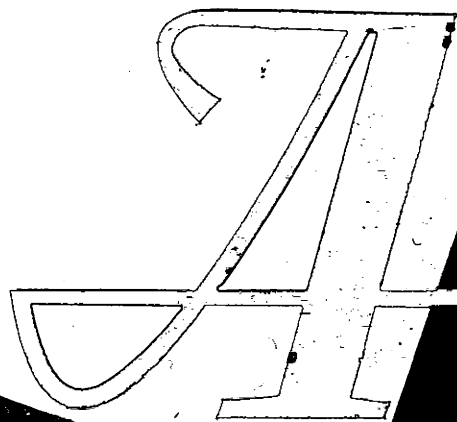


ISSN 0005-2337



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1980

9



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- В. А. Ануфриев, Е. И. Бурдасов, Л. А. Матвеева, О. З. Шур, С. А. Давиденко,
В. В. Мезенцев — Автоматизированная подсистема «Надежность» 1

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- В. А. Набоких, С. С. Поповкин, В. И. Флерин — Электронная система автоматического управления автомобильными газотурбинными двигателями 3
А. И. Мищенко, Ю. В. Черкашин — Применение гидридных систем для питания двигателей водородом 5
М. Ф. Крылов, Е. В. Кленников, О. А. Мартиров — Оптимальная периодичность регулирования редуктора системы питания газобаллонных автомобилей ЗИЛ-138 8

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Ю. В. Пирковский, В. А. Плиско, С. А. Шуклин — О возможностях оптимизации конструктивных параметров автомобиля 9
В. И. Василевский, А. Ф. Землянский, Н. А. Пчелинцев — Исследование переходных процессов в автомобильных генераторных установках 10
А. С. Федосов, А. А. Баранов — Определение параметров плоской системы сил трения на фрикционных накладках дисковых тормозов 11
А. Г. Нечипоренко, М. М. Костенко, А. А. Лапкина, К. И. Дрыженко, В. М. Будзх, А. Г. Смирнов, А. Н. Казарез, Э. К. Гейбер — Сравнительные дорожные испытания крупногабаритных радиальных и диагональных шин на автомобилях-самосвалах БелАЗ 14
А. С. Литвинов, Ю. Ю. Беленький, А. Б. Азбель, Н. С. Гринберг — Исследование управляемости и устойчивости трясковых автомобилей с различными приводами при круговом движении 16
М. А. Носенков — О безопасном повороте автомобиля 19
Н. Е. Основенко, О. Л. Лемко, В. И. Ярмак — Исследование сопротивления воздуха движению мотоцикла МТ-10-36 «Днепр» 21
Ю. Ф. Мордашов — Вопросы установки регулятора в гидроприводе задних тормозов легкового автомобиля 22
Ю. Н. Филлин — Электрический тормоз с тиристорным преобразователем для испытаний двигателей 23
Л. Н. Гродко, О. Б. Ковалева — О второй критической скорости автомобильной шины 24

ТЕХНОЛОГИЯ

- М. Г. Амиров, Н. П. Барыкин — Оценка технологической демпфируемости при холодной высадке 26
Б. Н. Чумаков, С. И. Кравчун — Современные решения вопросов автоматизации транспортирования при штамповке 29
И. В. Болдырев, А. В. Сергеев, Т. Н. Смирнова — Технология приварки титановых экранов к алюминиевому поршню 30
Б. И. Пикалов, В. В. Протопопов — Новые высокопроизводительные способы вырезания зубьев на метчиках 32

ИНФОРМАЦИЯ

- В. М. Лобова, Ю. К. Гаврютин, Ю. С. Чухустов — Актуальные вопросы официального утверждения транспортных средств по типу конструкции 35
В. А. Саутенкова, Т. Л. Индионкова, Н. Г. Морозова, В. Д. Кузнецов, Н. К. Дубинина, О. А. Снытко, О. Н. Третьякова — Текстильные автомобильные обивочные материалы и требования к ним 37
В. И. Пешель, Ю. Д. Николаев — Термоэлектрический холодильник для автомобилей ВАЗ 39
И. Р. Султанов — Освещение сборочного конвейера 39
Нозости в технологии машиностроения за рубежом 40

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГАН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купесв, 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, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурьгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор *Е. П. Смирнова*

Корректор *Л. Я. Шабашова*

Сдано в набор 07.07.80.

Подписано в печать 12.09.80.

Т-16255.

Формат 60×90¹/₈

Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Уч.-изд. л. 8,5.

Тираж 14 354 экз.

Заказ 434.

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.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9
СЕНТЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 629.113.001.4:658.012.011.56:681.3

Автоматизированная подсистема «Надежность»

В. А. АНУФРИЕВ, Е. И. БУРДАСОВ, Л. А. МАТВЕЕВА, О. З. ШУР, С. А. ДАВИДЕНКО, В. В. МЕЗЕНЦЕВ
Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

НА ЦЕНТРАЛЬНОМ научно-исследовательском автополигоне НАМИ разработана и в 1979 г. внедрена автоматизированная информационная система по результатам испытаний автомобильной техники. Система предназначена для обеспечения специалистов необходимыми сведениями о результатах полигонных испытаний автомобилей всех моделей; автоматизации информационных процессов, предшествующих решению вычислительных задач по моделированию и обработке результатов испытаний; формирования управляющих решений в условиях функционирования комплексной системы управления качеством испытаний.

В комплексную систему управления качеством испытаний входят следующие автоматизированные подсистемы (АПС): «Надежность», «Приборно-дорожные испытания» и т. д. В статье рассматриваются вопросы структуры, создания и функционирования подсистемы «Надежность», вопросы разработки информационного, математического и программного обеспечения.

С помощью автоматизированной подсистемы «Надежность» решаются задачи научно-технического, методологического и организационного характеров, направленные на повышение качества и надежности автомобилей.

Объектами в подсистеме «Надежность» являются длительные контрольные и ресурсные испытания автомобильной техники, по результатам которых дается количественная и качественная оценка изделия:

оценка качества изготовления продукции по материалам приемки на испытания;

оценка основных технико-эксплуатационных показателей автомобилей и соответствия их требованиям нормативно-технической документации;

оценка надежности автомобиля;
оценка эффективности внедренных заводом мероприятий по повышению качества и надежности автомобилей;
оценка конструкционной доработки изделия.

По полученным материалам вырабатывается комплексная оценка качества и надежности изделия. Далее заводы, учитывая результаты полигонных, стендовых и эксплуатационных испытаний, формируют программу повышения уровня качества продукции в отрасли.

Производственный цикл подсистемы «Надежность» включает четыре этапа:

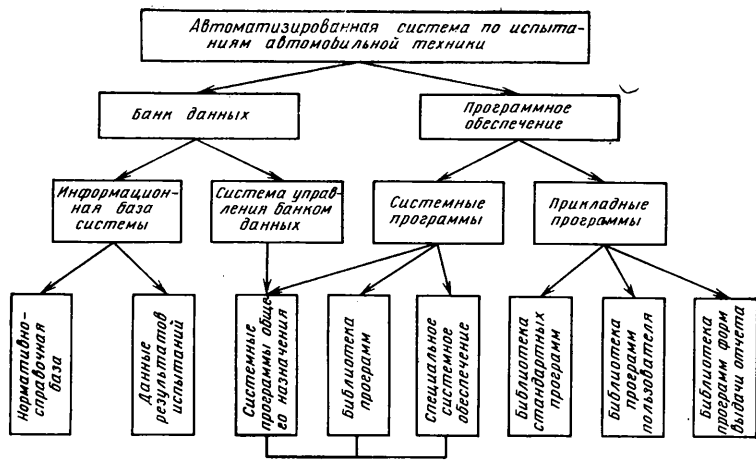
1) сбор и накопление информации, поступающей из испытательных подразделений автополигона;

2) обработка и обобщение информации по заданным алгоритмам. При этом решаются задачи автоматизированного контроля, накопления, хранения, поиска и обработки данных;

3) анализ обработанной информации, осуществляемый испытательными отделами и отделом надежности. Заканчивается этап выработки рекомендаций, направленных на повышение качества и надежности автомобильной техники.

Основными задачами, решаемыми в настоящее время с помощью АПС «Надежность», являются задачи оценки качества и надежности автомобилей, проходящих длительные контрольные испытания и ресурсные испытания, а также задачи по улучшению качества испытаний. Для решения первой группы задач с помощью ЭВМ определяются:

1) количество неисправностей (в том числе приведших к отказу) с классификацией их по этапам проведения испытаний, причинам возникновения, группам сложности устранения, а также по годам;



- 2) показатель безотказности (наработка на отказ);
 - 3) показатели ремонтпригодности (удельные и средние суммарные оперативные трудоемкости и стоимости технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР), удельная суммарная металлоемкость и стоимость замененных деталей);
 - 4) показатели долговечности деталей (средний ресурс, гамма-процентный ресурс, среднее квадратическое отклонение ресурса);
 - 5) комплексный показатель уровня качества автомобиля;
 - 6) сводная ведомость неисправностей.
- Для решения второй группы задач с помощью ЭВМ определяются:

- 1) результаты пробега за смену (средняя скорость, время в пути, пробег, распределенные по видам дорог, расход топлива за смену);
- 2) результаты пробега за неделю, месяц, по окончании

испытаний, распределенные по видам дорог, состоянию дорожного покрытия;

3) сводные данные для автополигона (распределения пробега по видам испытаний, месяцам и т. п.);

4) показатели качества испытаний (своевременности выполнения работ, качество анализа причин возникновения неисправностей, количество отклонений от заданного режима движения, процент выполнения плана пробега и т. п.).

На основании анализа решаемых подсистемой задач разработано информационное обеспечение подсистемы, разделяющееся на внешнее, охватывающее процесс прохождения данных от источника информации до перевода на машинные носители, и внутреннее информационное обеспечение, решающее вопросы представления информации на машинных носителях. При разработке внешнего информационного обеспечения определен необходимый состав данных, их объем и структура, разработаны классификаторы и шифраторы информации, формы первичных документов, правила и порядок сбора данных.

На базе агрегатных средств вычислительной техники — АСВТ М4030 создана универсальная система математического обеспечения подсистемы, которой можно пользоваться для автоматизированного хранения, накопления и поиска данных — результатов любого вида испытаний для всех моделей автомобилей. Создана работоспособная банковская система, реализующая принцип единой информационной базы, которая может быть использована различными пользователями для решения разнотипных задач. Логическая структура информационно-расчетной системы по испытаниям автомобильной техники представлена на рисунке. Основными структурными единицами являются банк данных и специальное программное обеспечение.

Банк данных служит центром накопления данных сложной структуры, предназначенных для многократного использования, и состоит из информационной базы и системы управления банком данных. Информационная база является основной операционно-логической совокупностью данных в банке и состоит из нескольких массивов неопределенной длины с именами. Информационная база (см. рисунок) состоит из

Состав данных информационной базы автоматизированной подсистемы «Надежность»

Данные о проведении испытаний	Нормативно-справочная база	Выходные данные
<p>Адресные данные</p> <p>Модель автомобиля Год выпуска автомобиля Государственный номер автомобиля (полигонный) Номер шасси, двигателя, испытуемого агрегата Условный номер автомобиля Табельный номер водителя-испытателя Вид испытания Отдел, ведущий испытания Тема, ходоговор План пробега по видам дорог Дата начала и окончания испытаний Поправочный коэффициент счетчика пути</p> <p>Эксплуатационно-технические данные</p> <p>Пробег по счетчику пути с начала испытаний, фактический с учетом поправочного коэффициента счетчика пути и приведения к I категории эксплуатации (в том числе по видам дорог и с учетом движения с прицепом) Время движения Расход топлива</p> <p>Данные о надежности</p> <p>Этап испытаний Описание неисправностей детали (номер подгруппы, номер и наименование детали, место ее расположения на автомобиле) Описание неисправности (внешнее проявление, характер) Точное место расположения неисправности (элемент, место расположения неисправности на элементе и элементе на детали) Пробег с начала эксплуатации (в том числе по видам дорог) Причина неисправности Категория, группа сложности Сведения об устранении неисправности (способ устранения, характер установленного изделия, номер заменной детали) Сведения об эксплуатационной технологичности автомобилей (пробег в момент проведения ТО или ТР, трудоемкость и стоимость ТО или ТР, металлоемкость детали)</p>	<p>Шифраторы адресных данных</p> <p>Модель автомобиля Виды дорог и состояние дорожного покрытия Виды испытаний Отделы, подразделения полигона Водители-испытатели</p> <p>Режим испытаний</p> <p>Номинальные скорости движения по видам дорог для каждой модели автомобиля Номинальные расходы топлива по видам дорог для каждой модели автомобиля</p> <p>Шифраторы признаков неисправностей</p> <p>Условия обнаружения неисправностей (этап испытаний) Внешнее проявление Характер (вид) неисправности Место расположения неисправности (элемент, зона, взаимное и порядковое расположение) Причина неисправности Категория и группа сложности Способ устранения неисправности Характер установленного изделия</p> <p>Каталог деталей</p> <p>Номера деталей, лимитирующих надежность Цепочка вхождения деталей в сборочные единицы Сведения об унификации деталей Применяемость деталей на автомобилях Наименование деталей</p>	<p>Результаты пробега, распределенные по видам дорог за смену, неделю, месяц, по окончании испытаний Средние скорости движения по видам дорог Средние расходы топлива Количество испытанных автомобилей и распределение пробега по видам испытаний за указанный промежуток времени Сводная ведомость неисправностей Количество неисправностей, распределенных по этапам испытаний, по группам сложности, по причинам возникновения, по способу устранения Изменение показателей надежности по годам Показатель качества изготовления Показатель конструктивной обработки Нарботка автомобиля на отказ Показатель соответствия нормативно-технической документации Комплексный показатель уровня качества Статистические характеристики ресурса деталей (средний ресурс, гамма-ресурс, среднее квадратическое отклонение ресурса) Удельные суммарные показатели трудоемкости и стоимости ТО и ТР Список повторяющихся неисправностей Справка о расходе топлива План проведения ТО и ТР Справка о выполнении плана пробега Ведомости ошибок Ведомости задолженностей</p>

четырёх массивов НСБ и пяти массивов, содержащих сведения о проводимых испытаниях. Состав данных, введенных на хранение в банк, приведен в таблице.

Разработанные системные программы общего назначения (СИПРОН) позволяют осуществлять выполнение следующих унифицированных функций:

- 1) управление составом данных;
- 2) управление форматом данных;
- 3) коррекция данных;
- 4) поиск и выборка данных;
- 5) редактирование и вывод данных;
- 6) защита данных.

В функционировании банка данных (БД) различаются три основные процедуры:

- 1) генерация информационной базы — формирование логической и физической структур БД;
- 2) обслуживание, состоящее из первоначальной загрузки БД, корректировки и обновления данных, реорганизации БД в условиях изменяющихся потребностей пользователей;
- 3) использование БД при решении вычислительных задач.

Взаимодействие с банком данных осуществляется с помощью языка заданий и языка управляющих карт. Имеются средства генерирования заданий непосредственно в ходе выполнения программ. Время одного обращения в банк не превышает 10—15 с.

Информационно-вычислительная часть системы, являющаяся основой функционирования АПС «Надежность», обеспечивает: формальный 100%-ный и логический 80%-ный контроль данных, заносимых на хранение в банк; обработку текущей информации в пакетном режиме перед занесением в банк; выполнение вычислений по заданным пользователям алгоритмам на основе данных, выбранных из банка; решение информационно-поисковых задач в режиме диалога; генерацию программных комплексов; выдачу отчетов различных форм.

Операционная обстановка в системе: базовый комплект

ЭВМ М4030 с оперативной памятью 128К, два дисководы, четыре лентопротяжных механизма. Режим работы: пакетный и процедурно-диалоговый.

Разработанная банковская система обеспечивает надежное и эффективное хранение данных в активной и пассивной формах, быстрый поиск при минимальном по объему языке заданий, возможность работы с системой на любом языке без ориентации на структуру хранения данных, автоматизацию программирования, автоматический режим работы с высокой степенью надежности без участия оператора.

Автоматизированная подсистема «Надежность» построена с учетом требований, предъявляемых к единой отраслевой системе сбора и обработки информации о надежности автомобильной техники, и предполагает возможность обмена информацией с заводами отрасли.

Внедрение АПС «Надежность» позволяет улучшить качество проведения испытаний за счет введения единых форм документов, типовой формы отчетов, автоматизированного учета и контроля проводимых при испытаниях работ, внедрения стандартов предприятия; углубить анализ полученных результатов испытаний за счет единой методики обработки результатов испытаний, введения единого отраслевого классификатора неисправностей, расширения номенклатуры определяемых показателей качества и надежности, автоматизации контроля достоверности информации; повысить оперативность и качество информационного обеспечения подразделений автополигона и предприятий отрасли за счет сокращения сроков обработки и анализа информации, автоматизации получения итоговых и сводных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ануфриев В. А.* Система оценки качества продукции при полигонных испытаниях. Сб.: Технология машиностроения. Сер. 14, № 6/41. М.: НИИТавтопром, 1976, с. 49—53.
2. *Валентинов В. В.* Информационно-поисковая система в АСУ. М.: Статистика, 1976, 135 с.



Электронная система автоматического управления автомобильными газотурбинными двигателями

Канд. техн. наук В. А. НАБОКИХ, канд. техн. наук С. С. ПОПОВКИН, В. И. ФЛЕРИН
НИИавтоприборов

К ДВИГАТЕЛЯМ внутреннего сгорания автомобилей большой грузоподъемности предъявляются жесткие требования в отношении массы. Этим требованиям отвечают автомобильные газотурбинные двигатели (АГТД).

В отличие от поршневых двигателей внутреннего сгорания, у которых все фазы рабочего процесса протекают в цилиндре, в АГТД сжатие воздуха происходит с помощью лопаточного компрессора, его нагрев — в теплообменнике и камерах сгорания, расширение продуктов сгорания — в проточных каналах двух турбин: турбины для привода компрессора и тяговой турбины, связанной с валом отбора мощности.

Непрерывный характер протекания всех фаз рабочего процесса и отсутствие возвратно-поступательного движения обуславливают существенно меньшую массу механизма АГТД на единицу мощности, а также ряд других преимуществ по сравнению с поршневыми двигателями [1].

Однако при использовании на автомобилях газотурбинных двигателей указанной конструктивной схемы без специальных систем управления становятся существенными такие недостатки, как малая приемистость и повышенный расход топлива при частичных нагрузках, а также довольно сложный процесс пуска. Улучшение приемистости и экономичности АГТД возможно только за счет поддержания температуры продуктов сгорания на предельно допустимом уровне (кроме режима холостого хода).

На рис. 1 показана область допустимых режимов работы

АГТД. Минимальная частота вращения n_{TK} ротора турбокомпрессора ограничена режимом холостого хода (линия 1), максимальная — прочностью лопаток и диска турбины (линия 4). Верхний предел температуры T_T продуктов сгорания ограничен неустойчивыми (помпажными) режимами работы компрессора (линия 2) и жаропрочностью материала турбины (линия 3). Нижний предел температуры газа определяется устойчивостью горения (линия 5). Зона оптимальных рабочих режимов должна быть расположена вблизи линий 2 и 3.

При изменении мощности двигателя путем управления подачей топлива (штриховая линия) оптимальный режим работы реализуется только при максимальной мощности. На частичных режимах нагрузки снижению расхода воздуха (уменьшению частоты вращения ротора турбокомпрессора)

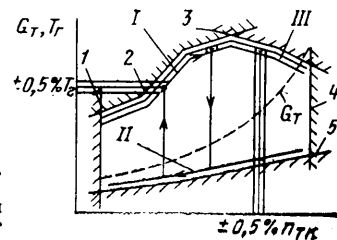


Рис. 1. Область допустимых режимов работы АГТД: I — режим разгона; II — режим замедления; III — оптимальный режим

сопутствует снижению температуры продуктов сгорания. Это приводит к ухудшению топливной экономичности из-за падения термического КПД цикла.

Основным путем совершенствования АГТД являются разработка устройств, позволяющих перераспределять работу между роторами двигателя и, таким образом, независимо регулировать температуру продуктов сгорания и скорость вращения ротора турбокомпрессора [1, 2].

В сочетании с регенераторами тепла подобные устройства позволяют получить экономичность такую же, как у дизелей, а также улучшить динамические качества АГТД. Перераспределение работы между роторами двигателя обычно осуществляется или за счет управляемой механической связи между роторами, или за счет использования регулируемого соплового аппарата (РСА) тяговой турбины, позволяющего изменять соотношение перепадов давления, срабатываемых на обеих турбинах.

Устройства перераспределения работы между роторами обеспечивают две степени свободы управления АГТД. Это приводит к качественному изменению функций системы регулирования и ее значительному усложнению. Кроме того, стремление к максимальной реализации мощностных и динамических возможностей двигателя выдвигает требование существенного повышения точности регулирования (до 0,5% по частоте вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} и по температуре продуктов сгорания) [2, 3].

Исследования [2] показали, что традиционные гидромеханические регуляторы не решают поставленную задачу даже при значительном усложнении топливodoзирующей аппаратуры. Для обеспечения эффективной работы АГТД в специфических условиях автомобильной силовой установки система управления может быть создана только на базе электроники при объединении отдельных функциональных частей системы в один комплекс.

На рис. 2 показана упрощенная блок-схема комплексной электронной системы автоматического регулирования (ЭСАР) для АГТД Ярославского моторного завода, разработанная с учетом особенностей принятого алгоритма управления [4] и данных, полученных при доводке экспериментальных двигателей.

Основной частью комплексной ЭСАР, определяющей качественные показатели силовой установки с АГТД, является устройство, регулирующее температуру продуктов сгорания. Поскольку двигатель имеет два органа управления — топливodoзирующий агрегат и регулируемый сопловой аппарат, это устройство включает два канала, действующих совместно. Оба канала имеют петли отрицательной обратной связи для обеспечения указанной точности поддержания параметров работы двигателя.

Программа регулирования двигателя на различных режимах работы задается в виде функции двух величин — частоты вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} и температуры окружающей среды T_a .

Автоматическая корректировка управления двигателем в зависимости от T_a позволяет отказаться от ручной подстройки регулятора при сезонном изменении температуры, что упрощает обслуживание автомобиля.

