерения в аналоговой и дискретной форме. Сигнал в аналоговой форме используется для управления электродвигателем датчика крутящего момента.

Конструктивно измерители крутящего момента и частоты вращения выполнены в унифицированном корпусе типа «надел». Электронные схемы измерителей собраны на элементах из интегральных схем серии 155.

Измеритель крутящего момента может быть применен при испытаниях различных деталей и механизмов в любой отрасли машиностроения. Ожидаемый экономический эффект от применения прибора 20 тыс. руб.

Техническая характеристика датчика крутящего момента приведены ниже:

Диапазон измерения крутящего момента (с разбивкой на 21 поддиапазон), Н·м	0—10 000
Относительная погрешность измерения крутящего момента, %	±0,5

Диапазон измерения частоты вращения, мин<sup>-1</sup> . . . . . от 1 до 10 000  
Относительная погрешность измерения частоты вращения:

$$\delta = \pm (\delta_0 + n \text{ ед. счета}),$$

где  $\delta_0$  — относительная погрешность частоты собственного кварцевого генератора;  
 $n$  ед. счета — погрешность, обусловленная несовпадением фазы измеряемого сигнала с моментом счета

Напряжение питания, В . . . . .	220
Частота, Гц . . . . .	50
Габаритные размеры, мм:	
измерителя . . . . .	480×480×200
датчика крутящего момента величиной:	
до 1 кН·м . . . . .	460×320×210
до 100 кН·м . . . . .	1110×380×300
Масса, кг:	
измерителя . . . . .	28
датчика крутящего момента величиной:	
до 1 кН·м . . . . .	40
до 100 кН·м . . . . .	150

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М.: Высшая школа, 1975. 350 с.
2. Фролов Л. Б. Измерение крутящего момента. М.: Энергия. (Библиотека по автоматике), вып. 228. 1967. 46 с.

Ю. Н. ПИСАРЕВ

УДК 621.43.004.58

## ЗАРУБЕЖНЫЙ ОПЫТ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ РАБОТАВШЕГО КАРТЕРНОГО МАСЛА

**А**НАЛИЗ работавшего моторного масла является одним из наиболее эффективных методов диагностирования технического состояния двигателей. Возможность раннего обнаружения неисправностей двигателя без его разборки, установление необходимости своевременной смены масла, предотвращение повышенного износа деталей и загрязнения их отложениями являются основными преимуществами диагностирования по параметрам работавшего масла.

Опыт применения данного метода за рубежом при диагностировании двигателей различного назначения (станционных, судовых и автомобильных) подтверждает его технико-экономическую эффективность [1, 2].

Анализ моторных масел выполняют специализированные лаборатории или компании, такие, как Оптимэл системз (ОС), Кливленд техникэл Сентер (КТС), Ойл Интернешнл Лэбз (ОИЛ), Ана лабораториз, Энэлсисисте и др. [1, 3]. Собственными лабораториями, занимающимися диагностированием двигателей по параметрам масла, располагают компании Мобил Ойл, Тексако (программа «Текс-чек»), Галф Ойл, Шелл

(программа «Шелл-чек»). Деятельность этих лабораторий распространяется на США, а также на другие страны, в частности Канаду и Австралию.

В большинстве случаев в основу диагностирования положен спектральный анализ масла. Преимущество спектрального анализа заключается прежде всего в его высокой информативности и быстродействии при выдаче результатов. Современные модели спектрометров позволяют контролировать динамику износа практически всех деталей двигателя. Так, спектрометр фирмы Бэйрд Этомик «НА-10 Spectrometr 1000» позволяет осуществлять количественный анализ масла на содержание в нем железа, хрома, свинца, меди, олова, алюминия, никеля, сурьмы, магния, кремния, бора, натрия, марганца, кальция, бария, фосфора, цинка и молибдена. В настоящее время наибольшее распространение получили два метода спектрального анализа масел: эмиссионный и атомно-абсорбционный (спектрометры фирм Бэйрд Этомик, Перкин-Элмер, Текстрон, Бекман). При диагностировании двигателей применяются приборы, использующие оба метода. На рис. 1 показана блок-схема современного эмиссионного спектрометра FAS-2 фирмы Бэйрд Этомик.

Однако спектральный анализ не решает всех проблем диагностирования двигателей внутреннего сгорания. Поэтому для более полного представления о техническом состоянии двигателя проводится также физико-химический анализ масла.

Фирма КТС предлагает заказчикам три стандартные программы диагностирования. Первая программа предусматривает проведение только физического анализа масла: определяется степень разжижения масла топливом, наличие воды, вязкость и диспергирующие свойства масла. На основании этих анализов заказчикам выдаются рекомендации по смене масла, смене фильтров и обслуживанию систем топливоподачи. Вторая программа включает в себя комплекс физического и спектрометрического анализов масла. Фирма использует спектрометр «НА-10 Spectrometr 1000», позволяющий определить и измерить содержание в работавшем масле 18 элементов износа, пыли, антифриза и концентрации присадок масла. Заказчик получает рекомендации по обслуживанию или замене внутренних агрегатов (деталей) двигателя, прежде чем наступит их повреждение. По третьей программе проводится углубленный спектрохимический анализ, позволяющий оценить степень срабатывания присадок масла и его окисление.

Представляют интерес исследования, проведенные фирмой ОС по определению технической и экономической эффективности диагностирования автомобильных двигателей различного назначения [1]. В программу исследования входит спектральный анализ масла с помощью спектрометра FAS-2, при

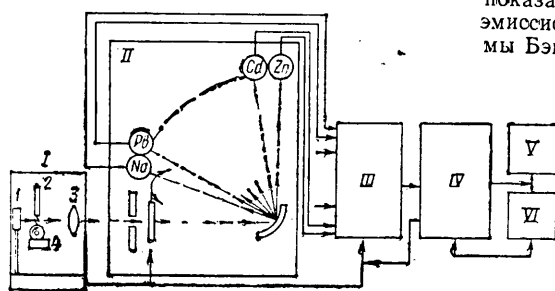


Рис. 1. Принципиальная блок-схема эмиссионного спектрометра FAS-2:

I — блок возбуждения пробы масла; II — оптический блок; III — интеграционный блок; IV — электронный блок; V — блок регистрации результатов; VI — блок печати и ввода в ЭВМ; 1 — ртутная лампа; 2 — электрод; 3 — литза; 4 — входная щель

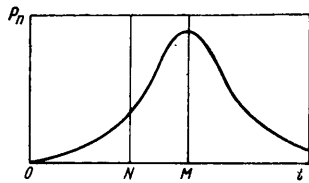


Рис. 2. Вероятность распределения количества двигателей  $P_n$ , нуждающихся в ремонте, в зависимости от времени их работы  $t$

этом определяется вязкость масла и степень разжижения его топливом. Методом инфракрасной спектрометрии определяется количество воды, антифриза, а также продуктов неполного сгорания топлива и окисления масла.

Диагностирование 530 дизелей и карбюраторных двигателей в течение шестимесячного периода подтвердило эффективность данного метода. 95% рекомендаций по техническому обслуживанию двигателей, выданных на основании анализа работавшего масла, подтвердились при их осмотре. Были своевременно выявлены неисправности, устранение которых позволило избежать выхода двигателей из строя.

Исследования фирмы ОС показали, что диагностирование по параметрам работавшего масла особенно эффективно для дизелей с учетом их повышенной стоимости. Стоимость диагностирования 530 двигателей равнялась приблизительно стоимости капитального ремонта двух автомобильных дизелей.

Анализ работавшего масла способствует более эффективному планированию ремонта двигателей в зависимости от серьезности обнаруженного дефекта, своевременной смене масла, воздушных и масляных фильтров и других деталей. Установлено, что только комплексный анализ работавшего масла обеспечивает экономическую эффективность этого метода для оценки технического состояния двигателей, надежную работу двигателя, снижает эксплуатационные расходы. На рис. 2 приведена вероятность распределения количества двигателей, нуждающихся в ремонте в зависимости от времени их работы. Интервал, ограниченный точкой  $M$ , — время достижения момента необходимости ремонта двигателя (т. е. момента, когда производительность двигателя снижается ниже предписанной). Однако рекомендуемые заводами-изготовителями двигателей сроки предупредительного ремонта значительно меньше наработки, ограниченной точкой  $N$ . Дело в том, что некоторые детали изнашиваются задолго до выработки ресурса, и это оказывает влияние на износ других

деталей. Кроме того, могут произойти внезапные отказы двигателя.

Из рис. 2 видно, что наибольшее количество двигателей имеет наработку до ремонта в пределах от  $N$  до  $M$ . Таким образом, диагностирование по параметрам работавшего масла позволяет избежать в большинстве случаев неоправданных затрат на предупредительный ремонт и обслуживание, причем затраты на диагностирование не соизмеримы с затратами на ремонт. Незначительное количество двигателей, нуждающихся в ремонте (расположены на кривой слева от точки  $N$ ), могут быть отремонтированы без особых затрат.

Как уже отмечалось, анализ работавшего масла используется при установлении оптимальных сроков смены масла.

Фирмой Энэлисистс (США) [3] проведены исследования по определению оптимальных сроков смены масла в дизелях карьерных автосамосвалов, работающих в тяжелых условиях. Программа исследований по корректировке интервалов смены масла включала в себя определения физических параметров масла: вязкость, содержание топлива, охлаждающей жидкости, общее щелочное число, а также проведение спектрального и спектрохимического анализов для определения продуктов износа, загрязнения масла и степени срабатывания присадок. Комбинация методов и инструментов анализа позволила осуществлять дифференцированный анализ масла.

В Западной Европе к вопросам увеличения сроков службы масла подходят более осторожно, считая, что уровень форсирования европейских двигателей выше, чем американских. Кроме того, условия эксплуатации в Европе считаются более тяжелыми, чем в США.

Одной из основных проблем при диагностировании двигателей по параметрам работавшего масла и установлении оптимальных сроков его смены является определение номинальных и предельных значений показателей масла, характеризующих работоспособное состояние как двигателя, так и масла. Номинальные и предельные значения показателей масла определяются на основании наблюдения за большим количеством двигателей, при этом широко применяются статистические методы обработки результатов наблюдений с использованием вычислительной техники. Многие двигателестроительные фирмы в своих инструкциях по эксплуатации регламентируют предельные значения показателей масла.

В таблице приведены значения предельных показателей масла, рекомендуемые фирмами MTU (ФРГ) и Каммингз (Англия).

Таким образом, диагностирование автомобильных двигателей по параметрам работавшего масла является эффективным средством повышения надежности транспортных средств и способствует снижению эксплуатационных расходов. Особенную технико-экономическую ценность данный метод представляет при диагностировании энергонасыщенных автомобилей с дизелями.

За рубежом, особенно в США, диагностирование по параметрам масла получило широкое распространение. Прогресс в приборостроении обусловил использование эффективных диагностических методов и средств, в частности спектрального анализа.

Показатели масла	MTU	Каммингз
Минимальная вязкость	Минус один класс вязкости по SAE в сравнении со свежим маслом	
Содержание топлива	—	Не более 5% по объему
Максимальная вязкость	—	Плюс один класс вязкости по SAE в сравнении со свежим маслом или рост вязкости на 10% при 372 К
Содержание осадков, нерастворимых в н-пентане бензине, %	— 1,2—2,0*	1,0—1,5 0,75—1,0
Щелочное число	Снижение до 80% в сравнении со свежим маслом	—
Кислотное число, мг КОН/г	Не допускаются	3,5
Содержание воды, %	0,2% по объему	0,2%

\* В зависимости от диспергирующих свойств масла.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Starling R., Hower K.* Lubricating oil analysis: an effective maintenance tool. — Diesel and Gas Turbine Progress, 1977, 43, № 10, pp. 74—75.
2. *McElrou W.* Preventive maintenance through engine analysis. — Diesel and Gas Turbine Progress, 1977, 43, № 4, pp. 10—11.
3. *Forgeron E.* Development in oil analysis. — Diesel and Gas Turbine Progress, 1977, 43, № 12, pp. 34—35.