Для измерения n_{TK} используются индуктивные унифицированные датчики для автоматических систем управления завода «Автоприбор» (г. Владимир). Сигнал датчика 9 частоты вращения ротора турбокомпрессора корректируется в блоке 10 в зависимости от T_a . Соответствующий сигнал снимается с измерительного преобразователя 11, к которому

подключен термочувствительный резистор. На выходе блока 10 формируется сигнал, зависящий от приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора. Этот сигнал подается на схему сравнения 3, куда подается также опорный сигнал, снимаемый с датчика 1 угла поворота педали акселератора. Разница между ними используется для формирования в блоке 2 командного сигнала, управляющего топливodoзирующим агрегатом 8, воздействующим на величину расхода топлива G_T .

При отклонении режима работы компрессора от заданного расход топлива автоматически изменяется так, что производительность компрессора вос-

станавливается на прежнем уровне за счет изменения мощности турбины привода компрессора. Для сведения к минимуму статической ошибки и улучшения динамических качеств системы управления блок 2 преобразует сигнал ошибки в соответствии с пропорционально-интегрально-дифференциальным (ПИД) алгоритмом.

Изменение режима работы двигателя достигается за счет перестройки блока 1 при перемещении педали акселератора. При этом равновесие схемы сравнения 3 устанавливается на новом режиме работы компрессора, соответствующем вновь установленной величине мощности двигателя.

В случае резкого изменения положения педали акселератора температура продуктов сгорания может выйти за пределы рабочей области (рис. 1), так как инерционность системы подачи топлива значительно меньше инерционности турбокомпрессора TK , обеспечивающего подачу воздуха. Поэтому в момент перестройки системы подачи топлива соотношение расходов топлива и воздуха отклоняется от расчетной величины, что приводит к недопустимому увеличению или уменьшению T_T .

Для исключения этого явления в систему управления АГТД введен канал дозирования подачи топлива при разгоне и замедлении двигателя. Назначение этого канала — удержание температуры продуктов сгорания после компрессорной турбины T_{TK} внутри рабочей области, ограниченной линиями 2, 3, 5 (рис. 1) путем воздействия на топливodoзирующий агрегат.

Температура T_{TK} измеряется батареей термопар 7 (см. рис. 2), установленных в полости после турбины компрессора. ЭДС термопар передается на усилитель 6, усиленный сигнал направляется затем на схему сравнения 4. На эту же схему сравнения подается сигнал с выхода программного устройства 5, формирующего закон ограничения температуры продуктов сгорания в зависимости от приведенной частоты вращения турбокомпрессора. Сигнал ошибки со схемы сравнения 4, так же как и сигнал ошибки со схемы сравнения 3, подается в блок 2. Этот блок дополнительно снабжен логическим устройством, которое автоматически переключает управление двигателем с программы поддержания постоянства частоты вращения ротора турбокомпрессора на программу управления при разгоне или замедлении двигателя и наоборот.

Предельно допустимая температура продуктов сгорания при работе АГТД на частичных режимах обеспечивается регулятором угла установки лопаток РСА. В качестве датчика температуры T_T используется батарея термопар 14, установленных в газовом тракте за тяговой турбиной.

Регулирование температуры продуктов сгорания перед теплообменником $TБ$ позволяет корректировать режим работы теплообменника. Сигнал, снимаемый с термопар, поступает на усилитель 21, усиленный сигнал направляется на схему сравнения 15. Опорный сигнал формирует программирующим устройством 22 в зависимости от приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора. Управляющий сигнал, воздействующий на привод 12 РСА (ФРСА), преобразуется аналогично сигналу управления подачей топлива и формируется в регулирующем усилителе 13 по сигналу ошибки.

При использовании электромеханической трансмиссии требуется ввод канала регулирования и ограничения частоты вращения тяговой турбины TT . Эта система состоит из датчика 19 частоты вращения тяговой турбины n_{TT} , преобразователя 18, схемы сравнения 17, задающего устройства 20, регулирующего устройства 16. Сигнал с выхода этого устройства воздействует на топливodoзирующее устройство 8. Регулирующее устройство 16 настроено таким образом, что при приближении частоты вращения тяговой турбины к максимально допустимой величине происходит пропорциональное ограничение подачи топлива в узком диапазоне ($0,98 \div 1,00$) $n_{TT \max}$ частот вращения тяговой турбины при полном прекращении подачи топлива в конце зоны пропорциональности.

Перечисленные каналы комплексной системы управления АГТД необходимы и достаточны для обеспечения высококачественной работы автомобильной силовой установки с газотурбинным двигателем.

Однако поскольку отклонение режимов АГТД за пределы рабочей области в сторону больших частот вращения и высоких температур (см. рис. 1) ведет, как правило, к повреждению двигателя, в комплексную систему управления введены дублирующие каналы и связи. Особенно это необходимо для систем управления, предназначенных для новых моделей двигателей. Так, для АГТД, разрабатываемых Ярославским моторным заводом, предусмотрены следующие резервные каналы управления (на рис. 2 не показаны): система ограничения подачи топлива при недопустимом повышении тем-

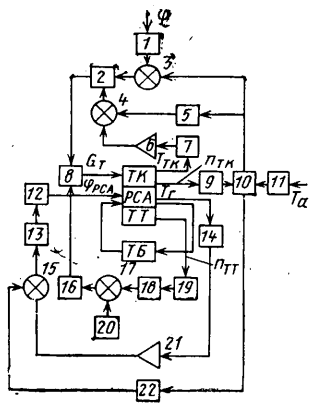


Рис. 2. Упрощенная блок-схема электронной системы автоматического управления АГТД

пературы продуктов сгорания; система ограничения подачи топлива при превышении допустимой частоты вращения ротора турбокомпрессора; система прекращения подачи топлива при превышении допустимой частоты вращения тяговой турбины; система установки лопаток РСА в положение торможения при превышении допустимой частоты вращения тяговой турбины; система частичного перепуска сжатого воздуха в атмосферу для предупреждения неустойчивой работы компрессора (помпажа), снабженная специальным датчиком.

Эти резервные устройства составляют значительную часть (до 40%) всей электронной системы автоматического управления. По мере совершенствования АГТД и программы их управления системы автоматического регулирования будут упрощаться в первую очередь за счет сокращения числа резервных каналов.

Наиболее ответственной из числа резервных является система ограничения подачи топлива при недопустимом повышении температуры продуктов сгорания. По структуре эта система подобна регулятору угла поворота лопаток РСА (блоки 14, 21, 15, 13). Сигнал на вход подается от автономной батареи терморпар, не связанной с другими системами управления и измерений.

Отличие этой системы состоит в том, что выход регулирующего устройства соединен с топливodoзирующим агрегатом 8. Регулирующее устройство запрограммировано так, что его характеристика имеет узкую (2%) зону пропорционального ограничения, вплоть до полного прекращения подачи топлива. Усилитель ЭДС терморпар снабжен корректором динамической погрешности терморпар.

Этот регулятор имеет сигнализатор отказа, срабатывающий при повышении температуры продуктов сгорания из-за неисправностей в системах регулирования подачи топлива. Другие резервные каналы по структуре также подобны каналам, которые они дублируют.

В состав комплексной электронной системы управления АГТД входят также каналы, используемые для автоматического пуска двигателя и дозирования топлива на режиме холостого хода. Эти каналы работают как устройства, автоматически обрабатывающие заданную программу пуска двигателя, без цепей обратной связи.

Пусковое оборудование АГТД состоит из электрического или пневматического стартера; запальных свечей; перепускных воздушных клапанов.

Электронная система автоматического пуска АГТД содержит два реле времени и четыре реле частоты вращения

ротора турбокомпрессора. При нажатии кнопки «Пуск» включается стартер и открываются перепускные воздушные клапаны. Через заданное время по сигналу реле времени включается питание запальных свечей и начинается подача топлива в соответствии с программой.

По мере увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора при заранее заданных частотах вращения ротора происходит последовательное выключение перепускных воздушных клапанов, системы зажигания и, наконец, стартера. При затяжном пуске, когда возникает опасность перегрева стартера, производится его принудительное отключение через определенное время после включения. Остановка двигателя производится кнопкой «Стоп», при этом прекращается подача топлива и открываются перепускные воздушные клапаны. После остановки ротора турбокомпрессора система пуска возвращается в исходное состояние для очередного включения двигателя.

Такая структурная схема позволяет решать практически все задачи автоматического управления двигателя. Однако при необходимости из полной схемы могут быть выделены и скомпонованы в блоки группы отдельных каналов системы регулирования, необходимые для решения различных задач управления АГТД. Так, при отработке экспериментальных АГТД на Ярославском моторном заводе используются отдельные блоки, выполняющие функции управления пуском и защитой двигателя, регуляторов температуры продуктов сгорания, регуляторов тяговой турбины и т. д.

По мере совершенствования АГТД предполагается также дальнейшая автоматизация регулирования для того, чтобы к концу доводки двигателя могли быть оснащены комплексной электронной системой, с помощью которой решались бы все задачи управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коссов М. А. Автомобильные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 1964. 364 с.
2. Захаров Н. Н. Автоматизация автомобильных газотурбинных двигателей. М.: НИИНавтопром, 1973. 76 с.
3. Черкасов Б. А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1965, 376 с.
4. Поповкин С. С. Выбор структурной схемы электронной системы управления автомобильными газотурбинными двигателями. Сб. Автотракторное электрооборудование № 4. М.: НИИНавтопром, 1977, с. 9—12.

УДК 621.43.03:621.43-622

Применение гидридных систем для питания двигателей водородом

А. И. МИЩЕНКО, Ю. В. ЧЕРКАШИН

Институт проблем машиностроения АН УССР

ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ водорода в качестве топлива для двигателей важным является вопрос компактного и безопасного его хранения на автомобиле. В настоящее время известны следующие способы хранения водорода: газообразный в баллонах высокого давления, жидкий в криогенном баке и в связанном состоянии в виде гидридов некоторых металлов и сплавов.

Хранение водорода в баллонах высокого давления (стандартные баллоны, рассчитанные на давлении 15 МПа, и экспериментальные — на 40 МПа) неприемлемо из-за большой массы очень большого объема и вследствие этого малого коэффициента использования.

Значительно лучшие массовые показатели имеет криогенная система хранения водорода, однако большой объем системы (350—400 л) требует серьезного изменения кузова и уменьшает его полезный объем [1]. Кроме того, из-за сложности обращения с жидким водородом, высокой взрыво- и пожароопасности, больших потерь водорода в процессе хранения и высокой стоимости жидкого водорода эта система хранения практически неприменима для автомобильного транспорта.

Наиболее приемлем способ хранения водорода в связанном состоянии в гидридах некоторых металлов и сплавов, массовое содержание водорода в которых изменяется в пределах 1—10% в зависимости от типа гидрида. Это обеспечивает высокую плотность водорода в гидриде, а следовательно, 2 Зак. 434

сравнительно небольшие объемы системы хранения (150—400 л на 14 кг водорода), хотя масса составляет 250—1300 кг. Высокая безопасность, компактность, заправка сравнительно дешевым газообразным водородом при низких давлениях (0,2—1,0 МПа), практически неограниченный срок службы сплава — способствовали наиболее широкому применению таких систем на экспериментальных автомобилях [2 и 3].

При использовании в автомобилях водород может служить самостоятельным топливом, а также дополнительным топливом к бензину. Применение водорода в качестве самостоятельного топлива затруднено из-за большой массы и значительного объема систем его хранения (в расчете на 350—400 км пути, а также вследствие нарушений рабочего процесса, происходящих при работе двигателя на водороде. Вследствие этого в ближайшее время более реально внедрение водорода в виде дополнительного топлива. Это позволит принять практические решения по значительному снижению токсичности отработавших газов и сокращению потребления бензина.

Приняв за основу гидридную систему хранения водорода, необходимо выбрать гидрид, обеспечивающий минимальную массу системы при удовлетворительных ее эксплуатационных характеристиках. Гидриды должны обладать высокой сорбционной способностью, высокой плотностью, малой теплотой десорбции, взрыво- и пожаробезопасностью; у них должна

Характеристика	Ti ₂ Ni—H _{2,5}	FeTi—H ₂	VH—VH ₂	LaNi ₅ —H _{6,7}	Mg ₂ Cu—H ₃	Mg ₃ Ni—H ₄	Mg—H ₂
Сорбционная способность по водороду в % от массы сплава	1,61	1,87	1,92	1,55	2,67	3,71	8,25
Теплота десорбции q_s в кДж/кг·H ₂	15,8	14,92	19,12	15,59	32,7	30,6	38,8
Равновесное давление при 20°C (за рядка) в МПа	0,55	0,29	0,21	0,12	Не образуется		
Гидрирование		Легкое		Очень легкое	Тяжелое		Очень тяжелое
Температура десорбции в °C: при $p=1,0$ МПа при $p=0,15$ МПа	34 -3	52 7	53 15	73 21	318 249	350 267	362 296
Распространенность металлов	Частая	Очень частая	Очень редкая	Редкая		Частая	
Безопасность			Стабильная		Пожаро-опасная	Стабильная	Пожаро-опасная
Масса гидроксида, эквивалентная энергии 1 л бензина	16,75	14,46	14	17,4	14,65	7,28	3,2
Масса сплава для аккумулярования 2,5 кг H ₂	155	134	130	161	—	67,5	34
Масса системы хранения 2,5 кг H ₂ (масса конструкции — 0,4 массы гидроксида)	217	188	182	225	—	95	50

быть благоприятная характеристика изменения давления в диапазоне температур 20—200°C и низкая стоимость.

В табл. 1 приведены наиболее важные характеристики ряда гидридов, которые можно использовать в качестве автомобильных аккумуляторов водорода. Естественно, что найти гидрид, полностью удовлетворяющий приведенным выше требованиям, невозможно.

Принципиальная схема питания двигателя водородом представлена на рис. 1. Отработавшие газы двигателя 6 через распределительный клапан 7 поступают в гидридный бак 8, где из гидрида выделяется водород за счет подвода определенного количества тепла q_s . Теплота сорбции водорода зависит от физических свойств гидрида и может определяться аналитически $q_s = 2,3 RB$ (R — газовая постоянная водорода, B — постоянная для данного гидрида величина) или экспериментально калориметрическим способом. Отработавшие газы в количестве $G_{y,r}$ имеют на выходе из гидридного бака температуру $t_{y,r}$. В гидридном баке температурой t_2 выделяется водород при давлении p_2 , который поступает

в дозирующее устройство 3. Строго определенное количество водорода с параметрами $p_{вх}$, $t_{вх}$ подается в смесительное

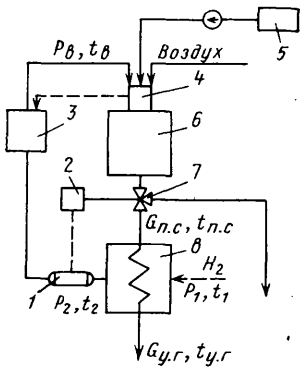
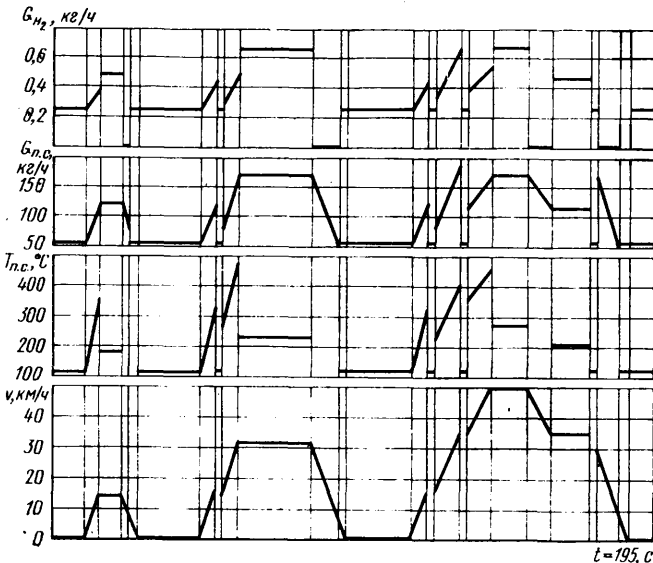


Рис. 1. Принципиальная схема питания двигателя водородом с гидридной системой хранения

Рис. 2. Расход водорода, температура и количество продуктов сгорания по режимам ездового испытательного цикла для легкового автомобиля



устройство 4, куда также поступают бензин из бака 5 и воздух. Готовая рабочая бензородородовоздушная смесь поступает в двигатель 6 на такте всасывания.

При оценке возможности применять тот или иной гидрид в качестве автомобильного аккумулятора водорода основным условием является выделение необходимого количества водорода из гидрида на всех режимах работы двигателя за счет тепла отработавших газов. Вследствие этого предлагается методика выбора гидрида с использованием испытательного ездового цикла, который включает наиболее характерные режимы работы двигателя при эксплуатации в городе. В качестве объекта исследования принят экспериментальный легковой автомобиль, работающий на смеси бензина с водородом при качественном регулировании мощности двигателя. Предлагаемую методику можно использовать и для случая работы автомобиля только на водороде. Методика основана на сравнении располагаемой теплоты отработавших газов, подсчитанной по их температуре и расходу на режимах ездового цикла, с теплотой, необходимой для десорбции водорода из гидрида на тех же режимах.

На рис. 2 показан европейский ездовой цикл и соответствующие его режимам количество и температура продуктов сгорания, а также расход водорода, полученные путем пересчета результатов стендовых испытаний двигателя ЗМЗ-24Д при работе на бензине с водородом и качественном регулировании мощности. Суммарный расход водорода за ездовой цикл составляет 18,7 г, причем максимальный расход происходит на режимах работы второй и третьей передач (0,67 и 0,66 кг/ч соответственно). На режиме холостого хода двигатель работает только на водороде (расход топлива 0,243 кг/ч), а на режимах принудительного холостого хода подача топлива отключается.

Для дальнейших исследований были приняты следующие условия: давление водорода на выходе из гидридного бака $p_2 = 0,15 \div 1,0$ МПа; гидридный бак прогрет до температуры десорбции; система — безынерционна; потери тепла гидридным баком в окружающую среду отсутствуют; теплоемкость продуктов сгорания принята постоянной $C_{п,с} = 1,086$ кДж/кг·град. Располагаемое тепло рассчитывали по выражению

$$Q_p = G_{п,с} C_{п,с} (t_{п,с} - t_{y,r}) \frac{t_p}{3600}, \quad (1)$$

где t_p — продолжительность режима ездового цикла в с.

Располагаемое тепло продуктов сгорания подсчитывали на каждом режиме испытательного цикла для различных температур уходящих газов из гидридного бака ($t_{y,r} = 0; 50; 105; 140; 200; 260; 320^\circ\text{C}$).

Теплота десорбции необходимого количества водорода из гидридов

$$Q_s = q_s G_{H_2} \frac{t_p}{3600}. \quad (2)$$

Приведенные в табл. 1 гидриды можно разбить на низкотемпературные с температурой десорбции водорода до 100°C при давлении $p = 1,0$ МПа и высокотемпературные. Все низкотемпературные гидриды удовлетворяют условию необходимого баланса теплоты для выделения водорода по режимам ездового цикла, но для дальнейшего анализа гидрид VH—VH₂ был исключен как редкий. Для оставшихся гидридов Ti₂Ni—H_{2,5}, FeTi—H₂, LaNi₅—H_{6,7} теплота десорбции

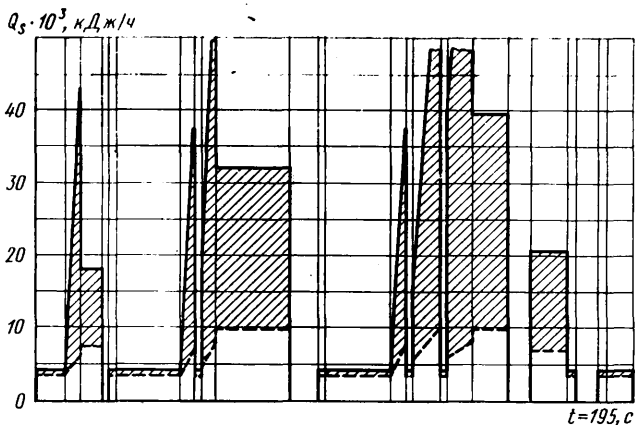


Рис. 3. Диаграмма располагаемого и необходимого тепла по режимам ездового испытательного цикла для легкового автомобиля (сплошные линии — располагаемое количество тепла отработавших газов при $t_{y,r} = 50^\circ\text{C}$, штриховые — необходимое количество тепла для десорбции водорода из гидридов $\text{FeTi}-\text{H}_2$, $\text{LaNi}-\text{H}_{6,7}$, $\text{Ti}_2\text{Ni}-\text{H}_{2,6}$)

Q_s примерно одинакова, поэтому на рис. 3 она показана для этих гидридов одной линией. Как видно из диаграммы, при $t_{y,r} = 50^\circ\text{C}$ располагаемого тепла вполне достаточно для выделения водорода из низкотемпературных гидридов на всех режимах ездового цикла, включая холостой ход, причем на большинстве режимов имеется значительный избыток тепла.

При постоянной поверхности теплообмена гидридного бака с ростом температуры продуктов сгорания на входе в теплообменник также увеличивается температура на выходе, что приводит к снижению располагаемого тепла в цикле. Такая зависимость приведена на рис. 4. Кроме того, показано необходимое количество тепла для десорбции водорода за цикл для ряда гидридов в интервале равновесных температур при давлениях от 0,15 до 1,0 МПа. Для низкотемпературных гидридов располагаемое количество тепла в 2—3 раза превышает необходимое. Избыток тепла, чтобы обойтись без перегрева гидридного бака и увеличения давления водорода в нем выше расчетного, необходимо сбрасывать. Это достигается установкой регулятора 2 (рис. 1), который осуществляет количественное регулирование расхода продуктов сгорания через теплообменник гидридного бака.

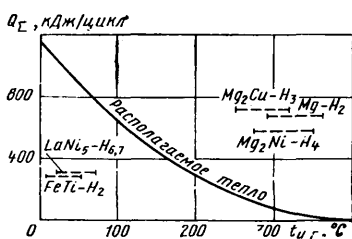


Рис. 4. Зависимость суммарного располагаемого тепла Q_s (сплошная линия) за цикл от температуры уходящих газов из гидридного бака

Наиболее перспективными, из показанных на рис. 4 низкотемпературных гидридов, следует считать гидрид $\text{FeTi}-\text{H}_2$, имеющий наибольшую сорбционную способность и низкую стоимость, хотя и требующий для заправки водород высокой чистоты (99,99%). Вследствие этого на стадии экспериментальных работ с гидридными системами хранения водорода наряду с $\text{FeTi}-\text{H}_2$ можно использовать и более дорогой гидрид $\text{LaNi}_5-\text{H}_{6,7}$, который многократно (не менее 3000 циклов) поглощает технический водород (98,5%) без ухудшения сорбционных свойств.

Гидрид $\text{FeTi}-\text{H}_2$ вполне удовлетворяет требованиям баланса тепла и на любых стационарных режимах движения автомобиля, что видно из рис. 5. Поскольку расход водорода на рассмотренных режимах различен, то потребное количество тепла для выделения водорода из гидрида на этих режимах показано заштрихованной областью. Для обеспечения расхода водорода на холостом ходу двигателя температура уходящих газов на выходе из гидридного бака не должна превышать 60°C .

Учитывая фактор тепловой инерционности гидридной системы хранения водорода, следует ожидать его нехватки на переходных режимах работы двигателя, на которых резко увеличивается расход водорода. При общем расходе водорода за цикл 18,7% на долю переходных режимов приходится

22% (4,2 г). Учитывая, что переходные режимы следуют, как правило, за холостым ходом, где избыток тепла практически отсутствует, целесообразно использовать избыточное тепло других участков цикла для накопления водорода с последующим его использованием на переходных режимах. Это достигается установкой накопительной емкости I (рис. 1). При изменении давления водорода в накопительной емкости с 1,0 до 0,15 МПа для покрытия требуемого расхода водорода на переходных режимах объем емкости должен быть ~ 3 л. Наличия накопительной емкости необходимо также для обеспечения пуска двигателя.

Рассматривая возможность применения высокотемпературных гидридов магнелиевой группы в качестве автомобильных

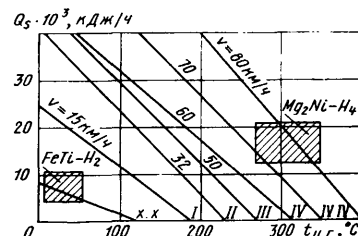


Рис. 5. Зависимость располагаемого тепла на установившихся режимах движения легкового автомобиля от температуры уходящих газов из гидридного бака: I—IV — включенные передачи в коробке передач

аккумуляторов водорода, следует отметить, что ни один из этих гидридов не удовлетворяет принятому балансу тепла (рис. 4). Тепла, располагаемого за ездовой цикл, достаточно всего лишь для выделения 12,5% необходимого количества водорода из гидрида $\text{Mg}-\text{H}_2$; 21,5% с гидридом $\text{Mg}_2\text{Cu}-\text{H}_3$ и 24% из гидрида $\text{Mg}_2\text{Ni}-\text{H}_4$ при минимальном рабочем давлении в системе питания 0,15 МПа. Следовательно, нельзя использовать гидриды этой группы в качестве самостоятельных аккумуляторов водорода для автомобилей. Их целесообразно применять в комбинированных схемах с низкотемпературным гидридом, что позволит существенно снизить общую массу гидридной системы. Гидрид $\text{Mg}_2\text{Cu}-\text{H}_3$ не представляет интереса, так как не имеет преимуществ перед гидридом $\text{Mg}_2\text{Ni}-\text{H}_4$, а его сорбционная способность значительно ниже.

Таблица 2

Показатели	Комбинация гидридов						
	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 100%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 70% $\text{Mg}_2\text{Ni}-\text{H}_4$ 30%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 60% $\text{Mg}_2\text{Ni}-\text{H}_4$ 40%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 50% $\text{Mg}_2\text{Ni}-\text{H}_4$ 50%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 70% $\text{Mg}-\text{H}_2$ 30%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 60% $\text{Mg}-\text{H}_2$ 40%	$\text{FeTi}-\text{H}_2$ 50% $\text{Mg}-\text{H}_2$ 50%
Масса Выигрыш в массе по сравнению с $\text{FeTi}-\text{H}_2$ в %	188	160	150	140	146	132	118
	0	15	20	25,5	22,5	30	37

Характеристики комбинированных систем приведены в табл. 2, из которой следует, что применение высокотемпературных гидридов значительно (до 37%) снижает общую массу всей системы. Однако при неблагоприятных температурных характеристиках гидрида магния $\text{Mg}-\text{H}_2$, ограничивающих его долю в комбинированной системе (для ездового цикла 12,5%, а для реальных эксплуатационных режимов не более 25%), максимальный выигрыш в массе может достигать 20%.

Наиболее целесообразно применять в комбинированных гидридных системах сплав Mg_2Ni , несмотря на его более низкую сорбционную способность.

Перспективность применения сплава Mg_2Ni подтверждается также тем, что на режимах установившегося движения на прямой передаче располагаемого тепла отработавших газов достаточно для покрытия 47% расхода водорода при скорости 60 км/ч, 80% — при 70 км/ч. При скорости 80 км/ч появляется даже избыток тепла, равный 30% (рис. 5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Furuhami S., Hiruma M., Enomoto Y. Development of liquid hydrogen car. 1-й World Hydrogen Energy Conference, 1—3 March, 1976, vol. III. Miami Beach, Florida.
2. Billings Roger E. Hydrogen's potential as a vehicular fuel for transportation. — Record 10th Intercos Energy convers. Eng. Conf. Newark, Del. 1975, New York, 1975, № 4.
3. By David Scott, European Editor Hydrogen Fuel Ready for Bus Fleet SAE, Automotive Engineering, May 1978.

Оптимальная периодичность регулирования редуктора системы питания газобаллонных автомобилей ЗИЛ-138

М. Ф. КРЫЛОВ, канд. техн. наук Е. В. КЛЕННИКОВ, О. А. МАРТИРОВ

НИИГлавмосавтотранс

О ПЫТ эксплуатации автомобилей в г. Москве показал, что для ЗИЛ-138 и ГАЗ-53-07 затраты на ремонт, техническое обслуживание и амортизационные отчисления выше, чем для их базовых моделей с карбюраторными двигателями. Затраты в год на техническое обслуживание и текущий ремонт составили 4—5%, а на амортизационные отчисления 20—30%.

Оптимизация технических воздействий, направленных на поддержание заданного уровня безотказной работы газовых агрегатов системы питания, позволяет снизить эти затраты и повысить эффективность массовой эксплуатации газобаллонных автомобилей в народном хозяйстве.

В настоящее время периодичность регулировок редуктора в соответствии с «Временными режимами технического обслуживания газобаллонных автомобилей» осуществляется при ТО-2 автомобиля. Однако, как показала практика, такая периодичность не обеспечивает должного уровня безотказной работы газового агрегата. Так, 39% случаев приходится на текущий ремонт редуктора ввиду его разрегулирования. Причины разрегулирования редуктора могут быть как конструктивными (дефекты, отказы), так и технологическими. При дальнейшем совершенствовании конструкции и технологии изготовления, а также применении более качественно состава газа (с меньшим процентом жидкого осадка сжиженного газа) периодичность регулирования редуктора будет иметь более высокое значение. В соответствии с методикой¹, разработанной в Московском автомобильно-дорожном институте, в настоящей работе за критерий оптимизации периодичности операций регулирования t_p принята минимальная сумма удельных затрат $C_{уд}$ (t_p) на поддержание газового агрегата в исправном состоянии.

Целевая функция в соответствии с принятым критерием

$$C_{уд}(t_p) = C_{уд(отк)}(t_p) + C_{уд(рег)}(t_p) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $C_{уд}(t_p)$ — сумма удельных затрат на поддержание редуктора в исправном состоянии;

$C_{уд(отк)}(t_p)$ — удельные затраты на устранение отказов и неисправностей;

$C_{уд(рег)}(t_p)$ — удельные затраты на регулирование редуктора.

Поскольку для определения оптимальной периодичности выполнения комплекса работ по техническому обслуживанию реализация функции, представленной выражением (1), усложнена, возникает необходимость в математическом моделировании. Это позволит свести натурный эксперимент к минимуму и выразить с помощью математических выражений влияние комплекса работ на решение задач технического обслуживания.

Регулирование редуктора ведет к отказу двигателя в целом, поэтому нарушение регулировки следует условно отнести к последовательно вспомогательным системам. В таких системах вероятность возникновения отказов в период между проведениями технических обслуживаний зависит от периодичности обслуживания.

В процессе технического обслуживания стоимость регулировочных операций редуктора существенно меньше стоимости устранения отказа газового агрегата в периоды между техническими обслуживаниями. Данное отличие определяется величиной затрат на компенсацию простоев, которые в значительной степени меньше при регулировочных работах, то же относится и к трудовым затратам. Эти обстоятельства приводят к необходимости минимизировать периодичность регулировок редуктора. Однако поскольку проведение технического обслуживания газового агрегата всегда связано с дополнительными затратами, обусловленными недоиспользованием ресурса его функциональной схемы, необходимо максимизировать периодичность проведения комплекса работ.

Оптимальная периодичность регулирования редуктора позволяет найти компромиссное решение, направленное на рациональное разделение работ по устранению отказов на две части, одна из которых выполняется в период между техническими обслуживаниями, а другая — при проведении последнего. При этом удельные затраты на проведение работ

согласно методике, разработанной в МАДИ, должны определяться за наработку, равную периодичности проведения регулировочных работ, т. е. за t_p .

Исходя из приведенных допущений, первый член уравнения (1) пропорционален затратам на устранение отказов функциональной схемы редуктора в период между регулировками и вероятности возникновения этих отказов, а второй член уравнения — затратам на проведение регулирования редуктора и вероятности отказов.

Отсюда

$$C_{уд(отк)}(t_p) = \frac{C_{отк} \bar{P}(t_p)}{t_p}; \quad (2)$$

$$C_{уд(рег)}(t_p) = \frac{C_{рег}}{t_p} [P(t_p) + M \bar{P}(t_p)], \quad (3)$$

где M — коэффициент, учитывающий неизбежное при регулировании проведении технического обслуживания частичное повторение работ, выполняемых в процессе наработки;

$\bar{P}(t_p) = 1 - P(t_p)$ — вероятность отказа функциональной схемы редуктора;

$P(t_p)$ — вероятность безотказной работы редуктора;

$C_{отк}$ — затраты по устранению отказа агрегата регулирования;

$C_{рег}$ — затраты на проведение регулировочных работ.

После подстановки равенств (2) и (3) в уравнение (1) и выражения $C_{рег}/C_{отк}$ через N соотношение для расчета периодичности регулирования редуктора примет вид

$$C_{уд}(t_p) = \frac{C_{рег}}{t_p} \left[\left(\frac{1}{N} + M - 1 \right) \bar{P}(t_p) + 1 \right] \rightarrow \min. \quad (4)$$

Как видно из этого выражения, для определения t_p необходимо выявить показатели надежности редуктора. С этой целью проведены эксплуатационные испытания исследуемого агрегата на Московском автокомбинате № 9 МАДТ Главмосавтотранса в реальных условиях. На базе полученных материалов выявлены показатели надежности.

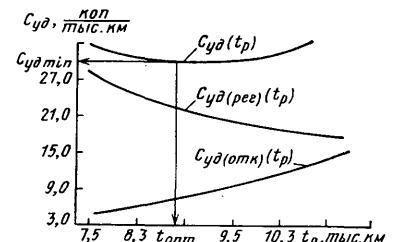
В качестве объекта исследования выбран редуктор, установленный в системе питания автомобилей ЗИЛ-138. Выбор осуществлен из 28 агрегатов, что обеспечило 90%-ную достоверную вероятность и 20%-ный интервал искомых величин. Грузовые автомобили ЗИЛ-138 с бортовой платформой эксплуатировались по перевозке промышленных и строительных грузов в условиях интенсивного городского движения Москвы. Контрольные заезды, проведенные по характерным маршрутам работы автомобилей, показали, что условия их эксплуатации в соответствии с действующим «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» относятся ко второй категории.

Показатели надежности определяли во время пробега автомобилем 80 тыс. км. Общий пробег исследуемой партии редукторов за период испытаний составил 1895,7 тыс. км.

Безотказность работы редуктора рассматривается с позиции функциональной и элементной надежности схем. К первой относятся отказы, которые устраняются с помощью регулировок редуктора, ко второй — отказы, влекущие за собой неизбежность замены или восстановления элементов конструкции.

Исходя из назначения редуктора, за отказ функциональной надежности схемы принят выход регулируемого параметра давления за допустимый предел, а также обеспечение герметичности газового агрегата.

Анализ данных, полученных в результате испытаний, показал, что распределение отказов функциональной надежности схемы ре-



Определение оптимальной периодичности регулирования редуктора

¹ Шейнин А. М. Основные принципы управления надежностью машин в эксплуатации. Вып. 2. М.: Знание, 1977, с. 27—30.

Вероятность отказа редуктора $\bar{P}(t_p)$	Вероятность безотказной работы $P(t_p)$	Периодичность регулирования t_p	Удельные затраты		
			$C_{уд} (отк) (t_p)$ в коп./тыс. км	$C_{уд} (рег) (t_p)$ в коп./тыс. км	$C_{уд} (t_p)$ в коп./тыс. км
0,05	0,95	7,5	4,75	27,6	32,35
0,07	0,93	8,2	6,09	25,24	31,33
0,09	0,91	8,9	7,21	23,25	30,46
0,11	0,89	9,3	8,43	22,26	30,69
0,13	0,87	9,7	9,55	21,18	30,73
0,15	0,85	10,2	10,49	20,29	30,78
0,17	0,88	10,5	11,54	19,71	31,25
0,19	0,81	10,9	12,43	18,99	31,42
0,21	0,79	11,2	13,37	18,48	31,85
0,23	0,77	11,5	14,26	18,00	32,26
0,25	0,75	11,8	15,11	17,54	31,65

дуктора не противоречит нормальному закону распределения со средним ресурсом системы $t_{ср} = 14,82$ тыс. км и коэффициентом вариации $v = 0,3$.

Оптимальная периодичность регулирования редуктора определена по полученным экспериментальным данным, исходя из средней стоимости восстановления отказа редуктора $C_{отк} = 7,13$ руб. и стоимости проведения регулировочных работ $C_{рег} = 2,07$ руб. по уравнению (4).

В результате анализа экспериментальных данных получено расчетное уравнение

$$C_{уд}(t_p) = \frac{2,07}{t_p} = \frac{2,07}{t_p} [3,44 \bar{P}(t_p) + 1]. \quad (5)$$

На основании минимизации затрат на поддержание на-

дежности $C_{уд}(t_p) \rightarrow \min$ определена периодичность регулирования редуктора.

Принимаемые периодичности регулирования и результаты расчета удельных затрат $C_{уд}(t_p)$ с использованием вероятности безотказной работы функциональной схемы приведены в таблице и на рисунке. Как видно из кривой $C_{уд}$ и данных таблицы, оптимальная периодичность регулирования редуктора составляет $t_{опт} = 8,9$ тыс. км при $C_{уд} = 30,47$ коп./тыс. км.

Учитывая организационные и производственные трудности проведения обслуживания редуктора, через указанный пробег периодичность регулировочных работ следует проводить в период плановых технических обслуживаний.

Исходя из условия обеспечения вероятности безотказной работы $P(t_p) \geq 0,9$, необходимой для безопасной эксплуатации газобаллонных автомобилей, периодичность регулирования редуктора можно принять $t_p = 8,0$ тыс. км. При этом снижение периодичности регулировок не превышает сколь угодно существенно удельные затраты.

Проведенные исследования позволили выявить следующее:

1) надежность функциональной схемы редуктора лимитируют регулировки первой и второй ступени этого газового агрегата;

2) разрегулированность редуктора ведет к отказу всей системы в целом (двигателя автомобиля);

3) исходя из критерия минимизации затрат на поддержание надежности, периодичность регулирования редуктора можно совместить с каждым четвертым ТО-1 автомобиля ЗИЛ-138, при этом удельные затраты будут составлять 31,62 коп./тыс. км, а вероятность безотказной работы функциональной схемы редуктора — 0,94.



УДК 629.113.001.2:629.113.073.286

О возможности оптимизации конструктивных параметров автомобиля

Д-р техн. наук Ю. В. ПИРКОВСКИЙ, кандидаты техн. наук В. А. ПЛИСКО, С. А. ШУКЛИН
НАМИ

РАЗВИТИЕ на современном этапе автомобильной науки, изучение перспектив эффективности грузовых автомобилей в эксплуатации [1 и 2] позволяют сформулировать ряд основных требований к конструкции грузового автомобиля, обеспечивающих его высокую эффективность в различных условиях эксплуатации. Разработан ряд детерминированных зависимостей, связывающих отдельные измерители эксплуатационных качеств автомобиля с его конкретными конструктивными параметрами. Накоплен большой экспериментальный материал, позволяющий проводить достаточно объективную корреляцию многих расчетных данных с целью учета факторов, не поддающихся теоретическому анализу. Однако исследования выполнялись, как правило, по отдельным вопросам совершенствования автомобиля, без установления взаимосвязей между ними.

Накопленные теоретические знания и опыт экспериментальных исследований позволяют в настоящее время перейти к построению методов решения основной задачи автомобилестроения — оптимизации конструкции автомобиля, обеспечивающей максимальную эффективность его использования в различных эксплуатационных условиях.

Эту задачу целесообразно решать на многовариантном анализе моделей, содержащих теоретические или экспериментальные зависимости конструктивных параметров автомобиля и его эксплуатационных качеств. Однако применение этого метода сопряжено с методологическими трудностями и с отсутствием ряда конкретных исходных функций и данных. Получение последних должно стать целью исследований, результаты которых могут послужить разделами решения общей проблемы оптимизации конструкции автомобиля.

Частные задачи, входящие в общую проблему оптимизации

конструкции автомобиля, могут носить весьма разнообразный характер в зависимости от поставленной цели.

Структура общей проблемы оптимизации конструкции автомобиля предусматривает совместный учет не только всего комплекса эксплуатационных качеств, на которые влияет конструкция автомобиля, но и анализ всех или возможно большего числа конструктивных параметров, формирующих эти качества.

Совокупность стандартных и классических экономико-математических методов позволяет предложить следующий наиболее общий алгоритм решения различных задач оптимизации конструктивных параметров автомобиля, предусматривающий последовательное (в несколько этапов) уточнение оптимизируемых параметров.

На первом этапе реализуется типовая схема оптимизации по ГОСТ 18100—76, позволяющая сначала ориентировочно установить оптимальные величины рассматриваемых параметров автомобиля в укрупненных интервалах из значений, выбираемых с применением ГОСТ 8032—56.

Типовая схема оптимизации по ГОСТ 18100—76 содержит функции:

$$\left. \begin{aligned} \text{эффекта} & \quad \mathcal{E} = f_1(p_i, t_j); \\ \text{затрат} & \quad \mathcal{Z} = f_2(p_i, t_j); \\ \text{целевую} & \quad \mathcal{C} = f_3(\mathcal{E}, \mathcal{Z}); \\ \text{ограничений} & \quad O = f_4(p_i, t_j); \\ \text{взаимосвязи} & \quad B = f_5(p_i, t_j), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где p_i — значения параметров;

t_j — время их обработки и применения в конструкции автомобиля после реализации.

На первом этапе необходимо выполнить: выбор критерия эффективности; обоснование общих пределов изменения параметров и разбиение этих пределов на интервалы, в которых определяется оптимальное значение параметра; выражение взаимосвязи между параметрами. Затем следует решить задачу отыскания в выбранных пределах таких значений p_i, t_j , при которых целевая функция принимает экстремальное значение и одновременно удовлетворяются функции ограничений и взаимосвязи.

На втором этапе положение оптимума величин параметров, ориентировочно установленного выше, уточняют на основе максимизации прироста эффекта \mathcal{E}_{i0} по каждому i -у параметру внутри интервалов, выбранных на первом этапе, по уравнению

$$\mathcal{E}_{i0} = \sqrt{\frac{a_{ij} \Delta \mathcal{E}_{ij}}{a_{3i}}}, \quad (2)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{ij}$ — прирост эффекта от изменения параметра в конце интервала, выбранного на первом этапе;
 i — номер (шифр) параметра;
 j — вариант значений параметра;
 a_{ij} — удельные (на единицу эффекта) затраты на повышение эффекта в пределах одного участка оптимизации;
 a_{3i} — другие виды удельных затрат (эксплуатационные и т. п.), имеющихся при совершенствовании i -го параметра и не учтенных величиной a_{ij} .

Нахождение величины \mathcal{E}_{i0} позволяет уточнить оптимальное значение эффекта, установленное на первом этапе, выразив его соответствующей суммой ранее найденного ориентировочного значения и величины (величин) \mathcal{E}_{i0} . Затем определяют соот-

ветствующие уточненные значения оптимизируемых параметров автомобиля p_i . На третьем этапе следует уточнить найденный выше оптимум на основе учета взаимосвязи между оптимизируемыми параметрами. Для этого используют модель линейного программирования (решение по методу Крамера)

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j \leq \mathcal{E}_i, \quad (3)$$

где x_j — прирост эффекта, уточняющий положение его оптимума;

n — число рассматриваемых параметров.

При необходимости выполняют четвертый этап, включающий повторное использование типовой схемы оптимизации по ГОСТ 18100—76, но при квантовании пределов изменения параметров оптимальными отрезками, которые определены на втором и третьем этапах.

Изложенные этапы оптимизации обеспечивают последовательное корректирование оптимальных значений исследуемых параметров автомобиля в заданных пределах их изменения.

Предлагаемый алгоритм можно использовать при решении различных задач оптимизации конструктивных параметров автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ипатов М. И.* Техничко-экономическая оценка конструкций автомобилей при проектировании. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
2. *Автомобильные транспортные средства.* Под ред. Д. П. Великанова. М.: Транспорт, 1977. 328 с.

УДК 629.113.066:621.313.12.001.5

Исследование переходных процессов в автомобильных генераторных установках

В. И. ВАСИЛЕВСКИЙ, А. Ф. ЗЕМЛЯНСКИЙ, Н. А. ПЧЕЛИНЦЕВ

Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова

В СИСТЕМАХ электрооборудования автомобилей и тракторов в последнее время начали применяться установки, состоящие из генератора переменного тока, встроенного в него выпрямительного блока и интегрального регулятора напряжения.