В. П. ТИМАШЕВ

## НОВЫЕ САМОПОДЖИМАЮЩИЕСЯ УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ

**В НАСТОЯЩЕЕ** время для изготовления самоподжимающихся уплотнений используется пять видов синтетического каучука:

дивинилнитрильный каучук — имеет рабочий интервал температур  $-54...+107^{\circ}\text{C}$ ;

полиакриловый каучук — обладает большим сопротивлением старению и растрескиванию кромок, чем дивинилнитрильный, но хуже его по износостойкости, рабочий интервал температур  $-18...+177^{\circ}\text{C}$ ;

силиконовый каучук — обладает высокой износостойкостью, но имеет малое сопротивление разрыву, неудовлетворительно работает без смазки, рабочий интервал температур  $-73...+150^{\circ}\text{C}$ ;

флюороэластомерные каучуки (фторуглеродистый и фторсиликоновый) — предназначены для тяжелых условий эксплуатации. Фторуглеродистый каучук имеет высокую химическую стойкость, и выдерживает высокие рабочие температуры (до  $\pm 205^{\circ}\text{C}$ ), но теряет механические свойства при низких температурах (ниже  $-40^{\circ}\text{C}$ ). Фторсиликоновый каучук сочетает химическую и высокотемпературную стойкость фторуглеродистого каучука с хорошими механическими свойствами при низких температурах силиконового, но имеет малое сопротивление разрыву и недостаточную износостойкость.

Самоподжимающиеся уплотнения предназначены для удержания смазки с малой вязкостью при частоте вращения вала до  $3600 \text{ мин}^{-1}$ . Для предохранения от попадания грязи в агрегат предусматривается вторая кромка. Подобные уплотнения предназначены для тяжелых условий работы и снабжаются усиливающим стальным кольцом, что увеличивает их жесткость и предохраняет при сборке и работе.

При износе или повреждении уплотнения или вала используют сменную втулку, представляющую собой точно изготовленное стальное кольцо, устанавливаемое на поврежденное место. Толщина втулки примерно  $1,6 \text{ мм}$ , что увеличивает наружный диаметр вала на  $3,2 \text{ мм}$ , соответственно сопрягаемое уплотнение должно иметь внутренний диаметр на  $3,2 \text{ мм}$  больший, чем стандартное. Втулка позволяет получить гладкую поверхность для уплотнения, устранить необходимость обработки вала и уменьшить время, необходимое для ремонта. В основном подобные кольца используются для задних мостов грузовых автомобилей, передних и задних уплотнений коленчатых валов двигателей, карданных шарниров, фрикционных муфт поворота тракторов и т. д.

Применение кольцевых самоподжимающихся уплотнений ограничивается тремя условиями: температурой кромки, удельным давлением в рабочей зоне и износостойкостью. Температура кромки зависит от частоты вращения вала, и влияние ее усложняется при высоком давлении или отсутствии смазки. В механических (не самоподжимающихся) уплотнениях в настоящее

время в качестве рабочей поверхности используются вкладыши из керамики или графитовых смесей. Для кромочных самоподжимающихся уплотнений подобные материалы не годятся, так как не удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям: вкладыш должен быть достаточно эластичным, чтобы выдержать натяг при установке, и достаточно упругим, чтобы повторить возможные отклонения от правильной формы вала.

После оценки множества пластиковых материалов американские инженеры остановились на выпускаемом промышленностью страны материале мультифил, который имеет лучшие по сравнению с другими материалами свойства как при наличии смазки, так и без нее. В отличие от тефлона мультифил позволяет получить очень высокую износостойкость даже при работе с высокими частотами вращения вала. Так, при окружной скорости  $2,5 \text{ м/с}$  износ рабочей поверхности из материала мультифил после  $200 \text{ ч}$  испытаний составил  $25 \text{ мкм}$ .

При работе в условиях большой загрязненности или при высокой частоте вращения в сочетании со значительным давлением на кромку работоспособность самоподжимающегося уплотнения может быть значительно улучшена при использовании накладки из тефлона, которая закрепляется на рабочей поверхности кромки. При этом сочетаются возможности самоподжимающегося уплотнения со способностью тефлона работать без смазки (см. рисунок, а). Испытания раздаточной коробки с этим уплотнением производились при частоте вращения вала  $825 \text{ мин}^{-1}$  и при погружении вала в постоянно перемешиваемый состав из  $30\%$  песка,  $10\%$  глины и  $60\%$  воды. Обычное двухкромочное уплотнение с одной самоподжимающейся кромкой выдержало  $2 \text{ ч}$  работы. Двухкромочное уплотнение с обеими самоподжимающимися кромками выдержало  $93 \text{ ч}$  испытаний. Уплотнение с накладкой из тефлона на одной из кромок проработало  $500 \text{ ч}$ .

На рисунке (б) показано уплотнение компании Боундэри Сил (США) с самоподжимной основной кромкой и дополнительной кромкой, которая может выполняться с накладкой из тефлона или без нее. Самоподжимная кромка предназначена для удержания смазки, а дополнительная — для предохранения от попадания воды, грязи и песка. Этот вариант заменяет два самоподжимающихся однокромочных уплотнения, установленных вместе. Подобное уплотнение может использоваться в главных передачах автомобилей и в узле коробки передач — ведущий мост переднеприводных автомобилей, где уп-

лотнение должно быть особенно надежным и попадание грязи недопустимо. Использование подобных уплотнений в этих агрегатах требует от них допуска на динамические колебания вала до  $0,5 \text{ мм}$  и сохранения при этом работоспособности. Конструкция этого уплотнения запатентована и применяется в главной передаче заднего моста легкового автомобиля Шевроетт концерна Дженерал Моторс (США).

Требование гибкости кромки уплотнения при низких рабочих температурах обеспечивается использованием силиконового каучука. Но этот каучук имеет плохую износостойкость. Поэтому проблема решается использованием накладки из тефлона, что обеспечивает уплотнению высокую износостойкость при требуемой гибкости.