Надежность работы генераторной установки во многом зависит от надежности работы интегрального регулятора напряжения, а интегрального регулятора напряжений от величин перенапряжений, возникающих при переходных процессах.

Во время работы генераторной установки в комплекте с аккумуляторной батареей перенапряжения не достигают опасных величин, так как вследствие низкого внутреннего сопротивления аккумуляторная батарея поглощает энергию импульса перенапряжения. Поскольку отключение аккумулятора маловероятно, но возможно, важно знать, какие величины перенапряжений будут возникать при снятии нагрузки. Фактически появление опасных значений перенапряжений на выходе генераторной установки объясняется тем, что при снятии нагрузки генератор некоторое время становится самоуправляемым по току возбуждения, а напряжение на выходных клеммах генератора увеличивается на величину, соответствующую мгновенному току возбуждения при данной на-

грузке. Время срабатывания регулятора напряжения (закрывание выходного транзистора) t_3 составляет, по данным исследования, 200—500 мс. Ток I_b в обмотке возбуждения (имеющей индуктивность 0,5—2,5 Гн) за время закрытия выходного транзистора t_3 изменяется незначительно, оставаясь на уровне 0,8 своего первоначального значения.

На рис. 1 приведена осциллограмма импульса перенапряжения, возникающего во время снятия нагрузки. При этом учитывались время нарастания импульса перенапряжения T_n , время до закрытия выходного транзистора регулятора t_3 , период отсчета времени ($f=500$ Гц) T_b , амплитуда импульса перенапряжения U_m .

Время нарастания импульса сравнительно мало и составляет, по результатам исследований, 0,002—0,005 с.

На рис. 2 приведена осциллограмма затухания тока в обмотке возбуждения I_b .

Импульс перенапряжения действует до тех пор, пока ток в обмотке возбуждения не уменьшится до нуля, т. е. длительность переходного t_c процесса зависит от скорости уменьшения тока возбуждения.

Исследование перенапряжений, создаваемых генераторами переменного тока, и разработка устройств защиты являются актуальной проблемой.

Лабораторные испытания, проводимые заводом КЗАТЭ им. А. М. Тарасова, показывают, что интегральные регуляторы Я112, Я120 выдерживают перенапряжения порядка 115 В.

В табл. 1 приведены данные по перенапряжениям вентильных генераторных установок. Измерения проводили на выходе генератора без системы зажигания и без аккумуляторной батареи при работе генератора на самовозбуждении. Сброс нагрузки до нуля осуществлялся при частоте вращения ротора генератора $n=5000$ мин⁻¹.

Для получения достоверных данных перенапряжения измеряли тремя методами: транзисторным дискриминатором,

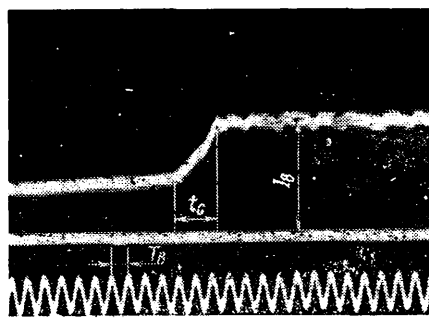
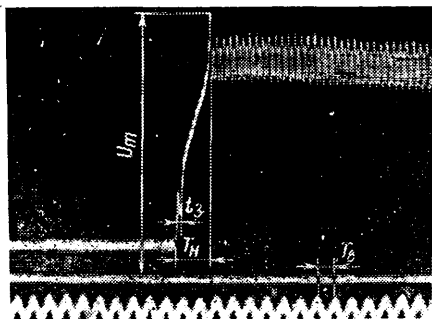


Рис. 1

Таблица 1

Тип установки		$U_{\text{НОМ}}$ в В	Перенапряжение в В, измеренное			Сброс $I_{\text{Н}}$ в А	$\tau_{\text{Н}}$ в мс
Гене- ратор	Регулятор		Тример- ным дис- кримна- тором	С1-19Б	МПО-2		
Г266	ИРН Я112А	14	50	52	55	40—0	—
Г272	РР 133	28	102	105	110	20—0	3,2
Г273	ИРН Я120	28	110	110	115	20—0	—
Г286А	ИРН Я112А	14	108	116	116	70—0	3,6
Г289	ИРН Я120	28	90	100	104	50—0	4
Г263А	РР 363	28	88	92	98	120—0	2,8
Г263	РР 361А	28	92	92	96	120—0	2

электронным осциллографом С1-19Б, шлейфовым осциллографом МПО-2.

Каждым методом проводилось не менее трех измерений, из которых выбирали наибольшее. Разница в результатах, полученных этими методами, составляла 0—10 В и обусловлена, очевидно, различной чувствительностью и погрешностью применяемых приборов.

Чтобы исключить погрешность показаний осциллографов С1-19Б и МПО-2 из-за различной частотной характеристики, длительность развертки С-19Б устанавливали 1—10 кГц, а шлейфы к МПО-2 выбирали с собственной частотой в том же пределе.

Некоторые зарубежные фирмы в качестве элемента защиты от перенапряжений используют стабилитрон, включаемый параллельно выходному транзистору регулятора. Такой способ защиты удобен в случае питания обмотки возбуждения от дополнительного выпрямителя. При питании обмотки возбуждения от плюса силового выпрямителя во время аварийной работы через стабилитрон будет протекать ток разряда аккумуляторной батареи, который выведет его из строя.

Были разработаны генераторные установки с питанием обмотки возбуждения от нулевой точки генератора (Г273 ИРН Я120, Г289 ИРН Я120). В этом случае обмотка возбуждения подключается на фазное напряжение, а не на линейное, и величина перенапряжений снижается примерно в 2 раза (на выходном транзисторе регулятора).

Измерение перенапряжений непосредственно на генераторе неудобно тем, что требует применения дорогой аппаратуры. Данные можно получить на образцах спроектированных генераторов.

На стадии проектирования генератора важно знать его выходные характеристики и величины перенапряжений, которые будут возникать в аварийных режимах.

Разработан способ, позволяющий определять перенапряжения на стадии проектирования генератора. Работа генератора характеризуется токоскоростными характеристиками, его выходное напряжение прямо пропорционально скорости вращения ротора, количеству витков в фазе и величине магнитного потока в зубцах статора

$$E = 4 K_0 K_f \Phi_z \Phi_\phi \cdot f,$$

где E — ЭДС, вырабатываемая генератором;

Φ_z — магнитный поток в зубцах статора;

Φ_ϕ — количество витков в фазе;

K_0 — обмоточный коэффициент;

K_f — коэффициент формы поля;

f — частота тока генератора.

Магнитный поток является функцией тока возбуждения $\Phi = f(I_N)$.

Зависимость выходного напряжения генератора от тока возбуждения $U_d = f(I_N)$ при $I_N = 0$ изменяется по кривой, называемой характеристикой холостого хода (рис. 3).

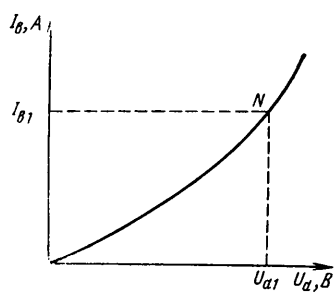


Рис. 3

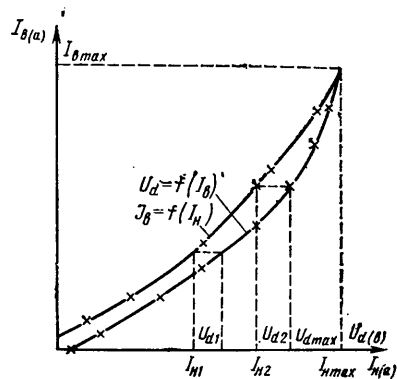


Рис. 4

При работе генератора в режиме, соответствующем точке N на характеристике холостого хода, напряжением на выходе генератора будет U_{d1} , ток возбуждения I_{N1} . При сбросе тока нагрузки ток в обмотке возбуждения стремится к своему мгновенному значению, и генератор некоторое время работает в одной из точек на характеристике холостого хода.

Предположим, что генератор работает с нагрузкой, равной $I_N = I_{N1}$. Тогда ток возбуждения по характеристике $I_B = f(I_N)$ будет равен I_{N1} . Этому току I_{N1} по характеристике $U_d = f(I_B)$ будет соответствовать напряжение U_{d1} (рис. 4).

Таким образом, совмещая две характеристики $U_d = f(I_B)$ и $I_B = f(I_N)$ в одних координатах, можно определить напряжение, вырабатываемое генератором при сбросе нагрузки. Это напряжение и будет равно перенапряжению при снятии определенной нагрузки на определенных частотах вращения ротора генератора.

Принимая во внимание, что при снятии характеристик холостого хода вольтметр, подключенный на выход генератора, показывает среднее значение выпрямленного напряжения, а непосредственное измерение перенапряжений (шлейфовым осциллографом, электронным осциллографом и т. д.) дает амплитудное значение, необходимо вводить поправку. Этот поправочный коэффициент учитывает разницу между амплитудным и средним значениями выпрямленного напряжения, а также при трехфазной мостовой схеме выпрямленного напряжения. В последнем случае он равен 1,1—1,2.

В табл. 2 приведены значения перенапряжений, полученных по характеристикам $U_d = f(I_B)$, $I_B = f(I_N)$ с учетом поправочного коэффициента 1,15 на вентилях генераторных установках, выпускаемых заводом КЗАТЭ им. А. М. Тарасова.

Таблица 2

Тип установки		$U_{\text{НОМ}}$ в В	$I_{\text{Н}}$ в А	n в мин ⁻¹	U_d в В
Генератор	Регулятор				
Г266	ИРН Я112А	14	40	5000	60
Г272	РР 133	28	20	5000	115
Г273	ИРН Я120	28	20	5000	115
Г286А	ИРН Я112А	14	70	5000	117
Г289	ИРН Я120	28	50	5000	110
Г263А	РР 363	28	120	5000	97
Г263	РР 361А	28	120	5000	96

Сравнивая эти данные с приведенными выше результатами непосредственного измерения, видим, что разница составляет 5—10 В и вполне допустима. Таким образом, применяя описанный метод графического расчета, можно еще на стадии проектирования генераторной установки знать величины перенапряжений и предусмотреть меры защиты от них.

УДК 629.113—592.6.001.5

Определение параметров плоской системы сил трения на фрикционных накладках дисковых тормозов

Канд. техн. наук А. С. ФЕДОСОВ, А. А. БАРАНОВ

Харьковский автомобильно-дорожный институт

К АЧЕСТВЕННОЕ и количественное уточнение характера рабочих процессов и описывающих их расчетных зависимостей применительно к дисковым тормозам на основе известной теории плоской системы сил трения представляют известные трудности.

Совместим плоскость фрикционного контакта накладки площади F с координатной плоскостью xOy (рис. 1) таким образом, чтобы ось y совпала с осью симметрии накладки, а центр O — с осью вращения диска. В каждой точке контакта с полярными координатами ρ и θ сила трения dT сов-

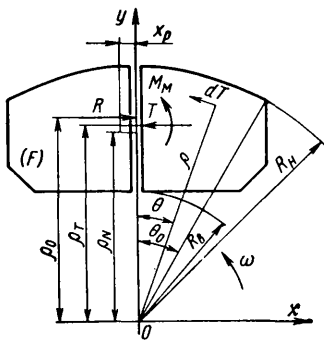


Рис. 1. Расчетная схема накладки

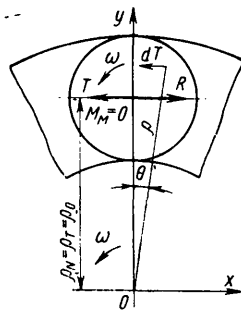


Рис. 2. Вращающаяся накладка

падает с направлением вектора скорости точки диска с теми же координатами и перпендикулярна радиусу. Определим величину момента, развиваемого накладкой,

$$M = \int_{(F)} \mu q \rho dF, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения.

Проектируя элементарные силы dT на координатные оси и суммируя их, получим зависимости для определения проекций главного вектора сил трения:

на ось x

$$X = \int_{(F)} \mu q \cos \theta dF; \quad (2)$$

на ось y

$$Y = \int_{(F)} \mu q \sin \theta dF. \quad (3)$$

При выводе зависимостей (1)—(3) были использованы три уравнения статики, характеризующие плоскую систему сил трения. Три других уравнения совместно с упругими свойствами деталей тормоза принципиально можно применить для определения функции $q(\rho, \theta)$ и затем коэффициента трения μ как функции координат и скорости. Однако величины μ и q не являются детерминированными и имеют случайный характер. Если будут известны законы их распределения, то и тогда нецелесообразно вводить в проектный расчет тормоза элементы теории случайных процессов. Вследствие этого будем полагать величины μ и q постоянными, а фрикционный контакт непрерывным и равным номинальной площади трения.

С учетом изложенного выше, а также условий симметрии, зависимости (1)—(3) можно упростить

$$M = \mu q \int_{(F)} \rho dF; \quad (4)$$

$$T = X = \mu q \int_{(F)} \cos \theta dF. \quad (5)$$

Определим координаты точек приложения главного вектора сил трения ($Y_T = \rho_T$) и главного вектора нормальных сил $y_N = \rho_N$ — так называемый центр давления, который при $q = \text{const}$ совпадает с центром тяжести номинальной площади накладок:

$$\rho_T = \frac{\int_{(F)} \rho \cos^2 \theta dF}{\int_{(F)} \cos \theta dF}; \quad (6)$$

$$\rho_N = \frac{1}{F} \int_{(F)} \rho \cos \theta dF. \quad (7)$$

Причем $y = \mu q \int_{(F)} \sin \theta dF = 0$, а плечо $x_T =$

$$= \frac{\int_{(F)} \rho \sin^2 \theta dF}{\int_{(F)} \sin \theta dF} = \infty. \text{ Однако } M_M = \mu q \int_{(F)} \rho \sin^2 \theta dF =$$

$= Y x_T = 0$. Полученный результат [1] можно рассматривать так: на бесконечно большом плече x_T действует бесконечно малая сила Y , создающая момент M_M конечной величины, действующий в направлении вращения диска. Этот момент будем называть [2] местным вращающим моментом. Достаточно очевидно, что главный момент сил трения M складывается из момента главного вектора сил трения $M_T = \mu q \int_{(F)} \rho \cos^2 \theta dF$

$\times \theta dF$ и местного вращающего момента $M_M = \mu q \int_{(F)} \rho \sin^2 \theta dF$:

$$M = M_T + M_M. \quad (8)$$

При назначении способа закрепления колодки необходимо учитывать отмеченный эффект местного вращающего момента, доля которого в общей величине момента возрастает с увеличением угла охвата накладки $2\theta_0$ и достигает 100% при $\theta_0 = \pi$. Если силы реакции со стороны суппорта приводятся к равнодействующей силе R , то линия действия последней должна проходить через ось симметрии в точке с координатой

$$y_0 = \rho_0 = \frac{M}{T} = \frac{\int_{(F)} \rho dF}{\int_{(F)} \cos \theta dF}. \quad (9)$$

В противном случае колодка будет стремиться поворачиваться в сторону вращения диска, если линия действия равнодействующей реакции суппорта проходит ниже точки ρ_0 , и в противоположную сторону, если равнодействующая пройдет выше точки ρ_0 . Эффект проворачивания накладки отмечался ранее в работе [2] и наблюдался авторами при экспериментальном исследовании опытной конструкции дискового тормоза. В результате накопленного за ряд торможений вращательного перемещения в пределах зазоров между колодкой и суппортом рабочий цилиндр проворачивался вокруг своей оси, вызывая закручивание предохранительного чехла.

Стремление колодки к вращению можно использовать на практике с целью достижения равномерного износа накладок и диска. Закрепив круглую или кольцевую накладку на оси, проходящей через ее центр симметрии (рис. 2), и обеспечив ей свободу вращения, достигнем того, что накладка будет вращаться с угловой скоростью диска, если пренебречь силами трения в подшипниках оси. При этом $M_M = 0$, $M = M_T$, $\rho_T = \rho_N = \rho_0$, $T = \mu N$, $M = \mu N \rho_N$, а векторы относительных скоростей трущихся поверхностей по всему полю накладки будут равны по модулю $\omega \rho_N$ (ω — угловая скорость диска) и параллельны оси x .

При любой форме накладки $\rho_0 \geq \rho_T \geq \rho_N$. Из сравнения (6) и (9) следует, что $\rho_0 \geq \rho_T$. Если поместить начало координат в центр давлений, то $\rho_N = 0$, а $\mu q \int_{(F)} \rho^2 dF \geq 0$, так как ве-

личина ρ положительна и, следовательно, $T \rho_T \geq 0$. Следовательно, $\rho_T \geq \rho_N$. Кроме того, $\rho_T \geq \rho_N$. Кроме того, равенство $\rho_T = \rho_N$ выполняется в том случае, если мгновенный центр относительных скоростей трущихся поверхностей лежит в бесконечности. Помимо указанного выше случая вращающейся накладки, это обеспечивается при поступательном перемещении трущихся тел, когда $\rho_T = \rho_N = \infty$, $M = 0$, $T = \mu N$.

При проектировании дискового тормоза необходимо выбрать конфигурацию фрикционной поверхности накладок и определить параметры плоской системы сил трения уравнений (4)—(9). Если наружный радиус накладок R_N принять за единицу и считать, что накладки нагружены одинаковой нормальной силой N , то значения параметров уравнений (4)—(9) должны зависеть исключительно от конфигурации фрикционной поверхности накладок. Существующая методика расчетного определения тормозного момента колодки как произведения коэффициента трения на нормальную силу и так называемый средний радиус трения не позволяют оценить влияние формы трущейся поверхности накладки на параметры плоской системы сил трения [3—4].

Нами получены аналитические решения всех интегралов, входящих в зависимости (4)—(9) для шести форм накладок (см. таблицу). Комбинируя полученные решения, можно расширить рассмотренный класс форм накладок. Например, не составляет труда получить аналитическое решение для накладок с прорезями и выемками представленных в таблице конфигураций. Для удобства практического применения аналитические решения интегралов представлены в безразмерной форме. В качестве характерных размеров приняты по-

Интеграл						
$\frac{1}{R_H^3} \int (F) \rho dF$	$\frac{2}{3} (1-\alpha^2) \theta_0$	$\frac{2}{3} \theta_0 - \frac{1}{3} \times \alpha^2 \left(\frac{\operatorname{tg} \theta_0}{\cos \theta_0} + f_1 \right)$	$\frac{2}{3} (\theta_0 - \alpha^2 \theta_1 + \frac{1}{2} f_0 - \frac{1}{2} \alpha f_2 \sin \theta_0 + \frac{1}{2} f_3 \sin^2 \theta_0)$	$\frac{2}{3} (\theta_0 + \frac{1}{2} f_0 - \alpha f_4 \sin \theta_0 + \frac{1}{2} \times f_5 \sin^2 \theta_0 - \frac{1}{2} \alpha^2 f_5)$	$\frac{2}{3} (f_0 - \alpha f_1 \sin \theta_0 + \frac{1}{2} f_1 \cos^2 \theta_0 + \frac{1}{2} f_2 \sin^2 \theta_0 - \frac{1}{2} \alpha^2 f_5)$	$\frac{(1+\alpha)^2}{18} \times [(1+7k^2) \times E(k) - (1-k^2) \times (1+3k^2) K(k)]$
$\frac{1}{R_H^3} \int (F) \rho \sin^2 \theta dF$	$\frac{1}{3} (1-\alpha^2) (\theta_0 - f_0)$	$\frac{1}{3} (\theta_0 - f_0 - \alpha^2 \frac{\operatorname{tg} \theta_0}{\cos \theta_0} + \alpha^2 f_1)$	$\frac{1}{3} (\theta_0 - \alpha^2 \theta_1 - f_0 + 2f_2 \sin^2 \theta_0 + \alpha f_2 \sin \theta_0)$	$\frac{1}{3} (\theta_0 - f_0 - \alpha f_4 \sin \theta_0 + 2f_5 \sin^2 \theta_0 + \alpha^2 f_5)$	$\frac{1}{3} (f_0 - \alpha f_4 \sin \theta_0 - f_3 \cos^2 \theta_0 + 2f_5 \sin^2 \theta_0 + \alpha^2 f_5)$	$\frac{(1+\alpha)^2}{18} \times [f_7 E(k) - f_8 K(k)]$
$\frac{1}{R_H^2} \int (F) \cos \theta dF$	$(1-\alpha^2) \sin \theta_0$	$\sin \theta_0 - \alpha^2 f_1$	$2(1-\alpha) \sin \theta_0$	$(2-f_4) \sin \theta_0 - \alpha^2 f_5$	$(1-f_4) \sin \theta_0 + f_1 \cos^2 \theta_0 - \alpha^2 f_5$	$\frac{(1+\alpha)^2}{3} \times [(1+k^2) E(k) - (1-k^2) K(k)]$
$\frac{1}{R_H^2} \int (F) dF$	$(1-\alpha^2) \theta_0$	$\theta_0 - \alpha^2 \operatorname{tg} \theta_0$	$\theta_0 - \alpha^2 \theta_1 + f_0 - f_2 \sin \theta_0$	$\theta_0 - 2\alpha \sin \theta_0 + f_0$	$2(f_0 - \alpha \sin \theta_0)$	$\frac{\pi}{4} (1-\alpha)^2$
$\frac{1}{R_H^3} \int (F) \rho \cos \theta dF$	$\frac{2}{3} (1-\alpha^2) \sin \theta_0$	$\frac{2}{3} (\sin \theta_0 - \alpha^2 \operatorname{tg} \theta_0)$	$(1-\alpha^2) \sin \theta_0$	$\sin \theta_0 (1-\alpha^2 - \frac{1}{3} \sin^2 \theta_0)$	$\sin \theta_0 (1-\alpha^2 - \frac{2}{3} \times \sin \theta_0 - \frac{1}{3} \sin^2 \theta_0)$	$\frac{\pi}{8} (1-\alpha)^2 (1+\alpha)$

$f_0 = \sin \theta_0 \cos \theta_0$, $f_1 = \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\theta_0}{2} \right)$, $f_2 = \sqrt{\alpha^2 - \sin^2 \theta_0}$, $f_3 = \ln \frac{1 + \cos \theta_0}{f_2 + \alpha}$, $f_4 = \sqrt{\alpha^2 + \sin^2 \theta_0}$,
 $f_5 = \ln \frac{f_4 + \alpha + \sin \theta_0}{f_4 + \alpha - \sin \theta_0}$, $f_6 = \frac{1 + \cos \theta_0}{f_4 + \alpha}$, $\alpha = \frac{R_B}{R_H}$, $k = \frac{1-\alpha}{1+\alpha}$, $f_7 = (1+k^2)(3+k^2) - \frac{8}{5}(k^4 - k^2 + 1)$,
 $f_8 = (1-k^2)(3+k^2) + \frac{4}{5}(1-k^2)(2-k^2)$, $K(k)$ и $E(k)$ — полные и эллиптические интегралы соответственно первого и второго рода аргумента k .

ловина угла охвата θ_0 и отношение $\alpha = R_B/R_H$ (R_B — минимальный внутренний радиус накладки). Безразмерная форма интегралов достигается за счет деления на соответствующую степень величины R_H , которая характеризует габариты тормоза.

Однако в дисковых тормозах часто встречаются накладки такой сложной геометрии фрикционной поверхности, что применение аналитических методов для определения параметров плоской системы сил трения практически малоэффективно. На основе общих положений математики был разработан и опробован приборный графоаналитический метод вычисления интегралов, входящих в зависимости (4)–(9), который основан на измерении площадей полярным планиметром и обладает наглядностью и достаточной для практики точностью. Приведем представляющие интерес зависимости в виде

$$M = \mu N R_H r_0 \text{ при } r_0 = \frac{1}{F} \int (F) \rho dF = \frac{2}{3} \frac{\oint \rho^3(\theta) d\theta}{\oint \rho^2(\theta) d\theta}; \quad (10)$$

$$T = \mu N t \text{ при } t = \frac{1}{F} \int (F) \cos \theta dF = \frac{\oint \rho^2(\theta) \cos \theta d\theta}{\oint \rho^2(\theta) d\theta}; \quad (11)$$

$$M_M = \mu N R_H r_m \text{ при } r_m = \frac{1}{F} \int (F) \rho \sin^2 \theta dF =$$

$$= \frac{2}{3} \frac{\oint \rho^3(\theta) \sin^2 \theta d\theta}{\oint \rho^2(\theta) d\theta}; \quad (12)$$

$$M_T = \mu N R_H (r_0 - r_m); \quad (13)$$

$$\rho_0 = \frac{M}{T} = R_H \frac{r_0}{t}; \quad (14)$$

$$\rho_T = \frac{M_T}{T} = R_H \frac{r_0 - r_m}{t}; \quad (15)$$

$$\rho_N = \frac{R_H}{F} \int (F) \rho \cos \theta dF = R_H \frac{2}{3} \frac{\oint \rho^3(\theta) \cos \theta d\theta}{\oint \rho^2(\theta) d\theta}. \quad (16)$$

Интегрирование удобно осуществлять по контуру, ограничивающему одну из симметричных половин фрикционной поверхности накладки. Вычертим в масштабе контур половины контактной поверхности накладки и полярным планиметром измерим ее площадь. Для определения величины r_0 произведем радиальную замену $\rho^{3/2}(\theta) = r(\theta)$ и, подсчитывая значения для точек контура накладки, вычертим замкнутую кривую $r(\theta)$ и измерим ограниченную ею площадь F_0 . Затем найдем значение $r_0 = \frac{2}{3} \frac{F_0}{F}$. Аналогичным образом поступим при вычислении других интегралов, входящих в зависимости

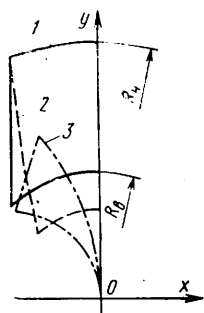


Рис. 3. Графические преобразования для планирования:
1 — контур симметричной половины фрикционной поверхности накладок $\rho(\theta)$; 2 — $r(\theta) = \rho^{3/2}(\theta)$; 3 — $r(\theta) = \rho^{3/2}(\theta) \sin \theta$

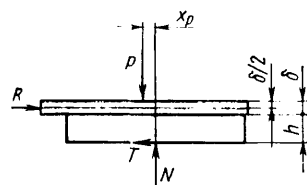


Рис. 4. Схема определения координаты x_p оси рабочего цилиндра

ба, т. е. соответственно на 4—25. Этот метод отражен на рис. 3, где проведены кривые $r(\theta) = \rho^{3/2}(\theta)$ и $r(\theta) = \rho^{3/2}(\theta) \sin \theta$ для одного из возможных контуров $\rho(\theta)$ половины фрикционной поверхности накладки.

Помимо аналитического и графоаналитического методов определения параметров плоской системы сил трения, была разработана соответствующая программа вычислений для ЭВМ типа ЕС-1020, пригодная для контура накладки произвольной формы. Однако, если не требуется перебора значительного числа вариантов конфигураций накладок при проектировании, то более эффективны представленные аналитический и графоаналитический методы.

Применение методов плоской системы сил трения позволяет определить координаты оси рабочего цилиндра тормоза, обеспечивающие равномерный износ накладки (рис. 4). Равнодействующая нормальных сил, действующих на колодку со стороны диска, приложена в центре давления ($x_N = 0$, $y_N = \rho_N$), а главный вектор сил трения в точке с координатами $x_T = 0$ и $y_T = \rho_T$. Равнодействующая сил реакций суппорта R приложена к середине толщины колодки (рис. 3) и проходит через точку с координатами $x_0 = 0$ и $y_0 = \rho_0$ (рис. 1). В плоскости вращения диска действует местный вращающий момент M_m , который уравновешивает момент T ($\rho_0 - \rho_T$), где $T = R$. В плоскости, перпендикулярной плоскости вращения диска (рис. 4), создается момент, определяемый

(10) — (16). Если измеряемые площади окажутся малыми, например, при вычислении зависимости (12), то масштаб кривой $r(\theta) = \rho^{3/2}(\theta) \sin(\theta)$ можно увеличить в 2—5 раз по сравнению с $\rho(\theta)$, а полученную затем площадь разделить на квадрат масштаба,

парой R и T на плече $h + \frac{1}{2}\delta$ (h и δ — толщины соответственно накладки и колодки). Со стороны рабочего цилиндра действует сила $P = N$ (силами трения колодки о суппорт пренебрегаем) в точке с координатами x_p и $y_p = \rho_N$. Естественно, что для обеспечения $q = \text{const}$ необходимо, чтобы выполнялось равенство

$$x_p = \mu \left(h_p + \frac{\delta}{2} \right), \quad (17)$$

где расчетное значение h_p следует принимать по средней величине в процессе износа.

Экспериментальная проверка представленного способа достижения равномерного износа накладок на опытной конструкции дискового тормоза выявила практически полное совпадение с теоретическими положениями.

Применение методов теории плоской системы сил трения при проектных расчетах дискового тормоза позволяет не только уточнить значение тормозного момента, но и определить величину главного вектора сил трения и местного вращающего момента с учетом конкретной формы фрикционной поверхности и на этой основе сравнить эффективность той или иной геометрии накладок. Определение координат центра давления, точки приложения главного вектора сил трения и равнодействующей сил реакций суппорта позволяет не только выбрать способ крепления колодки и произвести соответствующие расчеты на прочность, но и определить координату расположения оси рабочего цилиндра, при которой достигается равномерный износ накладок. Использование эффекта вращающейся колодки также может оказаться полезным для практики. Вполне очевидно, что возможности методов теории плоской системы сил трения применительно к дисковым тормозам далеко не исчерпываются описанием отмеченных выше эффектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Саввин А. П. О плоской системе сил трения. — Известия АН СССР. Отделение технических наук, 1957, № 1.
2. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967.
3. Мащенко А. Ф. Тормозная система автомобиля. М.: Высшая школа, 1972.
4. Марочкин В. Н., Чичинадзе А. В. Расчет сопротивлений в дисковых тормозах. — В сб.: Повышение эффективности тормозных устройств. М.: Изд-во АН СССР, 1959.
5. Мейер цур Капеллен. Инструментальная математика для инженеров. М.: Физматгиз, 1959.

УДК 629.113.001.4:629.113.012.5

Сравнительные дорожные испытания крупногабаритных радиальных и диагональных шин на автомобилях-самосвалах БелАЗ

Канд. техн. наук А. Г. НЕЧИПОРЕНКО, М. М. КОСТЕНКО, А. А. ЛАПКИНА, К. И. ДРЫЖЕНКО, В. М. БУДАК, А. Г. СМИРНОВ, канд. техн. наук А. Н. КАЗАРЕЗ, Э. К. ГЕЙБЕР

Днепропетровский филиал НИИ шинной промышленности, Белорусский автозавод

РАБОТЫ по изучению влияния типа шин на эксплуатационные качества автомобилей-самосвалов БелАЗ проводятся Днепропетровским филиалом НИИ шинной промышленности совместно с Белорусским автозаводом с 1971 г. [1]. С учетом полученного опыта усовершенствованы существующие и разработаны новые модели крупногабаритных шин для автомобилей-самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 27—40 т. Эффективность конструкторских разработок подтверждают результаты сравнительных дорожных испытаний. Особенностью этих испытаний является то, что впервые в качестве объекта испытаний были применены радиальные крупногабаритные шины отечественного производства размером 18.00—25Рм модели Ф-27 с металлокордом в каркасе и брекере и 21.00—33Рт модели ВФ-166А с текстильным каркасом и металлокордным брекером. За эталон приняты диагональные шины аналогичных размеров, используемые в настоящее время для комплектации автомобилей-самосвалов БелАЗ-540А и БелАЗ-548А.

При сравнительных испытаниях определяли температурное состояние, топливную экономичность, динамические и тягово-сцепные качества, плавность хода, устойчивость и управляе-

мость автомобилей-самосвалов БелАЗ на радиальных и диагональных шинах. Испытания проводили по методикам НАМИ и Белорусского автозавода при движении автомобилей-самосвалов с полной нагрузкой и без нагрузки на участках шоссе с сухим асфальтобетонным покрытием в двух взаимно противоположных направлениях. Для обеспечения точности и сравнимости результатов шины каждой модели испытывали на одних и тех же автомобилях, управляемых одними и теми же водителями. Температура воздуха колебалась от +15 до +25°C, скорость ветра — от 0,5 до 2 м/с в продольном и от 0,5 до 1 м/с в поперечном направлениях.

Экспериментальные работы по изучению влияния типа шин на динамические качества автомобиля-самосвала включали определение максимальной скорости движения и ускорений, развиваемых при разгоне. Путь и время разгона регистрировали при помощи прибора «путь — скорость — время» с пятым колесом. Этот же прибор использовали для определения тормозного пути и пути свободного качения шины.

Тягово-сцепные качества шин определяли способом буксирования автомобиля-самосвала при полностью заблокированных

ведущих колесах. Силу тяги регистрировали механическим динамометром.

При экспериментальной оценке влияния шин на топливную экономичность измеряли удельный расход топлива во время движения автомобиля на установившихся скоростях от 10 до 50 км/ч с интервалом 10 км/ч на мерном участке длиной 1 км, а также на 100 км пути. Расход топлива определяли при контрольном заезде импульсным расходомером ИРМ методом доливки топливного бака до верхнего уровня.

Тепловое состояние шин исследовали в двух точках: по углу (точка 1) и по центру беговой дорожки (точка 2) на границе брекера и протектора. Точки выбирали по результатам предварительных испытаний, измерение осуществляли при помощи ручной термометры через каждые 30 мин первых двух часов и в дальнейшем через 60 мин до наступления установившегося теплового режима.

Управляемость автомобиля определяли при выполнении следующих маневров: перестроение в соседний ряд, объезд неожиданного препятствия, «змейка». Водителю при каждом маневре задавалась траектория движения центра тяжести. Основным контрольным параметром служил угол поворота управляемых колес, дополнительным — усилие на руле, характеризующее работу водителя. Углы поворота записывались на ленте осциллографа К-12-21 при помощи датчика реохордного типа.

Испытания автомобилей-самосвалов на плавность хода проводили в соответствии с отраслевой нормалью ОН 025 332—69. Измерителем плавности хода являлась среднеквадратичная величина вертикальных ускорений δ [g]. Ускорения измеряли в центре тяжести автомобилей-самосвалов, на переднем мосту и под сиденьем водителя с применением виброизмерительной аппаратуры ВИ6-ТН и датчиков ускорений ДУ-5С.

В результате испытаний установлено, что максимальная скорость груженого автомобиля-самосвала на радиальных шинах 18.00—25Рм на 8% выше, чем на диагональных шинах. Применение радиальных шин 21.00—33Рт не способствовало значительному увеличению максимальной скорости.

Коэффициенты сопротивления качению, определявшиеся по результатам измерений пути свободного качения, меньше на 16% у радиальных шин 18.00—25Рм для груженого автомобиля и на 3% у шин 21.00—33Рт для негруженого. При движении негруженого автомобиля на шинах 18.00—25Рм и на шинах 21.00—33Рт с полной нагрузкой преимущество радиальных шин сводится к минимуму.

Абсолютные значения максимальных скоростей, выбега и расчетных коэффициентов сопротивления качению в зависимости от типа шин и загрузки автомобиля приведены в табл. 1.

Таблица 1

Размер и тип шины	Скорость автомобиля в км/ч (максимальная)		Выбег автомобиля в м (начальная скорость 50 км/ч)		Коэффициент сопротивления качению шин автомобиля	
	груженого	негруженого	груженого	негруженого	груженого	негруженого
18.00—25Рм	53,5	55,2	564,5	519,1	0,0142	0,0240
18.00—25	49,3	55,8	469,2	511,5	0,0170	0,0244
21.00—33Рт	52,5	55,3	689,5	695	0,0116	0,0179
21.00—33	52,3	55,0	683,5	678	0,0117	0,0184

На рис. 1 приведены графики изменения скорости автомобиля-самосвала БелАЗ-540А от пути и времени разгона, а на рис. 2 — зависимости изменения температуры в шине 18.00—25 от времени качения. Для шин 21.00—33 они носят тот же характер.

Результаты сравнительной оценки тормозных качеств автомобиля, зависящих в условиях данного эксперимента от продольного сцепления шин, приведены в табл. 2.

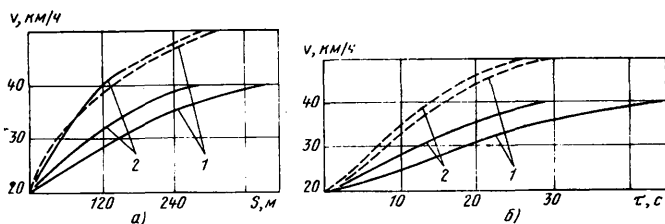


Рис. 1. График пути (а) и времени (б) разгона шин 18.00—25: 1 — диагональной; 2 — радиальной (сплошные линии — груженный автомобиль, штриховые — негруженный);

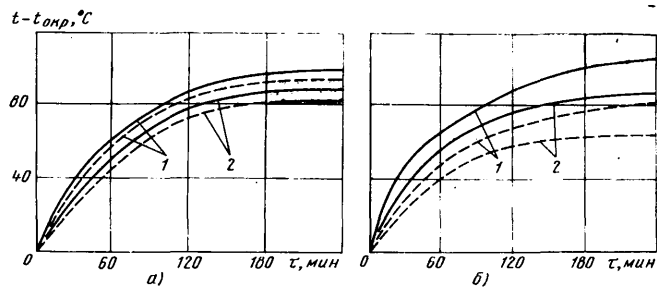


Рис. 2. Зависимость изменения температуры в шине 18.00—25 по центру (а) и углу (б) беговой дорожки на границе брекера и протектора от времени качения τ (обозначения те же, что на рис. 1)

Таблица 2

Размер и тип шины	Коэффициент продольного сцепления шин	Увеличение $\Phi_{пр}$ в %	Тормозной путь в м	Уменьшение тормозного пути в %
18.00—25Рм	0,608	5,2	15,2	4,4
18.00—25	0,578	—	15,9	—
21.00—33Рт	0,795	1,4	15,9	1,26
21.00—33	0,784	—	16,0	—

Из табл. 2 следует, что увеличение коэффициента сцепления шин 21.00—33Рт на 1,4% и шин 18.00—25Рм — на 5,2% по сравнению с эталонными шинами приводит к соответствующему уменьшению тормозного пути на 1,26—4,4%.

Лучшие результаты по топливной экономичности в исследуемом интервале скоростей на всех режимах нагружения были у автомобилей на радиальных шинах.

Благодаря измерению температур, развивающихся в шинах (табл. 3), установили преимущество теплового состояния радиальных шин.

Таблица 3

Размер и тип шины	Избыточная температура над окружающей средой ($t - t_{окр}$) в °С*			
	Точка 1	Точка 2	Точка 1	Точка 2
	Негруженный автомобиль		Груженный автомобиль	
18.00—25 Рм	80	63	87	88
18.00—25	92	82	98	110
21.00—33 Рт	57	62	70	95
21.00—33	75	68	78	102

* t — абсолютная температура в шине; $t_{окр}$ — температура окружающей среды.

Данные табл. 3 и представленные на рис. 2 зависимости температуры шин 18.00—25 от времени качения с максимальной скоростью свидетельствуют о снижении температуры в исследуемых точках профиля радиальных шин, что благоприятно сказывается на сроке их службы и позволяет повысить предел допускаемой скорости [2].

При экспериментальных исследованиях управляемости и устойчивости автомобилей на шинах различной конструкции в целях исключения влияния индивидуальных особенностей водителей сравнительные испытания проводили с участием постоянно закрепленных за каждым автомобилем-самосвалом специально подготовленных водителей-испытателей. Анализ результатов экспериментов позволяет сделать заключение об улучшении управляемости автомобиля при выполнении всех маневров на радиальных шинах 18.00—25Рм. Углы поворота рулевого колеса автомобиля на этих шинах на 12% меньше, чем на эталонных. Замена диагональных шин 21.00—33 радиальными также не ухудшает управляемость автомобиля БелАЗ-548А. Это подтверждается и субъективным мнением водителей автомобилей-самосвалов, особенно при больших углах ввода.

Испытаниями установлено также, что плавность хода на шинах радиальной конструкции улучшается. Полученные результаты согласуются с результатами испытаний радиальных шин [3].

Таким образом, проведенные испытания показали, что крупногабаритные радиальные шины обеспечивают автомобилям лучшие эксплуатационные показатели, снижают расход топлива и имеют преимущества перед диагональными шинами по температурному состоянию, устойчивости, управляемости и

плавности хода. Особенно эти преимущества проявляются с радиальными металлокордными шинами. Замена на автомобилях-самосвалах БелАЗ-540А и БелАЗ-548А диагональных шин радиальными даст положительный эффект.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Об эксплуатационных качествах крупногабаритных радиальных шин / Б. А. Индейкин, В. Н. Лаптев, В. Г. Михайлов

и др. — Автомобильная промышленность, 1972, № 12, с. 12—13.

2. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. М.: Транспорт. 1976.

3. Балабин И. В., Логунов А. А. Исследование влияния различных типов шин на основные эксплуатационные качества трехосного грузового автомобиля. — Каучук и резина, 1970, № 1.

УДК 629.113.075.001.57

Исследование управляемости и устойчивости трехосных автомобилей с различными приводами при круговом движении

Д-р техн. наук А. С. ЛИТВИНОВ, канд. техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, А. Б. АЗБЕЛЬ, Н. С. ГРИНБЕРГ

Московский автомобильно-дорожный институт, Минский автозавод

ОДНОЙ из важнейших задач теории автомобиля является создание методик расчета его эксплуатационных свойств, позволяющих прогнозировать их на стадии проектирования. Надежность такого прогнозирования зависит от того, насколько применяемая для расчета математическая модель соответствует реальному автомобилю.

Автомобиль представляет собой многомассовую систему с различными связями, обладающими нелинейными характеристиками. Вследствие этого математическая модель, точно копирующая реальный автомобиль, получилась бы весьма сложной, что привело бы не только к большой трудоемкости расчетов, но и осложнило анализ результатов. Чрезмерное усложнение математической модели может также ухудшить точность получаемых результатов, поскольку при определении как масс и моментов инерции, так и характеристик связей неизбежны погрешности, сочетание которых приводит к неточностям при определении конечных результатов.

Чем больше величин, определяемых экспериментально, входит в расчетные уравнения, тем больше вероятность получить результаты, существенно зависящие от точности измерения этих величин. Вследствие этого желательно выбирать такую математическую модель, которая учитывала бы все элементы реального автомобиля, существенно влияющие на изучаемые параметры, и не содержала характеристик тех элементов, действие которых несущественно.

В ряде случаев удобно для расчетной оценки того или иного эксплуатационного свойства автомобиля иметь несколько математических моделей, каждая из которых описывает поведение последнего в некотором ограниченном диапазоне условий. Совокупность таких математических моделей позволяет точно и просто прогнозировать все параметры рассматриваемого свойства в широком диапазоне условий эксплуатации.

В частности, для прогнозирования параметров управляемости и устойчивости удобно использовать две математические модели, одна из которых описывает движение автомобиля по круговой траектории в широком диапазоне углов поворота рулевого колеса и скоростей движения автомобиля, а вторая — неустановившийся поворот при больших скоростях движения и малых углах поворота управляемых колес. Первая из указанных моделей, как показывают расчеты, пригодна и для описания неустановившихся процессов поворота при малых скоростях движения и больших углах поворота рулевого колеса, поскольку в таких условиях динамика процесса оказывает сравнительно небольшое влияние на результаты расчетов [1].

Разработана методика и получены уравнения для определения параметров управляемости и устойчивости трехосных автомобилей при круговом движении, в частности уравнения для определения таких параметров, как характеристика статической траектории устойчивости $\omega_{vc}/v_a = f(\alpha)$ угла дрейфа β , координат положения центра поворота, и приведена методика определения критических скоростей движения по сносу, заносу и опрокидыванию автомобиля.

Рассмотрим только пример использования предлагаемой методики для расчетного анализа влияния на некоторые параметры управляемости и устойчивости трехосных автомобилей при круговом движении различных типов раздаточных приводов.