Использование накладок из тефлона для кромок уплотнений рекомендуется в следующих случаях:

окружная скорость вращения рабочей поверхности превышает  $25 \text{ м/с}$ ;

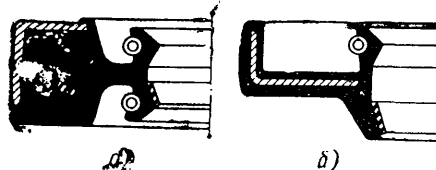
давление в зоне контакта рабочей кромки с валом превышает  $345 \text{ кПа}$  ( $3,45 \text{ кгс/см}^2$ ) в сочетании с окружной скоростью вращения рабочей поверхности  $1,25 \text{ м/с}$ ;

требуется наличие малой силы трения и отсутствие частиц износа в зоне контакта.

Уплотнение Слип Джайнт Сил разработано для уплотнения подвижного или неподвижного соединения карданного вала. Оно состоит из стального кольца, на внутренней стороне которого закреплено резиновое уплотнение с отгибающейся кромкой. При установке уплотнения на вал с внешними шлицами кромка отгибается внутрь кольца так, что ее рабочая поверхность не касается шлицев, и, следовательно, устраняются возможные повреждения. Затем собирается само подвижное соединение и на вал с внутренними шлицами надевается кольцо уплотнения. При этом кромка занимает рабочее положение. Компании Дана Спайсер, Роквелл Интернешнл (США) и Хэрди Спайсер (Великобритания) заменили пробочные и войлочные уплотнения шлицевых подвижных соединений выпускаемых ими карданных валов на уплотнения Слип Джойнт Сил, которые имеют лучшие рабочие характеристики и увеличивают срок службы соединений.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. PTFE liners improve radial lip shaft seal capability. — Automotive Engineering, February, 1979, vol. 87, N 2, pp. 47—50.
2. Gromer C. All about seal. — Automobile International, August, 1979, pp. 13—14, 16—18.
3. Specialised seals for applications. — Automotive Engineer, October—November, 1979, pp. 44—45.
4. Freudenberger B. Seal Sermon. — Motor Service, December, 1979, pp. 20—21, 36, 52.



## ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМЫЙ АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ УЧАСТОК ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ БАЛКИ ЗАДНИХ МОСТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

**В** СОСТАВ изготовленного фирмой Эрнст Гроб (ФРГ) участка входят две автоматические линии, соединенные между собой транспортной системой действующей в качестве накопителя. Автоматизация участка происходит за счет его оснащения автоматическими устройствами для подачи и загрузки заготовок, их промежуточной транспортировки, манипулирования и разгрузки из зоны механической обработки. На участке обрабатывают до 40 типоразмеров деталей, причем каждый типоразмер изготавливают серийно. На линиях обрабатываются корпус редуктора заднего моста, два торца балки с посадочными поверхностями для подшипников и сальников (рис. 1). Балки могут отличаться друг от друга длиной; положением корпуса редуктора и всех относящихся к нему обрабатываемых поверхностей; числом, размерами, конфигурацией и расположением отверстий на торцах; размерами торцовых отверстий и т. д.

На рис. 2 показана схема участка, включающего станции 1—10 (первая линия) и 13—15 (вторая линия) с устройством подвода заготовок (станция 1), соединительным устройством с накопителем (станции 10—12) и устройством разгрузки (станция 16).

Детали, проходящие через станции 1—10, устанавливают на транспортную каретку. Освободившиеся транспортные каретки со станции 10 возвращаются по верхнему транспортеру на станцию 1. Функционирует участок следующим образом.

Оператор станции 1 с помощью загрузочного приспособления ориентирует заготовки и закладывает их в поддон подающего устройства. При этом тип заготовок автоматически контролируется (по характерным признакам). Затем автоматическое загрузочное устройство своими захватами принимает и окончательно ориентирует заготовку, устанавливая ее на транспортную каретку. Здесь заготовка закрепляется вручную и транспортируется на станцию 2, где с помощью правой силовой головки предварительно обтачивают фланец и внутренние поверхности корпуса редуктора заднего моста. Главная ось балки расположена при этом параллельно направлению ее транспортировки.

На станции 3 балка оказывается повернутой на 90° относительно направления транспортировки, что позволяет одновременно обтачивать торцы балки и отверстия в ней. Выполняются эти операции с помощью токарных силовых головок для торцевой обточки,

оснащенных ЧПУ. Каждая силовая головка имеет систему измерения перемещений в продольном и поперечном направлениях.

На станции 4 установлены две силовые головки.левой автоматической поворотной-сверлильной многошпиндельной сверлят—для последующего нарезания резьбы—отверстия сначала в одной из двух поворотных позиций детали, а затем, когда транспортная каретка вместе с заготовкой поворачивается на 180°, и во второй позиции. Правой головкой поочередно обрабатывают обе внутренние поверхности балки.

На станции 5 также установлены левая и правая силовые головки, предназначенные для обработки заготовки в положении транспортирования. Правой головкой на фланце крепления редуктора обтачивают четыре круглые выемки. Для этого ее токарный узел поочередно перемещается на четыре позиции.левой головкой выполняют предварительную обточку отверстий под подшипники ведомых валов редуктора.

На станции 6, как и на станции 2, правой силовой головкой выполняют обточку, но уже чистовую, поверхностей корпуса редуктора. Отверстия под подшипники валов подвергают окончательной обточке и автоматическим измерениям.

На станции 7 транспортная каретка с деталью, чтобы обеспечить одновременную идентичную чистовую обточку внутренних поверхностей торцов балки, становится перпендикулярно направлению транспортировки деталей. Здесь применяют такие же токарные силовые головки, оснащенные ЧПУ, как и на станции 3. После окончания обработки диаметры обработанных отверстий измеряются автоматически. При отклонении результатов измерений от заданных положение режущей кромки инструмента автоматически корректируется.

На станции 8 торцовые части балки поочередно обрабатывают в двух положениях, как на станции 4. Правая

головка осуществляет бесстружечное накатывание резьбы, размеры которой зависят главным образом от типоразмера детали. Если на резьбовом участке есть предохранительный шлиц, он подвергается фрезерованию и зачистке.левой головкой торцы балки обрабатываются начисто.

На станции 9 ось балки располагается параллельно направлению транспортировки. Правой головкой обрабатывают отверстия для ввода шарнирно-рычажной передачи, наличие и расположение которой зависит от типа автомобиля, левой—нарезают резьбу в просверленных на станции 4 скошенных отверстиях.

На станции 10 балку и транспортную каретку промывают СОЖ. Автоматическое передаточное устройство забирает частично обработанную заготовку с раскрытой каретки, поворачивает ее на 90° и укладывает на станции 11 в поддон транспортного устройства, с помощью которого заготовка транспортируется в приемную позицию на станции 12. Транспортное устройство одновременно служит накопителем.

Во вторую автоматическую линию входят, как упоминалось выше, станции 13—15. Перемещение заготовок происходит здесь на тележках зажимных приспособлений с помощью транспортного устройства, состоящего из портала, продольно перемещающихся кареток и парных грейферов. На станциях заготовки при необходимости поворачиваются на 90° и укладываются на поддон имеющихся здесь зажимных устройств. После этого тележки возвращаются в исходное положение.

На станции 13 фрезеруют посадочные поверхности, число и положение которых зависят от типоразмера детали. При фрезеровании, происходящем с помощью двух фрезерных головок, перемещающихся в горизонтальном направлении, деталь поворачивают вокруг ее продольной оси и фиксируют в одном или двух положениях.

Вертикальная регулировка фрезерных головок производится в зависимо-

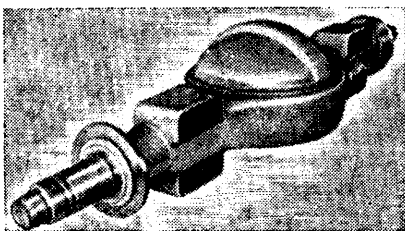


Рис. 1

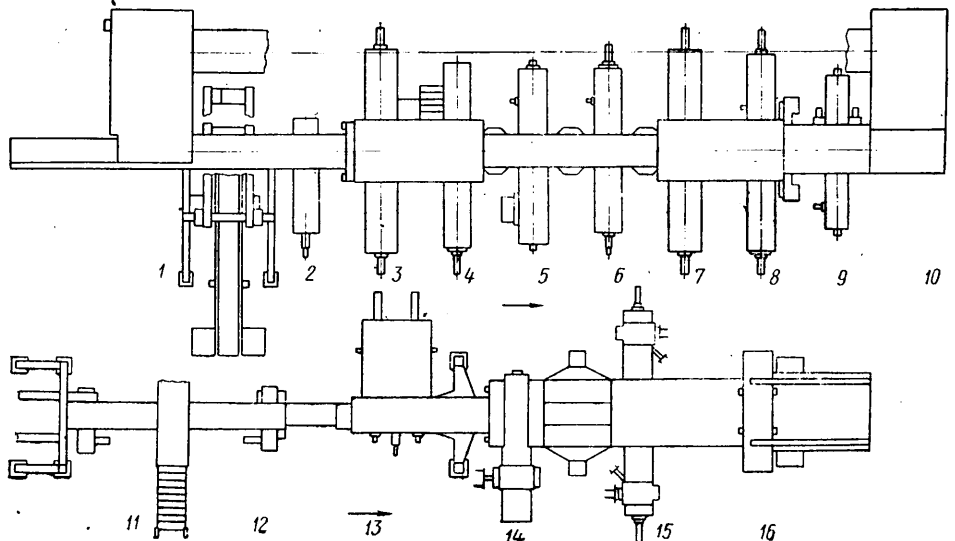


Рис. 2



сти от расстояния посадочных поверхностей от продольной оси детали. Это расстояние является функцией типоразмера детали.

На станции 14 правым силовым узлом сверлят отверстия под резьбу на фланце корпуса редуктора. Это выполняется автоматической поворотной сверлильной головкой.

На станцию 15 деталь приходит поперечно-ориентированной. Здесь в ней, одновременно с двух сторон, поворотными многошпиндельными сверлильными головками сверлят отверстия во фланцах. Расстояние между центрами отверстий может изменяться в зависимости от типоразмера детали.

На станции 16 заготовку промывают СОЖ и транспортируют из зоны механической обработки.

Участок обработки балки заднего моста может переналаживаться автоматически, с помощью следящих

устройств, и вручную. Автоматическая переналадка определяется управляющей программой, обрабатываемой ЭВМ, к которой подключены числовые и свободно программируемые системы управления. Если изменяются форма, положение и размеры детали (например, при контурной обточке осевых шеек, кольцевых шеек и фланцев на станциях 3 и 7), то меняют управляющую программу, записанную на перфоленте или на магнитной ленте. Если необходимо изменить позиции таких функциональных групп, которые при переходе с одного из заданных типов балок на другой не изменяются, делается это с помощью вспомогательных приводов, например, гидроцилиндров, выполняющих установочные перемещения и включающихся нажатием кнопки. После переналадки цикл обработки начинается лишь тогда, когда соответствующие датчики показывают

правильное состояние сигналов по программе. По этому принципу позиционируются узлы на станциях 5 и 6 слева, 9 справа, а также поддоны зажимных устройств на станции 13.

При ручной переналадке установка узлов в новое положение производится вручную, а их регулировка — с помощью кривошипных и винтовых рукояток, по эталонным плиткам, упорам или фиксаторам. Вручную, например, переналаживаются зажимы транспортных кареток, рейферы для деталей на транспортных устройствах, многошпиндельные сверлильные головки на станциях 14 и 15 (угловое положение), зажимные приспособления на станциях 14, 15 и 16. Режущий инструмент также заменяется, крепится и удаляется вручную.