На рис. 1 приведена схема сил и моментов, действующих на трехосный автомобиль. Движение автомобиля, представленного такой расчетной схемой, можно описать системой уравнений

$$\sum_{i=1}^3 R_{xi} \cos \theta_i - \sum_{i=1}^3 R_{yi} \sin \theta_i - \frac{G_a}{g} j_x - P_x = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^3 R_{xi} \sin \theta_i - \sum_{i=1}^3 R_{yi} \cos \theta_i - \frac{G_a}{g} j_y - P_y = 0; \quad (2)$$

$$\left[\sum_{i=1}^3 (R_{xi} \sin \theta_i + R_{yi} \cos \theta_i) \right] (a - l_i) - M_z - M_{ст} = 0, \quad (3)$$

где R_{xi} — суммарная продольная реакция наружного и внутреннего колес i -й оси;
 R_{yi} — суммарная боковая реакция наружного и внутреннего колес i -й оси;
 θ_i — средний угол поворота колес i -й оси;
 G_a — масса автомобиля;
 a — расстояние от передней оси до центра тяжести автомобиля;
 l_i — расстояние от передней до i -й оси;
 j_x и j_y — составляющие ускорения центра масс;
 P_x и P_y — суммы проекций внешних сил на оси x и y ;
 M_z — сумма внешних моментов, действующих на автомобиль в плоскости дороги;
 $M_{ст}$ — сумма стабилизирующих моментов колес.

Поскольку в уравнениях (1)—(3) продольные и боковые реакции, а также составляющие ускорения центра масс j_x и j_y являются неизвестными, то число неизвестных превышает число уравнений.

Система уравнений (1)—(3) дополняется уравнениями связи между реакциями опорной поверхности, действующими на колеса. Эти уравнения можно получить:

1) из выражения для суммарной боковой реакции R_{yi} , действующей на колеса i -й оси, равной $R_{yi} = K_{yi} \delta_i$ (δ_i — угол увода i -й оси, K_{yi} — суммарный коэффициент сопротивления уводу i -й оси);

2) из геометрических соображений, пользуясь схемой рис. 1 и принимая во внимание приближенное равенство

$$\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i) = \operatorname{tg} \theta_i - \frac{1}{\cos^2 \theta_i} \delta_i,$$

из разложения $\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i)$ в ряд Маклорена по δ_i получим

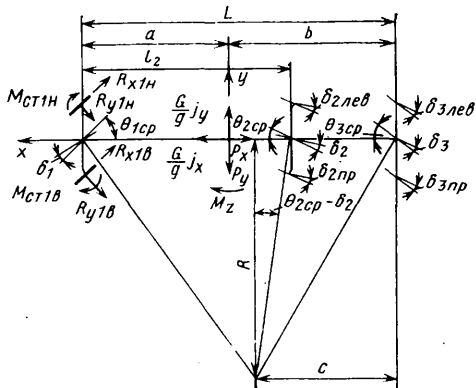


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на трехосный автомобиль — при повороте

$$\delta_i = \cos^2 \theta_i \left[\operatorname{tg} \theta_i - \frac{L - l_i}{L} \operatorname{tg} (\theta_1 - \delta_1) - \frac{l_i}{L} \operatorname{tg} (\theta_n - \delta_n) \right]; \quad (4)$$

$$c = R \operatorname{tg} (\theta_n - \delta_n); \quad R = \frac{L}{\operatorname{tg} (\theta_1 - \delta_1) - \operatorname{tg} (\theta_n - \delta_n)}, \quad (5)$$

откуда

$$\delta_i = \cos^2 \theta_i \left(\operatorname{tg} \theta_i - \frac{L - l_k - c}{R} \right); \quad (6)$$

3) из уравнения связей между продольными реакциями, зависящими от того, через реакцию какой оси выражаются реакции остальных осей и различными для разных типов раздаточного привода.

Для полноприводного автомобиля с заблокированным приводом, используя формулу $r_i = r_{0i} - K_{xi} R_{xi}$ и принимая во внимание, что $r_i = \frac{v_a}{\omega_i \cos \theta_i}$, найдем

$$R_{xi} = \frac{1}{K_{xi}} \left(r_{0i} - \frac{v_a}{\omega_i \cos \theta_i} \right),$$

где r_i — средний радиус качения колес i -й оси;

r_{0i} — средний радиус свободного качения колес i -й оси;

K_{xi} — коэффициент пластичности по продольной силе колес i -й оси.

Поскольку при заблокированном приводе, одинаковых передаточных числах у всех осей и установке в них симметричных межколесных дифференциалов средние угловые скорости ω_i их колес равны между собой, то после соответствующих преобразований получим

$$R_{xi} = \frac{1}{K_{xi}} \left[r_i - \frac{(r_0 - K_{xp} R_{xp}) \cos \theta_n}{\cos \theta_i} \right]$$

(индекс p соответствует величинам, относящимся к той оси, через продольную реакцию которой выражаются продольные реакции всех остальных осей).

У неполноприводного автомобиля для каждой неведущей оси $R_x = -fG$ (f — коэффициент сопротивления качению, G — нагрузка на ось).

Для автомобиля типа 6×6 с дифференциальным приводом (с двумя межосевыми дифференциалами), обозначив коэффициент распределения моментов между тележкой и передней осью λ_1 , а между осями тележки $\lambda_{2,3}$ и учитывая, что $R_{xi} = M_i/r_a - G_i f$, получим

$$R_{x1} = \frac{(1 + \lambda_{2,3}) R_{x3} + f [(1 + \lambda_{2,3}) G_3 - \lambda_1 G_1]}{Z_T};$$

$$R_{x2} = \lambda_{2,3} x_3 + f (\lambda_{2,3} G_3 - G_2).$$

Для автомобиля типа 6×6 с комбинированным приводом (один межосевой дифференциал) в том случае, если дифференциал установлен между передней осью и мостами тележки, получим, используя для дифференциальной части привода методику, примененную для дифференциального привода, а для заблокированной части — методику, примененную для заблокированного привода,

$$R_{x2} = \frac{1}{K_{x2}} \left[r_2 - \frac{(r_3 - K_{x3} R_{x3}) \cos \theta_3}{\cos \theta_2} \right];$$

$$R_{x1} = \frac{R_{x2} + R_{x3} + (G_1 + G_2) f}{\lambda_1} - G_1 f.$$

Если дифференциал установлен между осями тележки, то, пользуясь той же методикой, найдем

$$R_{x1} = \frac{1}{K_{x1}} \left[r_1 - \frac{(r_3 - K_{x3} R_{x3}) \cos \theta_3}{\cos \theta_1} \right];$$

$$R_{x2} = \lambda_{2,3} R_{x3} + f (\lambda_{2,3} G_3 - G_2).$$

Подставляя значения R_{xi} , R_{yi} , j_x и j_y в уравнения (1)–(3), получим систему

$$\begin{cases} a_{1,1} \frac{1}{R} + a_{1,2} \frac{c}{R} + a_{1,3} R_{xp} = b_1; \\ a_{2,1} \frac{1}{R} + a_{2,2} \frac{c}{R} + a_{2,3} R_{xp} = b_2; \\ a_{3,1} \frac{1}{R} + a_{3,2} \frac{c}{R} + a_{3,3} R_{xp} = b_3, \end{cases} \quad (7)$$

где R_{xp} — суммарная продольная реакция какой-либо из ведущих осей, через которую удобно выразить все остальные продольные реакции;

$a_{1,1}$, $a_{1,2}$, $a_{1,3}$, $a_{2,1}$, $a_{2,2}$, $a_{2,3}$, $a_{3,1}$, $a_{3,2}$, $a_{3,3}$, b_1 , b_2 , b_3 — коэффициенты, зависящие от типа раздаточного привода и номера оси, суммарная продольная реакция которой входит в систему (7).

При расчете параметров управляемости и устойчивости в широком диапазоне эксплуатационных условий необходимо учитывать зависимость коэффициентов K_{yi} и K_{xi} от величины реакций, действующих на колеса.

Для учета влияния продольных и боковых реакций указанные коэффициенты подсчитывают по формулам работы [2].

Для определения нормальных реакций на каждом колесе использована методика, предложенная в работе [3]. Автомобиль был представлен в виде массы m_1 , сосредоточенной над передней осью на расстоянии h_1 от оси крена, и массы m_T , сосредоточенной над серединой тележки на расстоянии h_T от оси крена. Массы m_1 и m_T соединены между собой упругой рамой угловой жесткостью C_p .

При зависимой подвеске обычно считают, что ось крена расположена на высоте крепления ушек рессор.

Угловые жесткости передней подвески $C_{\phi 1}$ и подвески тележки $C_{\phi T}$ приняты постоянными. Нормальные реакции $R_{z1в}$ и $R_{z1н}$ соответственно на внутреннем и наружном колесах каждой оси

$$R_{z1в} = \frac{m_1 g}{2} - \frac{C_{\phi 1}}{B_1} \gamma_1; \quad R_{z1н} = \frac{m_1 g}{2} + \frac{C_{\phi 1}}{B_1} \gamma_1;$$

$$R_{z2в} = R_{z2н} = \frac{m_T g}{4} - \frac{C_{\phi T}}{2 B_T} \gamma_T;$$

$$R_{z2н} = R_{z2в} = \frac{m_T g}{4} + \frac{C_{\phi T}}{2 B_T} \gamma_T. \quad (8)$$

где B_1 и B_T — колея передних колес и колес тележки, γ_1 и γ_T — углы крена масс m_1 и m_T ;

$$\gamma_1 = \frac{m_1 h_1 (C_{\phi T} - m_T g h_T) + C_p (m_1 h_1 + m_T h_T)}{(C_{\phi 1} + C_p - m_1 g h_1) (C_{\phi 2} - m_T g h_T) - C_p (C_{\phi 1} - m_1 g h_1)} \times \frac{v_a^2}{R};$$

$$\gamma_T = \frac{m_T h_T (C_{\phi 1} - m_1 g h_1) - C_p (m_1 h_1 + m_T h_T)}{(C_{\phi 1} + C_p - m_1 g h_1) (C_{\phi T} - m_T g h_T) - C_p (C_{\phi 1} - m_1 g h_1)} \times \frac{v_a^2}{R}.$$

Система (7) с учетом изменений, входящих в ее коэффициенты K_{xi} и K_{yi} , которые являются нелинейными функциями от действующих на колеса реакций, решается итерационным методом на ЭВМ. В результате решения системы (7) R , c и R_{xi} позволяют определить все параметры, характеризующие управляемость и устойчивость трехосного автомобиля при его круговом движении.

Получив в результате решения системы (7) зависимость $1/R = f(\theta)$, умножим числитель и знаменатель правой части на угловую скорость поворота автомобиля ω_k , в результате чего получим зависимость $\omega_k / v_a = f(\theta)$, а при известной характеристике рулевого управления $\omega_k / v_a = f(\alpha)$ — характеристику статической траекторной устойчивости автомобиля. Для трехосных автомобилей, снабжаемых, как правило, усилителями большой жесткости, достаточно знать только передаточное отношение рулевого управления (или закон его изменения по углу поворота α рулевого колеса). Угол дрейфа β автомобиля из геометрических соображений можно определить по формуле $\beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{c - c_0}{R}$ (c_0 — расстояние от задней оси до проекции центра поворота автомобиля при его скорости, близкой к нулю).

Поскольку решение системы (7) позволяет получить зависимости $c_0 = f(\theta)$; $c = f_1(v_a, \theta)$; $R = f_2(\theta, v_a)$, то всегда можно найти полный набор зависимостей $\beta = f(\theta, v_a)$.

Пользуясь формулой (6), можно для любых условий движения определить углы увода каждой из осей, а по зависимостям $R_{yi} = K_{yi} \delta_i$ с учетом переменных значений K_{yi} , полу-

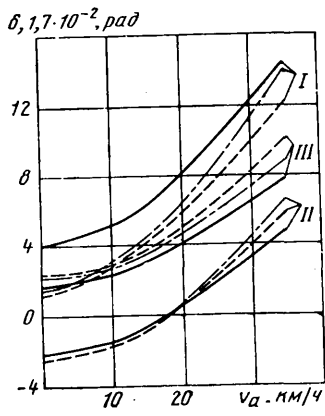


Рис. 2. Зависимость углов увода от скорости движения автомобиля (сплошные линии — автомобиль типа 6X6, привод блокированный; штриховые линии — автомобиль типа 6X6, привод дифференциальный; штрихпунктирные линии — автомобиль типа 6X4, привод блокированный): I — III — оси

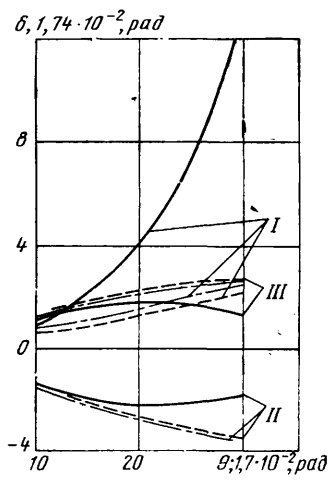


Рис. 3. Зависимость углов увода δ от угла поворота управляемых колес θ : I — III — оси

чаемых в ходе решения системы (7), — боковые реакции на каждом колесе.

Получив в результате решения системы (7) продольную реакцию на колесах одной из осей, можно, пользуясь приведенными выше уравнениями связей, определить продольные реакции на каждом колесе, а по уравнениям (8) — нормальные реакции на каждом из колес. Зная указанные параметры, можно определить при заданном угле поворота управляемых колес скорости, соответствующие началу скольжения колес какой-либо из осей, разгрузке внутреннего колеса какой-либо из ведущих осей, при которой возникает его буксование, полной разгрузке внутреннего колеса одной из осей, т. е. определить условия возникновения заноса, сноса, опрокидывания и других случаев потери поперечной устойчивости автомобиля.

Поскольку в коэффициенты системы (7) явно или неявно входят все конструктивные параметры, влияющие на управляемость и устойчивость автомобиля, то предлагаемая методика дает возможность исследовать, как будут изменяться характеристики управляемости и устойчивости автомобиля при изменении любого из этих конструктивных параметров.

Основное внимание уделим влиянию на некоторые параметры устойчивости и управляемости типа раздаточного привода. В настоящее время еще нет достаточных оснований для выбора того или другого варианта раздаточного привода. Для обоснования такого выбора необходимо рассмотреть комплекс вопросов. Приведем только результаты теоретического исследования влияния некоторых наиболее часто используемых типов раздаточного привода на управляемость и устойчивость.

Расчеты проведены для трехосных автомобилей с различными типами раздаточного привода. Управляемой считалась одна передняя ось, средняя и задняя оси считались объединенными в тележку с балансирной подвеской. Основные параметры, входящие в расчетные формулы, соответствуют бортовому трехосному автомобилю МАЗ. Коэффициент сцепления колес с дорогой принят равным $\phi_x = 0,7$.

Из рис. 2 и 3 видно, что у трехосных автомобилей с двумя неуправляемыми осями даже при скорости, близкой к нулю (когда можно пренебречь действием на автомобиль поперечной составляющей силы инерции), углы увода всех колес отличны от нуля. При этом, если скорости движения малы, углы увода колес средней оси имеют знак, противоположный знаку углов увода колес передней и задней осей. При увеличении скорости движения автомобиля углы увода колес средней оси уменьшаются по абсолютной величине до некоторой скорости, а при дальнейшем ее возрастании — меняют знак и увеличиваются. С увеличением угла θ поворота управляемых колес даже при скорости, близкой к нулю (рис. 3), углы увода колес всех осей возрастают. У автомобилей типа 6X6 с дифференциальным приводом и у автомобилей типа 6X4 возрастание углов увода почти пропорционально углу θ . У автомобилей типа 6X6 с блокированным приводом углы увода колес средней и задней осей почти не изменяются, а передней оси — возрастают. У автомобиля типа 6X6 с блокированным приводом при принятых для расчета параметрах, даже если скорость движения весьма мала, уже при $\theta = 30^\circ$ колеса передней оси практически переходят на боковое скольжение и дальнейший поворот управляемых колес не действует на

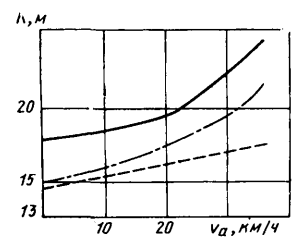


Рис. 4. Зависимость радиуса поворота автомобиля от скорости движения (обозначения те же, что на рис. 2)

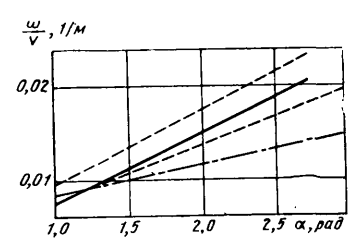


Рис. 5. Зависимость величин касательных сил, действующих на оси автомобиля, от скорости движения (обозначения те же, что на рис. 2)

уменьшение радиуса поворота. На дорогах с коэффициентами сцепления $\phi_x < 0,7$ такое скольжение может наступать и при меньшем угле поворота управляемых колес.

При скоростях, отличных от нуля, углы увода всех колес трехосного автомобиля можно рассматривать как алгебраическую сумму углов увода, возникающих при $v_a \approx 0$ в результате наличия двух осей с неповоротными колесами, и углов увода, вызываемых поперечной составляющей центробежной силы, пропорциональной при неизменном радиусе поворота скорости движения. При различных типах раздаточного привода зависимость углов увода от скорости получается различной.

В наибольшей степени с увеличением скорости движения возрастают углы увода передней оси у автомобилей типа 6X4. Углы увода колес задней оси у этих автомобилей возрастают быстрее, чем у автомобиля типа 6X6 с блокированным приводом, но медленнее, чем у автомобиля типа 6X6 с дифференциальным приводом. В наименьшей степени увеличиваются углы увода передней оси у автомобилей типа 6X6 с дифференциальным приводом. Знание характера зависимостей углов увода от скорости и угла поворота управляемых колес позволяет оценивать все параметры управляемости и устойчивости автомобиля. Например, на основании графика рис. 2 можно сделать заключение, что при угле $\theta = 20^\circ$, для которого построен график, автомобиль типа 6X6 с блокированным приводом при всех значениях скоростей (от 0 до 35 км/ч) обладает существенно недостаточной поворачиваемостью ($\delta_1 > \delta_2$), увеличивающейся с возрастанием скорости движения. Как видно из рис. 3, такое положение наблюдается при всех углах $\theta > 10^\circ$. При меньших углах θ этот же автомобиль обладает небольшой избыточной поворачиваемостью.

Автомобиль типа 6X6 с дифференциальным приводом при малых скоростях обладает небольшой избыточной поворачиваемостью при всех углах поворота управляемых колес. В случае некоторой скорости (при принятых расчетных параметрах $v_a = 10$ км/ч) избыточная поворачиваемость переходит в недостаточную, увеличивающуюся с возрастанием скорости движения. Как показали расчеты, проведенные при других расчетных параметрах, такое изменение статической поворачиваемости характерно для всех трехосных автомобилей с различными типами раздаточного привода.

Зная зависимость углов увода от скорости и угла поворота управляемых колес, можно определить зависимость от тех же параметров расстояния от центра поворота до продольной оси (рис. 4), по изменению которого можно судить об изменении радиуса поворота. При малой скорости движения радиусы поворота автомобилей типа 6X6 с дифференциальным приводом и автомобилей типа 6X4 почти одинаковы, а радиус поворота автомобиля типа 6X6 с блокированным приводом примерно на 3 м больше. С увеличением скорости движения при всех типах раздаточного привода радиус поворота увеличивается, причем в наименьшей степени у автомобилей типа 6X6 с дифференциальным приводом и в наибольшей — у автомобилей типа 6X4.

Из рис. 4 видно также, что у трехосных автомобилей при круговом движении с постоянной скоростью и достаточно большим углом поворота управляемых колес наблюдается склонность к невписываемости в поворот (снос), причем этот вид потери управляемости в наибольшей степени проявляется у автомобилей типа 6X6 с блокированным приводом. У автомобилей типа 6X4 снос начинается при несколько большей скорости, а у автомобилей типа 6X6 с дифференциальным приводом в пределах тех скоростей, при которых производился расчет, наблюдается лишь небольшое увеличение радиуса поворота без признаков сноса.

На рис. 5 приведены результаты расчета характеристик статической траекторной устойчивости двухосного и трехосного автомобилей. На этот же график нанесены результаты эксперимента по двум двухосным автомобилям (штриховые линии). Как видно из рис. 5 результаты экспериментального ис-

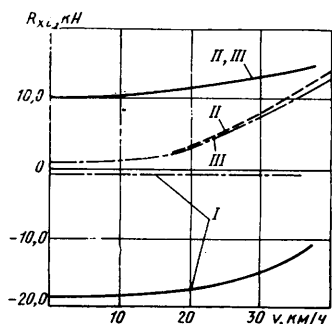


Рис. 6. Зависимость статической траекторной устойчивости от угла поворота рулевого колеса при $v_{\sigma} = 60$ км/ч (штриховая линия — эксперимент, двухосный автомобиль; сплошные линии — расчет, двухосный автомобиль; штрихпунктирные линии — расчет, трехосный автомобиль): I—III — оси

следования хорошо согласуются с результатами расчета по двухосному автомобилю. Трехосный авто-

бил по сравнению с двухосным имеет большую недостаточную поворачиваемость.

По результатам решения системы (7) можно также найти силы, действующие на каждое колесо автомобиля. На рис. 6 приведена зависимость от скорости движения продольных реакций, действующих на колеса передней оси и осей тележки автомобиля типа 6×6 с блокированным приводом и автомобиля типа 6×4. У автомобиля типа 6×6 продольные реакции на передней оси и на осях тележки имеют разный знак, что свидетельствует о наличии циркуляции мощности, дополнительно нагружающей трансмиссию и вызывающей в ее механизмах дополнительные потери мощности. Поскольку при малой скорости движения касательные реакции на каждой оси автомобиля типа 6×6 в несколько раз превосходят продольные реакции, действующие на ведущие оси автомобиля типа 6×4, следует предполагать, что дополнительные нагрузки и дополнительные потери мощности в механизмах трансмиссии автомобиля типа 6×6 в рассматриваемом случае также в несколько раз превышают мощность, расходуемую на

преодоление дорожных сопротивлений и сопротивлений воздуха автомобиля типа 6×4 и потери в механизмах трансмиссии, вызываемые передачей через них этой мощности. Резко увеличивается алгебраическая сумма продольных реакций, действующих на колеса всех осей обоих автомобилей с увеличением скорости движения.