В. А. ПОТАПОВ

УДК 621.7:9:629.113.002

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Моечная машина высокого давления «Тур-318» без системы подогрева моющего средства

На Международной выставке Automechanika-80 во Франкфурте-на-Майне (18—23 сентября 1980 г.) фирма Oertgen (ФРГ) впервые представила моечную машину высокого давления без подогрева моющего средства. Для работы такой машины необходима подача электроэнергии и водопроводной горячей воды. Электродвигатель машины имеет систему масляно-водяного охлаждения. Для пуска электродвигателя не требуется переключения со звезды на треугольник. Аксиально-поршневой трехцилиндровый водяной насос имеет систему смазки с поддоном. При работе насоса уровень создаваемого шума низок. Плунжеры и корпуса клапанов изготовлены из нержавеющей стали, а все прочие детали, соприкасающиеся с водой, — из специальной бронзы. Органы управления машиной включают защитный переключатель для электродвигателя; глицериновый манометр; специальный инжектор с дозирующим клапаном, подключенный последовательно к насосу; прибор контроля уровня масла.

Машина предназначена для применения на предприятиях технического обслуживания и ремонта автомобилей. Ниже приведена техническая характеристика машины.

Производительность насоса, л/ч	1100
Рабочее давление, МПа	18,7
Максимальная температура воды, К	343
Мощность приводного электродвигателя, кВт	6
Частота вращения электродвигателя, мин <sup>-1</sup>	1260
Напряжение сети питания (ток трехфазный), В	380
Потребляемый ток, А	16
Емкость бака, л	12
Габаритные размеры, мм	1050×780×460
Масса, кг	69
Диаметр колес, мм	280
Длина шланга высокого давления, м	40
Длина соединительного кабеля, м	8
Длина трубки пистолета, мм	1100

Все узлы и агрегаты машины смонтированы на жесткой стальной трубчатой раме.

Bus-Fahrt, сентябрь 1980, № 9, с. B26.

### Электронно-лучевая сварка биметаллов

Полосовые металлы с различными точками плавления, такие, как сталь + титан, медь + серебро + никель, индий + медь, бериллиевая медь + медь и др., трудно сваривать обычными методами.

Американская фирма Technical Materials Inc разработала технологию электронно-лучевой сварки биметаллической ленты. Металлы с очень различными точками плавления получают пропорциональное количество тепла — так, что два металла в зоне сварки плавятся и затвердевают одновременно. Это обеспечивает минимальную пористость и оптимальную твердость соединенных металлов. Зона сварки непрерывно контролируется системой датчиков слежения за проваром.

Основным элементом сварочного оборудования является триодная электронно-лучевая пушка с высокостабильной изоляцией из окиси алюминия. Изоляция расположена так, что сводит к минимуму явления теплового расширения и защищена от разрушающих паров. Ускоряющее напряжение — 60 кВ. Электроны, излучаемые из катодной нити, ускоряются до  $\frac{2}{3}$  скорости света и фокусируются до диаметра 0,38 мм на поверхности контакта двух металлов. Сварка и затвердевание двух металлов производится в вакууме  $10^{-4}$  торр при скорости движения полосы 178 мм/с. Длина полос фактически неограничена (3048 мм и более). Общая ширина свариваемых полос от 3,81 мм до 15,24 см, толщина — 0,125—1,02 мм. Системы контроля за натяжением и размоткой полосы поддерживают металлическую полосу в правильном положении, следят за плоскостностью, натяжением, соотношением полос. Применение электронно-лучевой сварки взамен специального оборудования (например, для дуговой сварки вольфрамовым электродом) позволило получить экономно времени и материала на 30%.

Welding and Metal Fabrication, июль/август 1980, т. 48, № 6, с. 415. Welding Journal, январь 1980, т. 59, № 1, с. 21—24.

### Установка для регенерации хромовой кислоты из промывочных вод

Фирма Sommer Metalcraft Co (США) занимается изготовлением, окраской и покрытием трубчатых и проволочных изделий, таких, как сигнальные детали автомобилей, индикаторы, коробки приборов и др. В системе восстановления хрома фирма установила специальный испаритель. Испаритель способен обработать 190 л раствора за 1 мин и поддерживать постоянный уровень хрома в ванне. Изделия 60-ти видов по качеству покрытия, которая включает химическую очистку в щелочном растворе, промывку, электроочистку, промывку, катодную кислотную обработку, промывку, бестоковую обработку погружением в кислоту, промывку, никелирование, промывку, транспортирование изделий на линию хромирования, последующую промывку. Большинство промывок — противоточные. Испаритель возвращает восстановленный хром в ванну хромирования. Промывочная вода с позиции, следующей непосредственно за хромированием, со скоростью 25 галл/мин циркулирует через катионнообменник, в котором из нее выделяется медь и другие положительные ионы.

Industrial Finishing, июнь 1980, т. 56, № 6, с. 22—24.

### Фрезерные станки для обработки коленчатых валов

Японская фирма Komatsu разработала новую серию фрезерных станков (вместо ранее применявшихся токарных) для обработки коренных и шатунных шеек коленчатых валов. Если центровые отверстия и базовые зажимные поверхности на обоих концах коленчатого вала обработаны предварительно, то на одношпиндельных станках шатунные и коренные шейки и прилегающие поверхности шеек могут фрезероваться одновременно за один зажим. При одновременном фрезеровании названных поверхностей и шеек применяются станок с двумя главными шпинделями, оборудованный специа-

льным приспособлением — промежуточной опорой, в которой зажимается и вращается шейка коленчатого вала, ближайшая к обрабатываемой. Вращение заготовки в промежуточной опоре (0—5 мин<sup>-1</sup>) синхронизировано с гидравлическим зажимом обоих концов коленчатого вала. Дисковая фреза, работающая на станке, оснащена твердосплавными поворотными неперетачиваемыми пластинками.

Все модели станка оснащены устройствами цифрового программного управления «Fanuc», обеспечивающими контроль по Y осям (с минимальной контрольной установкой по осям Y, Z, V, W, равной 0,01 мм, а по оси X — 0,01 град.). Чтобы получить полные контрольные данные, в систему необходимо заложить радиус шатунной шейки, 1/2 хода и диаметр фрезы.

Проспект фирмы Komatsu.

#### Технология ультразвукового распыления для порошковой металлургии

На международной конференции по порошковой металлургии, проходившей в Вашингтоне в июне 1980 г., сделан доклад по ультразвуковому распылению материалов, предлагаемому в качестве

альтернативы водяному или газовому. Новый процесс обеспечит распыление металлов и сплавов с температурой плавления 1273 К, что представляет интерес и для порошковой металлургии.

В комплект оборудования для ультразвукового распыления входят ультразвуковой генератор, вибратор, преобразователь полуволн, ступенчатый амплитудный трансформатор, изогнутый резонатор, сосуд для распыления, печь для запаса металла.

При ультразвуковом распылении скорость выброса образовавшихся капель меньше, чем при обычном распылении. Это позволяет уменьшить размеры сосуда для распыления и довести их до 1,5 м по диаметру и 1—2 м высоты.

Новый способ позволяет отказаться от среды-наполнителя, что обеспечивает хорошие экологические характеристики и снижает производственные расходы.

Стоимость оборудования для ультразвукового распыления ниже, чем для процессов водяного и газового распыления.

IAMI, т. 19, № 9, 1980, с. 12, 13.

#### Газовые турбины для автомобилей, выполненные из керамики

С января 1977 г. шведские фирмы ASEA и United Turbines проводят совместные работы по созданию керамических газовых турбин для автомобилей. Результатом этих работ стало создание в лаборатории фирмы ASEA отдельных керамических деталей, а также колес турбин методом горячего изостатического прессования. При изготовлении изделий этим методом использовалось распыленное стекло, образующее оболочку, окружающую изделие в процессе прессования. В результате были получены цельные колеса турбин с тонкими лопастями, при этом толщина кромки схода составляет всего 0,3 мм. Используемый для изготовления колес порошок нитрида кремния обеспечивает их высокие прочность и коррозионную стойкость при температурах вплоть до 673 К.

Горячее изостатическое прессование проводят под давлением  $\geq 0,02$  МПа и  $T = 1973$  К, что обеспечивает получение беспористых изделий с минимальными допусками и удовлетворительным состоянием поверхности.

Metalworking Production, т. 124, № 9, сентябрь 1980, с. 97.

#### РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113—585.22.001.5:681.3

Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт. Самарцев С. Б., Тарасик В. П., Широченко В. А., Гурленя В. Н., Митяев А. Ф. — Автомобильная промышленность, 1981, № 3.

Приведены результаты расчетно-теоретических исследований нагрева фрикционных элементов многодисковых муфт гидромеханической передачи автомобиля БелАЗ-548 А и определены их оптимальные конструктивные параметры. Выявлено влияние толщины дисков, числа пар трения, а также параметров динамической схемы автомобиля на поверхностную температуру дисков. Р и с. 5. Б и б л. 2.

УДК 629.118.6.001.4

Экспериментальное определение параметров разгона мотоцикла при помощи скоростной киносъемки. Галевский Е. А., Блинов Е. И. — Автомобильная промышленность, 1981, № 3.

Рассмотрены вопросы, связанные с применением скоростной киносъемки, позволяющей наиболее быстрым способом определить путь, скорость, скорость буксования ведущего колеса и время разгона спортивного мотоцикла класса 125 см<sup>3</sup> на первой передаче трансмиссии. Р и с. 3.

УДК 621.789:621.961.2.073.002.2

Высокотемпературная термомеханическая обработка пробивных пуансонов. Вайсман И. М., Смирнов М. А., Черновол Н. А., Ганаго О. А. — Автомобильная промышленность, 1981, № 3.

Установлены оптимальные параметры изготовления пробивных пуансонов из стали Х12М высокотемпературной термомеханической обработкой, используемых в рессорном производстве. ВТМО с использованием штамповки при 1000—980°С увеличивает стойкость пробивных пуансонов в 1,5—2 раза и одновременно снижает расход стали, используемой для их изготовления. Та б л. 1. Б и б л. 2.

УДК 621.745.45:669.54

Рафинирование цинковых сплавов от неметаллических включений.

Московенко А. М. — Автомобильная промышленность, 1981, № 3.

Для рафинирования цинкового сплава разработан флюс, состоящий из 64% хлористого цинка, 10% криолита и 26% хлористого натрия. Промышленное опробование флюса введением его в жидком расплавленном состоянии в раздаточный ковш показало эффективность очистки сплава от неметаллических включений с одновременным уменьшением содержания металла в шлаке, снимаемого с поверхности обрабатываемого расплава. Та б л. 2. Р и с. 1. Б и б л. 3.

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Н. И. Шарунина

Сдано в набор 07.01.81.  
Формат 60×90/8.  
Тираж 14068 экз.

Подписано в печать 02.03.81.  
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

T-06205  
Уч.-изд. л. 8,4  
Заказ № 23

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

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

# ТРИ ПУТИ УДОВЛЕТВОРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТРЕБОВАНИЙ К НОВЫМ ФОРМАМ

**1. Универсальность.** Двухштамповые высадочные прессы позволяют производить следующие операции: прямое прессование, осаживание, высадку, обратное прессование, обрезку или прошивку. Кроме того, новый реверсивный шатун ползуна прессы позволяет путем простой замены держателей ползуна осуществлять переход на операции с одного двухходового штампа на другой.

**2. Скорость.** Производительность прессы 200 дет./мин при размере деталей от 3/16" до 1/4" (от 4,8 до 6,3 мм) без затраты времени на переналадку

оборудования. Двухходовые высадочные прессы со вторым штампом и трехходовые двухштамповые высадочные прессы легко настраиваются и не трудоемки в техническом обслуживании.

**3. Надежность.** Оборудование фирмы Нейшнл Мэшинери известно своей стабильной надежностью в течение длительного периода эксплуатации. Фирма обеспечивает Вас сведениями, необходимыми для конструирования инструмента и эксплуатации прессов.