Основной причиной увеличения продольных сил с возрастанием скорости является возрастание сопротивления качению, вызванное качением колес с уводом.

У автомобиля типа 6×6 с дифференциальным приводом продольные реакции на колесах всех осей положительны и примерно равномерно распределяются по осям. В связи с тем, что углы увода у этих автомобилей при прочих равных условиях меньше, чем у автомобилей с заблокированным приводом, возрастание суммы продольных реакций с увеличением скорости движения также будет меньшим.

Поскольку расчеты проводились для конкретного автомобиля, такие же расчеты, сделанные авторами для трехосных автомобилей с другими расчетными параметрами, а также анализ полученных результатов с результатами экспериментов как собственных, так и других отечественных и зарубежных авторов, позволят сделать вывод, что основные качественные результаты можно считать универсальными для трехосных автомобилей с различными конструктивными параметрами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. с. 413.
2. Литвинов А. С. и др. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2, с. 17—20.
3. Gaub F., Schoufeld K. H. Die Berechnung der Kippsicherheit von Sattelkraftfahrsegen. — Deutsche Kraftfahrforchung und Strassenverkehrstechnik, 1975, H. 250.

УДК 629.113.075:656.13.08

О безопасном повороте автомобиля

Канд. техн. наук М. А. НОСЕНКОВ

НАМИ

ЗНАЧИТЕЛЬНАЯ часть дорожно-транспортных происшествий, связанных с потерей устойчивости автомобиля, происходит на поворотах.

Принято наивыгоднейшей траекторией поворота (традиционной) считать дугу окружности максимального радиуса, вписанную в заданный коридор (рис. 1). При повороте автомобиля наиболее опасным местом является наружная бровка в конце коридора, поскольку в этом случае невозможно боковое смещение автомобиля в направлении действия центробежной силы, которое может быть необходимым для гашения заноса или начавшегося опрокидывания. Таким образом, поворот тем безопаснее, чем меньше при прочих равных условиях боковое ускорение автомобиля w_{yn} в этом месте.

При повороте по традиционной траектории с постоянной скоростью боковое ускорение w_{yn} равно боковому ускорению w_y в первой части поворота до касания внутренней бровки коридора на некоторый угол $|\Delta\psi|$ (рис. 1) траектория поворота будет состоять из двух дуг окружностей разного радиуса, сопряженных в точке касания. При этом поворот с запаздыванием приводит к увеличению радиуса второй части поворота и, следовательно, к уменьшению w_{yn} и возможности разгона автомобиля на второй части поворота. Поворот с опережением приводит к увеличению w_{yn} или к необходимости уменьшать скорость, если увеличение w_{yn} недопустимо. Следовательно, возможная оптимизация траектории поворота заключается в выборе угла запаздывания $\Delta\psi_0$, обеспечивающего ту же потерю времени на поворот, что и традиционная траектория, и существенно меньшее боковое ускорение w_{yn} .

Для исследования возможности оптимизации траектории поворота рассчитаем выигрыш времени Δt , получаемый при переносе точки касания внутренней бровки коридора на углы $|\Delta\psi|$ (рис. 1), а также боковое ускорение w_{yn} :

$$\Delta t = \Sigma t_T - \Sigma t_K;$$

$$w_{yn} = \frac{v_n^2}{R_2},$$

где Σt_T и Σt_K — суммарные потери времени на прохождение традиционной траектории поворота и поворота при переносе точки касания внутренней бровки коридора на углы $|\Delta\psi|$;

v_n — скорость на наружной бровке коридора во второй части поворота;

R_2 — радиус второй части поворота.

Суммарные потери времени на прохождение поворота складываются из потерь времени: на торможение перед поворотом со скорости прямолинейного движения v_0 до скорости прохождения первой части поворота v ; на прохождение первой части поворота со скоростью v ; на разгон во второй части поворота со скорости v до скорости v_n и на разгон после поворота со скорости v_n до скорости v_0 . Движение автомобиля при торможении и разгоне считается соответственно равнозамедленным и равноускоренным. При повороте по традиционной траектории, как и при повороте с опережением, разгон на самом повороте невозможен, поэтому учитывают потери времени на обеих частях поворота во время движения автомобиля с по-

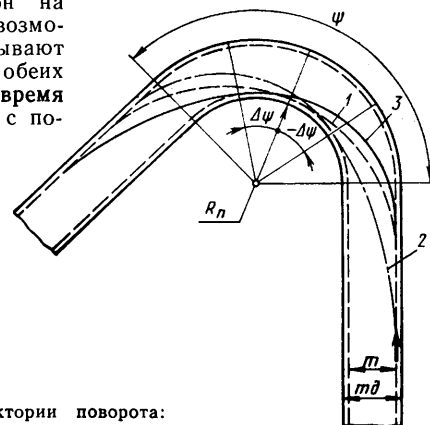


Рис. 1. Возможные траектории поворота: 1 — традиционный поворот максимального радиуса; 2 — поворот с опережением; 3 — поворот с запаздыванием

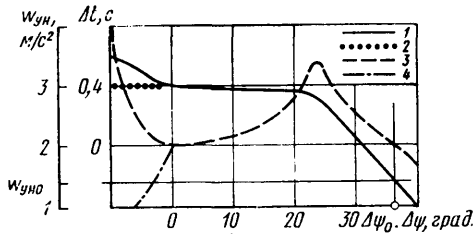


Рис. 2. Зависимость бокового ускорения $w_{yн}$ на выходе из поворота и выигрыша времени Δt от угла запаздывания поворота $\Delta\psi$:

1 — $w_{yн}$ при $v = \sqrt{w_y R_1}$; 2 — $w_{yн}$ при $v = \sqrt{w_y R_2}$; 3 — Δt при $v = \sqrt{w_y R_1}$; 4 — Δt при $v = \sqrt{w_y R_2}$

стоянной скоростью v , которая определяется допустимым боковым ускорением w_y на повороте. При повороте с запаздыванием после касания автомобилем внутренней бровки коридора возможен разгон с ус корнем

$w_{p.н} = \sqrt{w_y^2 - w_{yн}^2}$. Радиусы первой и второй частей поворота определяют на основании кинематики поворота

$$R_{1,2} = \frac{m}{1 - \cos \psi_{1,2}} + R_n,$$

где $m = m_d - m_a$ — разность между шириной коридора движения и шириной автомобиля;

$\psi_{1,2}$ — углы первой или второй части поворота;

R_n — радиус внутренней бровки коридора.

Для анализа проведены расчеты Δt и $w_{yн}$ в широком диапазоне R_n , угла поворота ψ , m и v_0 . Допустимое боковое ускорение на повороте было принято 3 м/с^2 , а максимальное ускорение при разгоне и замедление при торможении соответственно 1 и 2 м/с^2 .

На рис. 2 показано, как изменяются $w_{yн}$ и Δt по углу $\Delta\psi$ при $R_n = 30 \text{ м}$, $m = 1,5 \text{ м}$, $\psi = 90^\circ$ и $v_0 = 25 \text{ м/с}$. Расчет для отрицательных $\Delta\psi$, т. е. для поворотов с опережением, выполнен для скорости v , определенной исходя из радиуса первой части поворота и радиуса второй части поворота. В первом случае при увеличении отрицательных $\Delta\psi$ увеличивается как выигрыш времени Δt , так и $w_{yн}$, а во втором случае ускорение $w_{yн}$ остается постоянным, но появляется возрастающий проигрыш времени.

Таким образом, поворот с опережением нецелесообразен. При увеличении положительных $\Delta\psi$ выигрыш времени progressively возрастает, достигая максимума при возможности разгона автомобиля на второй части поворота с максимальным ускорением. Затем начинает уменьшаться выигрыш времени и резко снижается $w_{yн}$. При некоторой величине $\Delta\psi = \Delta\psi_0$ выигрыш времени становится равным нулю, а $w_{yн}$ оказывается в 2 раза меньшим, чем при повороте по традиционной траектории. Следовательно, поворот с запаздыванием безусловно целесообразен, поскольку позволяет существенно сократить потери времени на его прохождение и значительно повысить безопасность движения. При этом можно отметить два оптимальных угла $\Delta\psi$: скоростной при максимуме Δt и безопасный при $\Delta t = 0$. Поскольку в данном случае мы не касаемся проблем автомобильного спорта, рассмотрим вторую оптимальную величину угла $\Delta\psi = \Delta\psi_0$, обеспечивающую безопасный поворот автомобиля без снижения средней скорости движения по сравнению с поворотом по традиционной траектории.

Проследим изменение угла $\Delta\psi_0$ и $w_{yн} = w_{yно}$ от R_n , ψ , m и v_0 . При изменении любого из указанных четырех параметров, остальные три были равны указанным выше. Как видно из рис. 3, увеличение радиуса поворота приводит к уменьшению $w_{yно}$ и возрастанию $\Delta\psi_0$. Практически при $R_n > 100 \text{ м}$ $w_{yно} \approx 0$, а $\Delta\psi_0$ таково, что касание автомобилем внутренней бровки происходит в самом конце поворота. Однако даже с очень малыми радиусами поворота при безопасном повороте $w_{yн}$ уменьшается примерно в 2 раза по сравнению с поворотом по традиционной траектории.

Увеличение угла поворота приводит к возрастанию $\Delta\psi_0$ и $w_{yно}$. Тем не менее даже при повороте на 180° ускорение

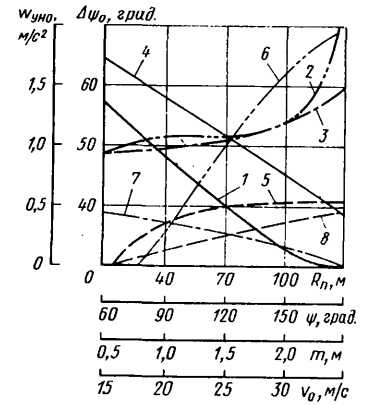


Рис. 3. Зависимость оптимальных величин $w_{yно}$ и $\Delta\psi_0$ от параметров поворота и скорости движения:

1 — $w_{yно} = f(R_n)$; 2 — $w_{yно} = f(\psi)$; 3 — $w_{yно} = f(m)$; 4 — $w_{yно} = f(v_0)$; 5 — $\Delta\psi_0 = f(R_n)$; 6 — $\Delta\psi_0 = f(\psi)$; 7 — $\Delta\psi_0 = f(m)$; 8 — $\Delta\psi_0 = f(v_0)$

$w_{yно}$ в 1,5 раза меньше $w_{yн}$, соответствующего повороту по традиционной траектории, а $\Delta\psi_0$ при всех углах таково, что касание автомобилем внутренней бровки происходит близко к концу поворота.

Увеличение разности ширины коридора и ширины автомобиля приводит к некоторому возрастанию $w_{yно}$ и падению $\Delta\psi_0$. Однако даже при $m = 2,5 \text{ м}$, что примерно соответствует движению мотоцикла по коридору шириной $3,5 \text{ м}$, $w_{yно}$ в 2 раза меньше $w_{yн}$, соответствующего повороту по традиционной траектории, а $\Delta\psi_0$ таково, что касание автомобилем внутренней бровки происходит лишь несколько раньше окончания поворота.

Увеличение скорости прямолинейного движения автомобиля приводит к линейному падению $w_{yно}$ и почти линейному росту $\Delta\psi_0$, что очень существенно повышает безопасность движения на повороте.

Следовательно, безопасный поворот автомобиля должен осуществляться с очень большим запаздыванием относительно традиционной траектории поворота таким образом, чтобы точка касания траектории внутренней бровки коридора находилась в конце поворота. Причем чем круче поворот (больше угол и меньше радиус), тем дальше должна находиться эта точка от конца поворота, и чем шире автомобиль и больше его скорость перед поворотом, тем ближе к концу поворота должна быть точка касания.

Траектории поворотов, подобные или совпадающие с безопасной траекторией, описанной выше, рекомендуются в литературе по управлению автомобилями [1]. Вследствие этого можно предположить, что опытные водители интуитивно выбирают безопасную траекторию при повороте автомобиля. Однако, как указано в работе [2] и подтверждено непосредственными наблюдениями, большинство водителей склонно производить повороты с опережением, что, как показано выше, существенно снижает уровень безопасности, которым потенциально обладает автомобиль в заданных дорожных условиях.

Приведенные расчеты относятся к коридорам одиночных поворотов, ограниченными дугами окружностей. Если коридор поворота автомобиля ограничен какими-либо линиями переменного радиуса, то расчеты можно отнести к ним при коррекции величины m , поскольку такой коридор вписывается в коридор большей ширины, ограниченный дугами окружностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трейбал З. Искусство вождения автомобиля. Перевод с чешского. Прага: Артия, 1965, 274 с.
2. Глазунов С. В. Скоростной автомобильный спорт. М.: Изд. ДОСААФ, 1968, 127 с.

Исследование сопротивления воздуха движению мотоцикла МТ-10-36 «Днепр»

Канд. техн. наук Н. Е. ОСНОВЕНКО, О. Л. ЛЕМКО, В. И. ЯРМАК

Киевский автомобильно-дорожный институт

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ была изготовлена копия модели мотоцикла МТ-10-36 «Днепр» в масштабе 1:10. Испытания проводили в аэродинамической трубе прямого действия (рис. 1), рабочая часть которой имела в сечении форму правильного восьмиугольника с расстоянием между противоположными сторонами 800 мм. Установленный в трубе вентилятор 1 создает поток воздуха, обтекающий модель 2, помещенную в рабочей части 3. Поступающий в трубу воздух проходит через диффузор 4, увеличивающий скорость воздушного потока вследствие плавного уменьшения проходного сечения. Для создания равномерного потока воздуха при входе его в рабочую часть трубы и для уменьшения турбулентности в диффузоре предусмотрена решетка 5.

К нижнему основанию рабочей части (изнутри) прикреплен полый обтекатель 8, внутри которого проходят рычаги, связанные с весовым устройством аэродинамической трубы. К рычагам на специальной державке 6 прикреплена исследуемая модель. Державка через систему рычагов связана с двухкомпонентными весами 7, измеряющими горизонтальную силу (силу сопротивления воздуха) Q_x и вертикальную силу (подъемную) Q_y . При исследованиях модель укрепляли на неподвижном экране 9, имитирующем полотно дороги, и без экрана.

Чтобы добиться более полного соответствия внешних форм модели аналогичным формам мотоцикла при его эксплуатации, на модель устанавливали манекены водителя и пассажира в коляске. Продувке подвергали саму модель мотоцикла, модель мотоцикла с водителем, модель мотоцикла с водителем и пассажиром в коляске. Скорость воздушного потока в трубе изменяли от 11,4 до 30,3 м/с, меняя частоту вращения вентилятора.

Поскольку наиболее существенным является сопротивление встречного потока воздуха движению мотоцикла, внимание уделялось исследованию изменения коэффициента лобового сопротивления C_x в зависимости от скорости воздушного потока. При этом

$$C_x = \frac{Q}{\frac{\rho v^2}{2} F},$$

где $Q = Q' - (Q_0 + Q_g)$ — сила сопротивления модели воздушному потоку в Н;

Q' — сила лобового сопротивления, измеренная по показаниям весового устройства, в Н;

Q_0 — начальные показания весового устройства от силы тяжести модели относительно оси x при отсутствии воздушного потока в Н;

Q_g — сила сопротивления державки в Н (определена по графику зависимости Q_g от скорости воздушного потока, составленному при нахождении характеристик трубы);

ρ — плотность воздуха в кг/м³, приведенная к нормальным атмосферным условиям;

v — скорость набегающего воздушного потока в м/с;

F — лобовая площадь модели в м².

Величину F определяли по фотографиям исследуемой модели, выполненным в масштабе 1:1. По результатам измерений площадь модели мотоцикла составляет $F_1 = 90,75$ см², модели мотоцикла с водителем — $F_2 = 112,9$ см², модели мото-

цикла с водителем и пассажиром в коляске — $F_3 = 115,6$ см². T — абсолютная температура при испытаниях в К.

Скорость потока воздуха в трубе вычисляли по уравнению

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} K_M l_M \mu},$$

где ρ — плотность воздуха в Н·с²/м⁴;

$K_M = 4$ Н/(мм·м²) — коэффициент микроманометра, использованного при испытаниях;

l_M — уровень жидкости в мерной трубке микроманометра в мм;

μ — постоянный коэффициент потерь в аэродинамической трубе ($\mu = 0,965$).

На основании полученных данных построены графические зависимости изменения коэффициента C_x от скорости воздушного потока (рис. 2). С повышением скорости воздушного потока снижаются величины C_x для модели, установленной на экране (сплошные кривые), а при скоростях 20—25 м/с значения коэффициента C_x практически стабилизируются. Для модели, установленной в трубе без экрана (штриховые кривые), величины C_x в задаваемых пределах изменения скорости воздушного потока практически не меняются.

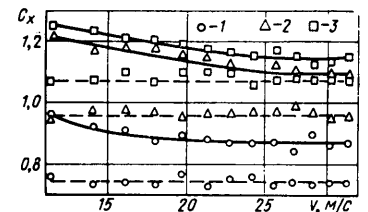


Рис. 2. Изменение коэффициента C_x в зависимости от скорости воздушного потока:
1 — модель мотоцикла; 2 — модель мотоцикла с водителем; 3 — модель мотоцикла с водителем и пассажиром в коляске

Как известно, результаты экспериментальных исследований на модели можно применять к натурным образцам только в том случае, если числа Рейнольдса одинаковы для модели и натурального образца. Однако, как указано в работе [1], для автомобилей коэффициент сопротивления C_x почти не зависит от числа Рейнольдса. Вследствие этого при определении величины C_x с помощью модели выбирают диапазон с постоянными коэффициентами и полагают, что найденные величины C_x справедливы и для натуральных образцов [2]. Очевидно, что и для мотоциклов такие допущения справедливы.

По результатам испытаний модели мотоцикла были приняты значения коэффициентов C_x (см. таблицу).

Объект испытаний	Значения C_x при установке модели	
	на экране	без экрана
Модель мотоцикла	0,875	0,745
Модель мотоцикла с водителем	1,095	0,965
Модель мотоцикла с водителем и пассажиром в коляске	1,150	1,080

Как видно из приведенных данных, величина коэффициента C_x при установке модели на экране выше, чем без экрана. Это объясняется повышением сопротивления движению воздуха под нижней частью мотоцикла, обусловленного наличием экрана. Численное значение C_x для модели мотоцикла с водителем и мотоцикла с водителем и пассажиром в коляске возрастает пропорционально увеличению лобовой площади.

Найденные величины коэффициентов лобового сопротивления воздуха при установке модели на экране можно рекомендовать для использования при выполнении тяговых расчетов мотоцикла, а величины C_x , полученные при установке модели без экрана, могут быть использованы для сравнения при поисках оптимальных внешних форм мотоцикла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М.: Воениздат, 1957, 455 с.

2. Гор А. И., Михайловский Е. В., Тур Е. Я. — Аэродинамические испытания автомобиля ГАЗ-24. — Автомобильная промышленность, 1969, № 3, с. 15—17.

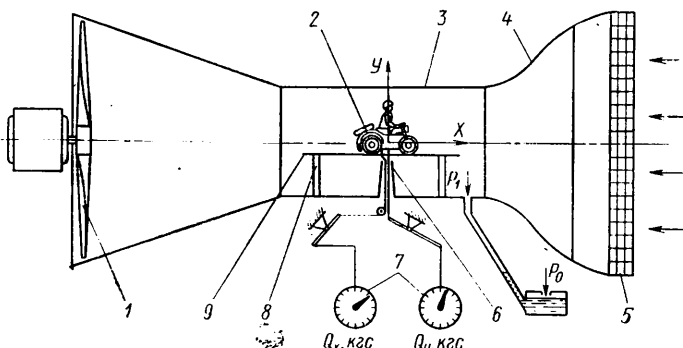


Рис. 1. Схема установки мотоцикла в аэродинамической трубе

Вопросы установки регулятора в гидроприводе задних тормозов легкового автомобиля

Ю. Ф. МОРДАШОВ

Горьковский автозавод

У СТОЙЧИВОСТЬ и управляемость легкового автомобиля при торможении значительно повышаются с установкой регулятора в гидроприводе задних тормозов. Проведено исследование влияния параметров легкового автомобиля с передними и задними барабанными тормозами на параметры регулятора в гидроприводе задних тормозов.

Параметры	Автомобиль	
	снаряженный	груженный
G в кг	1450	1850
a в мм	1313	1461
b в мм	1487	1339
h в мм	590	590

Масса снаряженного и груженого автомобиля и координаты центра тяжести приведены в таблице.

Техническая характеристика испытуемого автомобиля следующая:

База автомобиля L в мм	2800
Жесткость задней подвески C в Н/см	5,0
Статический коэффициент тормозной силы в см ² :	
передних тормозов K_1	9,05
задних тормозов K_2	6,03
Соотношение тормозных сил передних и задних колес K	1,5
Диаметр колесных цилиндров в мм:	
передних тормозов d_1	25
задних тормозов d_2	25

Характеристики распределения тормозных сил автомобиля с регулятором рассмотрены в работах [1 и 2].

Соотношение тормозных сил передних и задних колес автомобиля

$$K = \frac{b + \varphi_{оп} h}{a - \varphi_{оп} h}; \quad \varphi_{оп} = \frac{aK - b}{(K + 1)h},$$

где $\varphi_{оп}$ — оптимальный коэффициент сцепления.

Подставив в формулу значение параметров автомобиля, определим, что для снаряженного автомобиля $\varphi_{оп} = 0,327$, а для груженого — $\varphi_{оп} = 0,578$.

Соотношение тормозных сил передних и задних колес автомобиля с регулятором задних тормозов

$$K_{\varphi} = \frac{a - \varphi_{оп} h - \varphi'_{оп} h}{b + \varphi_{оп} h + \varphi'_{оп} h},$$

где $\varphi'_{оп}$ — оптимальный коэффициент сцепления, при котором происходит блокирование передних и задних колес автомобиля с регулятором.

На рис. 1 приведена диаграмма распределения тормозных сил, представляющая собой зависимость тормозной силы задних колес P_2 от тормозной силы передних колес P_1 . Включение регулятора выбирают при значениях тормозной силы передних и задних колес, соответствующих значению оптимального коэффициента сцепления $\varphi_{оп}$, при котором одновременно блокируются передние и задние колеса автомобиля без регулятора. Коэффициент K_{φ} отражает наклон характеристики распределения тормозных сил автомобиля с регулятором: $K_{\varphi} = \operatorname{tg} \theta$.