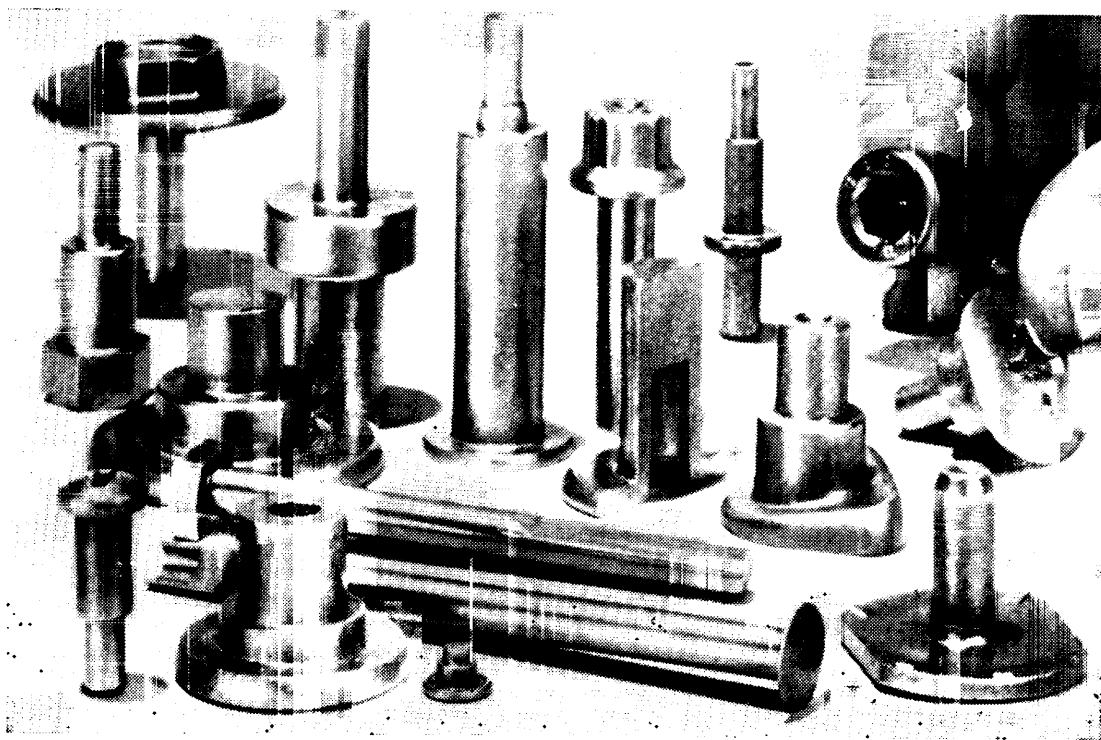
Трехходовые двухштамповые высадочные прессы обеспечивают большую экономию производству.

Со всеми интересующими Вас вопросами обращайтесь по адресу фирмы

**National Machinery**

Фирма Нейшнл Мэшинери, 8500 Нюрнберг, Регенсбургер штрассе 420; п/я 3341, ФРГ, тел. 0911/400011.

## ТРЕХХОДОВЫЕ ДВУХШТАМПОВЫЕ ВЫСАДОЧНЫЕ ПРЕССЫ ФИРМЫ НЕЙШНЛ МЭШИНЕРИ



Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 113461, Москва, Каховка, 31, корп. 2, В/О «Внешторг-реклама», фирма «Инореклама». Ссылайтесь на № 3707-80/111/14-281.

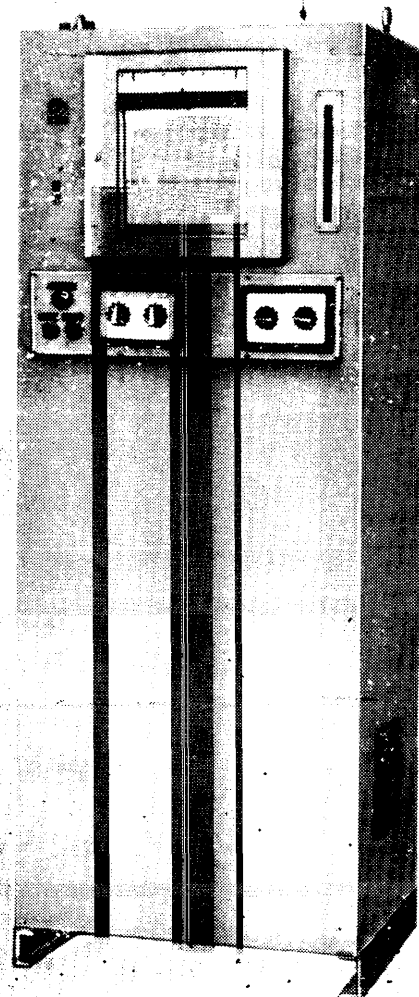
В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

## Прибор РЕТОР для автоматического регулирования состава эндогаза в эндогенераторах

Научно-исследовательским институтом технологии автомобильной промышленности (НИИТавтопром) разработан прибор РЕТОР, предназначенный для автоматического регулирования состава газа в процессе его приготовления в эндогенераторах. Регулирование основано на принципе измерения точки росы при помощи хлористолитиевого датчика. По техническому уровню прибор соответствует лучшим образцам аналогичных приборов и обеспечивает повышенные качества химико-термической обработки.

### Техническая характеристика прибора

Диапазон измерения температуры точки росы, К	от 258 до 288
Погрешность измерения температуры точки росы, К	$\pm 1,5$
Время установления показаний, с	150
Закон регулирования	релейно-импульсный
Количество точек обслуживания	1
Потребляемая мощность, кВт	0,6
Габаритные размеры, мм	600×600×1800
Масса, кг	250



Сведения о конструировании прибора для автоматического регулирования состава эндогаза в эндогенераторах, а также дополнительную информацию можно получить по адресу: 103895, Москва, Кузнецкий мост, 21/5, Министерство автомобильной промышленности СССР.