Значение коэффициента $\varphi_{оп}$, при котором происходит одновременное блокирование передних и задних колес снаряженного автомобиля с регулятором, выбирают равным 0,8. Однако рассматриваемые в работах [1 и 2] характеристики

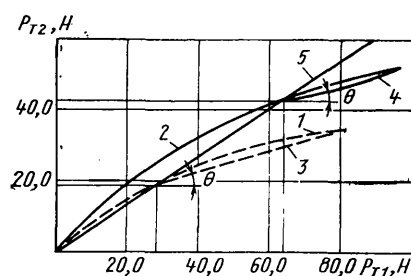


Рис. 1. Диаграмма распределения тормозных сил легкового автомобиля:

1, 2 — идеальное распределение; 3, 4 — с регулятором; 5 — без регулятора (штриховые линии — снаряженный автомобиль, сплошные — груженный)

распределения тормозных сил являются исходными для расчета регулятора, имеющего упругую связь с задним мостом автомобиля и обеспечивающего регулирование тормозных сил в зависимости от статического и динамического перераспределения массы автомобиля [3].

Коэффициент динамического регулирования, характеризующий наклон динамической характеристики регулятора,

$$K_{дин} = K \frac{a - \varphi_{оп} h - \varphi'_{оп} h}{b + \varphi_{оп} h + \varphi'_{оп} h}.$$

На рис. 2, а приведены динамическая (кривая 1) и статическая (кривые 2—4) характеристики регулятора снаряженного легкового автомобиля.

В статическом положении автомобиля регулятор имеет статическую характеристику (кривая 2). Если поднимать кузов автомобиля на стоянке, то с увеличением расстояния между задним мостом и кузовом уменьшается нагрузка на шток поршня регулятора и давление включения регулятора, кроме того, образуется ряд статических характеристик регулятора. Максимальному перемещению кузова (расстояние OB) относительно заднего моста соответствует максимальное перераспределение массы автомобиля. При этом давление включения регулятора будет минимальным (кривая 3). Динамическая характеристика (кривая 1) образуется из точек, принадлежащих ряду статических характеристик, так как определенному перемещению кузова (линия OB) относительно заднего моста автомобиля при торможении соответствует единственное значение давлений в гидроприводе передних и задних тормозов. Динамическая (кривая 1) и статическая (кривая 3) характеристики пересекаются в точке A , соответствующей значениям давлений, при которых происходит одновременное блокирование передних и задних колес автомобиля с регулятором. Кривая 4 соответствует статической характеристике регулятора при отсутствии нагрузки на шток поршня регулятора. Давление включения регулятора (кривая 4) определяется усилием возвратной пружины поршня регулятора.

При расчете регулятора его статическая характеристика (кривая 4) должна проходить ниже точки A . В случае невыполнения этого условия динамическое регулирование нарушается и происходит регулирование по ломаной линии (кривая 1).

Выполнение условия динамического регулирования достигается двумя путями. Во-первых, увеличением соотношения K тормозных сил передних и задних колес, которое, однако, стремятся получить не изменением соотношения эффективности передних и задних колесных механизмов, а изменением соотношения эффективности гидропривода передних и задних тормозов, т. е. уменьшением диаметра колесных цилиндров задних тормозов.

Во-вторых, выполнения условия динамического регулирования можно достигнуть увеличением жесткости задней подвески автомобиля при торможении, т. е. созданием противоклевкового эффекта задней подвески. В работе [4] рассмотрено влияние противоклевкового эффекта задней подвески на параметры регулятора задних тормозов автомобиля. На рис. 2, б

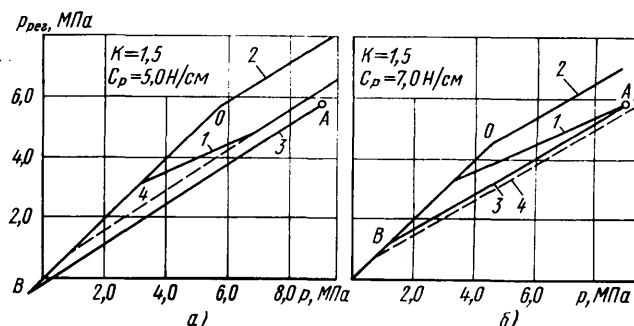


Рис. 2. Динамические и статические характеристики регулятора легкового автомобиля

приведены динамическая и статические характеристики регулятора снаряженного легкового автомобиля, задняя подвеска которого обладает противоклевковыми свойствами, и жесткость задней подвески C_p при торможении равна 7,0 Н·см. При этом давление включения регулятора и коэффициент динамического регулирования не изменяются, а коэффициент статического регулирования уменьшается с 0,66 до 0,59.

Этот способ выполнения условия динамического регулирования наиболее эффективен и правилен, так как увеличение соотношения K тормозных сил передних и задних колес путем уменьшения диаметра колесных цилиндров задних тормозов приводит к недогруженности задних тормозов, затрудняет выполнение требования ОСТ 37.001.016—70 к запасной тормозной системе в случае выхода из строя передних тормозов.

Таким образом, оптимизация параметров тормозной системы автомобиля при установке регулятора, имеющего упругую связь с задним мостом, не может решаться без взаимосвязи с параметрами задней подвески автомобиля.

Регулятор задних тормозов необходимо рассчитывать для автомобиля с одним водителем (нагрузка 1+0+0), так как одновременная блокировка передних и задних колес осуществ-

ляется при меньших значениях давлений в гидроприводе и наихудшее условие выполнения динамического регулирования происходит при этой нагрузке.

Давления включения регулятора задних барабанных тормозов автомобиля следует выбирать на 10—15% меньше расчетных, чтобы, несмотря на значительную нестабильность задних барабанных тормозов, обеспечить опережающую блокировку передних колес при торможении автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гредескул А. Б., Федосов А. С., Скутнев В. М. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил. — Автомобильная промышленность, 1975, № 6, с. 24—26.
2. Петров В. А. Расчет регуляторов тормозных сил легковых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1976, № 2, с. 26—30.
3. Мордашов Ю. Ф. Расчет регуляторов давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 19—22.
4. Мордашов Ю. Ф., Медведев Ю. М. К вопросу выбора параметров регулятора давления задних тормозов автомобиля ГАЗ-24. — Автомобильная промышленность, 1978, № 8, с. 23—24.

УДК 621.43.001.4:620.1.05

Электрический тормоз с тиристорным преобразователем для испытаний двигателей

Ю. Н. ФИЛИН

НАМИ

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ автомобильных двигателей в настоящее время широко используются балансирные машины постоянного тока, управляемые от вращающегося преобразователя. Развитие полупроводниковой техники и появление тиристора позволило создать на их основе тиристорные преобразователи различной мощности, способные заменить вращающиеся преобразователи.

В НАМИ на базе отечественных тиристорных преобразователей создано два стенда. На одном проводятся испытания моторных масел на карбюраторной одноцилиндровой установке, на втором — полноразмерных дизелей.

Основные технические данные использованных балансирных машин и тиристорных преобразователей приведены в табл. 1.

2 и обмотка возбуждения 3 соединены с тиристорным преобразователем. Сигнал задания блока управления 6 сравнивается с сигналом датчика тока 4 в усилителе 5, и их разность поступает на систему управления тиристорного преобразователя. В качестве датчика тока, усилителя и источника питания 7 использованы блоки унифицированной блочной системы регулирования (УБСР). Датчик тока служит для стабилизации тока якоря, что обеспечивает поддержание заданного тормозного момента, развиваемого электрической машиной.

На стенде мощностью 400 кВт проведены испытания дизелей мощностью до 316 кВт. При испытаниях двигателей с частотой вращения коленчатого вала в диапазоне от 900 до 2600 мин⁻¹, а на одноцилиндровой установке для испытания

Таблица 1

Параметры	Стенд для испытания моторных масел		Стенд для испытаний дизелей	
	Балансирная машина	Тиристорный преобразователь	Балансирная машина	Тиристорный преобразователь
Тип	ГрФк 9h	АТЕРЗ-100/460-2У4	МПБ 49,3/36	ЛТР-1000/460-1Р
Мощность в кВт	50	46	400	460
Частота вращения вала в мин ⁻¹	4000/6000	—	2100/4000	—
Предел измерения весовым устройством крутящего момента в Н·м	100	—	2500	—
Номинальное напряжение в В	440	440	660	440
Номинальный ток в А	112	100	697	1000

Сравнительные данные тиристорных и вращающихся преобразователей с системой управления приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры	Мощность преобразователей ¹ в кВт	
	50	400
Масса в кг	1540/400	10200/2500
Занимаемая площадь в м ²	4,1/1,0	20,1/4,5
Стоимость в тыс. руб.	7,5/2,2	16,8/10,5

¹ В числителе приведены данные относящиеся к вращающемуся преобразователю, в знаменателе — к тиристорному.

На рис. 1 дана структурная схема стенда.

Тиристорный преобразователь 1 получает питание от трехфазной сети напряжением 380 В. Якорь балансирной машины

не превышало 10 Н·м, причем с уменьшением значения отклонение снижалось практически до нуля. На одноцилиндровой установке отклонение в диапазоне от 12 до 65 Н·м не превышало 0,5 Н·м. Таким образом, система поддержания тормоз-

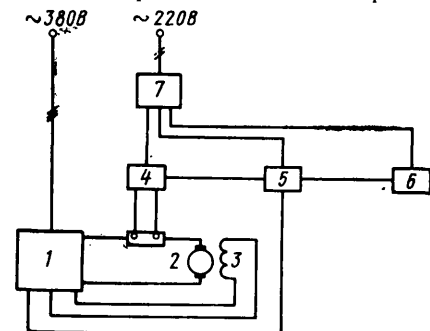


Рис. 1

Автомобильная промышленность № 9, 1980 г.

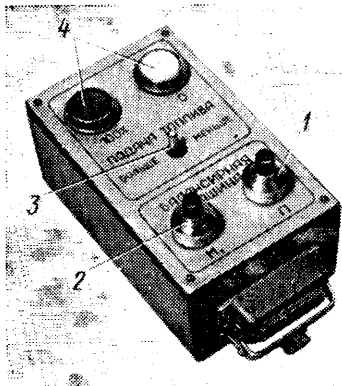


Рис. 2

ного момента обеспечила точность в пределах 1%.

Экспериментальные осциллограммы при набросе и сбросе нагрузки с 10 до 100% показали, что процесс происходит в течение 0,2 с. Следовательно, быстрдействие системы позволяет имитировать на валу испытуемого двигателя нагрузку, близкую к реальной в дорожных условиях, а также электрическим моментом инерции автомобиля, приведенный к валу испытуемого двигателя.

Исходя из изложенного, можно считать электрическую машину с тиристорным преобразователем идеальным нагружающим устройством для динамических исследований двигателей в лабораторных боксах.

К недостаткам этих устройств следует отнести искажение

формы кривой напряжения в питающей сети. Однако испытания показали, что даже при нагрузке 2150 Н·м искажения не отразились на работе измерительных приборов этого же испытательного бокса и питающихся от той же сети, что и тиристорный преобразователь мощностью 460 кВт.

На рис. 2 показан общий вид переносного пульта управления. Он состоит из потенциометра 1 задания частоты вращения балансирующей машины, потенциометра 2 задания величины тормозного момента, тумблера 3 управления механизмом рейки топливного насоса, сигнальных ламп 4 крайних положений рейки топливного насоса.

Преимуществами тиристорного преобразователя по сравнению с вращающимися являются:

- 1) отсутствие вращающихся частей, низкий уровень шума, высокая надежность и долговечность;
- 2) КПД, равный 97—98% на всех режимах работы (у вращающегося преобразователя КПД равен 20—81% в зависимости от нагрузки);
- 3) небольшая занимаемая площадь и масса (в 2,5—4 раза меньше);
- 4) более низкая стоимость (в 1,5—2,5 раза меньше);
- 5) наличие цепей управления, рассчитанных на унифицированный сигнал 0—5 мА, что позволяет управлять преобразователем от ЭВМ без промежуточных согласующих устройств.

УДК 629.113.012.5.001.5:629.113.073

О второй критической скорости автомобильной шины

Д-р техн. наук |Л. Н. ГРОДКО|, канд. техн. наук О. Б. КОВАЛЕВА

Московский автомобильно-дорожный институт

В ОПРОС о зависимости коэффициента k_y сопротивления боковому уводу шины от скорости движения автомобиля рассмотрен в работе [1], а в работе [2] приведены результаты экспериментов, подтверждающих теоретические данные, полученные в работе [1]. Теоретическая формула из этой работы дает зависимость k_y от скорости, характер которой показан на рис. 1. Величина k_y либо монотонно уменьшается с ростом скорости v (кривая 1), либо сначала несколько возрастает, а затем монотонно уменьшается (кривая 2), но во всех случаях резко уменьшается при приближении скорости к некоторому значению $v_{кр}'$, которое соответствует критической скорости шины по отношению к боковым нагрузкам или скорости распространения по окружности шины антисимметричных волн деформации. Обычно под критической скоростью шины $v_{кр}$ понимается скорость распространения симметричных деформаций.

В работе [3] оценивается соотношение скоростей $v_{кр}$ и $v_{кр}'$ на модели цилиндрической сетчатой оболочки и показано, что $v_{кр}' > v_{кр}$. На первый взгляд может показаться, что если это так, то нет необходимости знать величину $v_{кр}'$, так как она практически недостижима. Однако для того, чтобы пользоваться формулой, данной в работе [1], и оценивать изменение k_y со скоростью в интервале $0 < v < v_{кр}'$, все равно нужно знать значение $v_{кр}'$. Определить же ее обычным путем испытаний на вращающемся барабане затруднительно, так как уже при скоростях близких к $v_{кр}$ (симметричной), шина разрушается. Можно непосредственно измерить скорость распространения волн кососимметричных деформаций по окружности шины, однако и это вызывает трудности, так как время, за которое волна обегает окружность шины, весьма мало (порядка 0,03 — 0,06 с).

Покажем, как можно оценить $v_{кр}'$ по результатам частотных испытаний шины, например, таких, которые приведены в работах [4 и 5], и оценим $v_{кр}$ и выясним ее физический смысл как минимальной скорости резонанса. На основании испытаний, описанных в работе [4], установлено, что для

радиальной шины 135—13 Мишлен $v_{кр}'$ на 18% выше, чем $v_{кр}$.

В работе [4] показано, что если рассматривать модель шины как круговое, упругое на изгиб и кручение кольцо (бренкерный пояс), лежащее на упругом основании (образованном эластичными боковинами), то формы различных тонов боковых колебаний имеют вид, показанный на рис. 2. Каждый тон колебаний характеризуется числом n волн на длине окружности шины и соответствующей частотой колебаний p_n (аналогично выглядят и формы радиальных колебаний шины, но в этом случае речь идет о распределении радиальных деформаций по длине шины). На рис. 2 показана форма собственных поперечных колебаний для $n=4$.

При качении колеса с уводом, к нему прикладывается боковая сила P , величину которой можно считать постоянной, но точка ее приложения «бежит» по окружности шины со скоростью v (движения автомобиля). Время T , за которое сила P обегает окружность шины (основной период колебаний), будет, очевидно,

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi R}{v}, \quad (1)$$

где R — радиус окружности шины.

Определим, при каком соотношении ω и p_n сила будет вызывать резонанс с n -м тоном колебаний. Для этого качественно оценим работу, которую производит сила P , на форме этого тона. Пусть $n=4$ (для примера) и $\omega = p_4/4$, т. е. за один период колебаний этого тона сила P «пробежит» четверть длины окружности. Пусть в некоторый момент времени t_1 сила была в точке A и в это время в точке был наибольший прогиб данной формы колебаний (пучность). Тогда через половину периода $T_4 = 2\pi/p_4$ колебаний сила окажется в точке C , и в это время прогиб в этой точке будет обратен по знаку тому (соответствующая форма показана штриховой линией), который был в момент t_1 . Еще через половину периода сила попадет в точку D , и в это время прогиб в точке D опять будет наибольшим и направленным по силе и т. д. В этом случае сила будет поддерживать колебания шины по данной форме. Можно проверить, что при всяком другом соотношении частот, когда $\omega \neq p_n/4$, работа силы P на форме данного тона будет равна нулю. Таким образом можно установить, что резонанс силы P с частотой n -го тона будет происходить при условии

$$\omega = \frac{p_n}{n}. \quad (2)$$

Это условие можно проверить и другим способом. Рассматривая силу P как дельту — функцию времени, «возникающую»

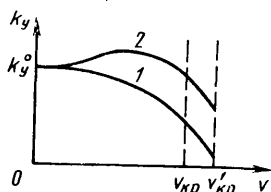


Рис. 1

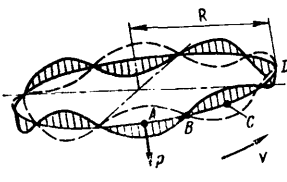


Рис. 2

Таблица 1

Радиальные формы			
n	ρ_n в Гц	ρ_n/n в Гц	$v_{кр} = \frac{\rho_n R}{n}$ в км/ч
1	83	83	510
2	98,5	49,3	303
3	115	38,5	236
4	136	34	209
5	158	31,6	194

Таблица 2

Боковые формы			
n	ρ_n в Гц	ρ_n/n в Гц	$v_{кр} = \frac{\rho_n R}{n}$ в км/ч
0	39	—	—
1	44	44	270
2	76	38	234
3	114	38	234
4	149	37,2	229

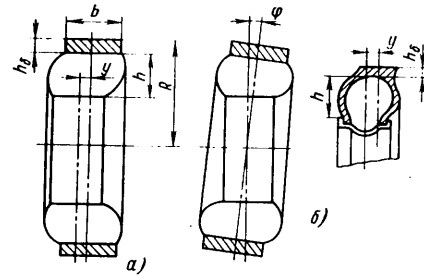


Рис. 3

Эти формулы основаны на вычислении боковой и радиальной жесткости боковин шины по методу Ш. Б. Пасейка и дают результаты очень близкие к действительным.

Так, например, для шины, рассмотренной выше,

$$\rho = 10^{-5} \text{ Па}; \quad \gamma = 1,3 \text{ г/см}^3; \quad h = 7 \text{ см}; \quad h_0 = 1,8 \text{ см}; \\ b = 11 \text{ см}; \quad R = 27 \text{ см}.$$

При этом получается $\rho_0 = 38,5$ Гц и $\rho_1 = 43$ Гц (в табл. 2 $\rho_0 = 39$ Гц и $\rho_1 = 44$ Гц — по эксперименту).

Аналогичные подсчеты были произведены также для шины 4,00—10 мотороллера «Турист», для которой частоты ρ_0 и ρ_1 определяли по эксперименту. Ошибки не превышали 5%.

Формулы (4) и (5) позволяют дать грубую оценку величины $v_{кр}$, а именно

$$v_{кр}' < \rho_1 R.$$

Более точную оценку можно получить, если принять, что отношения ρ_2/ρ_1 , ρ_3/ρ_1 и т. д. мало отличаются для различных шин. Это примерно подтверждают частотные испытания диагональной шины 4,00—10 и сравнение их с результатами испытаний радиальной шины 135—13.

При таком упрощающем допущении можно получить следующую формулу для оценки второй критической скорости:

$$v_{кр}' \approx 0,85 \rho_1 R, \quad (6)$$

где величина ρ_1 определяется по формуле (5).

Для $v_{кр}$ (симметричной) такую упрощенную формулу получить не удастся, и ее следует считать по имеющимся формулам для шины как для оболочки [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гродко Л. Н., Ковалева О. Б. Теоретическая зависимость коэффициента сопротивления уводу автомобильной шины от скорости движения. — В сб.: Научно-технический прогресс в автомобильной промышленности. Вып. 2. Совершенствование конструкций автомобилей, Труды кафедры «Автомобили» МАМИ, Вологда: Полиграфкомбинат, 1975.
2. Гродко Л. Н., Ковалева О. Б., Морозов Ю. А. О зависимости коэффициента сопротивления уводу автомобильной шины от скорости движения. — Автомобильная промышленность, 1977, № 3, с. 19—20.
3. Бухин Б. Л. Распространение волны деформаций по цилиндрической сетчатой оболочке из растяжимых нитей. — В сб.: Труды НИИШП. «Механика пневматических шин», М.: 1976.
4. Böhm F., Mechanik des Gürtelreifens, Ing. Archiv 35, 82, 1966.
5. Clark S. K. (Editor) e. a. Mechanics of Pneumatic Tires. NBS, Washington D. C., 1971.
6. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М.: Химиздат, 1963.

с периодом T , можно разложить ее в ряд Фурье. Тогда ее n -я гармоника будет вызывать резонанс лишь с n -й формой колебаний, так как к остальным формам эта гармоника будет ортогональна.

Какой же из резонансов наступит раньше всех при увеличении скорости движения автомобиля v ? Очевидно тот, для которого минимально отношение ρ_n/n . Так что

$$\omega_{кр} = \frac{v_{кр}'}{R} = \min \left(\frac{\rho_n}{n} \right), \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Это и дает формулу для критической скорости, как скорости первого резонанса

$$v_{кр}' = R \min \left(\frac{\rho_n}{n} \right). \quad (3)$$

Рассуждая таким образом, можно получить аналогичную формулу для $v_{кр}$ (симметричной), но в ней под ρ_n и n следует понимать соответственно частоту и число волн в форме n -го тона радиальных колебаний.

Для шины, исследуемой в работе [4] Бёмом, частоты различных тонов радиальных и боковых форм таковы, что по ним можно составить табл. 1 и 2.

Из таблиц видно, что отношения ρ_n/n , а следовательно, и соответствующая скорость резонанса убывают с ростом n и притом все более медленно. Так, например, $\rho_2/2 \approx \rho_3/3 = 38$ Гц.

Если рассчитать $v_{кр}$ и $v_{кр}'$ по наивысшему измеренному тону, то

$$\frac{v_{кр}'}{v_{кр}} = \frac{229}{194} = 1,18,$$

т. е. $v_{кр}'$ всего на 18% выше $v_{кр}$.

Частоты двух низших форм ($n=0$; $n=1$) боковых колебаний шины, которые изображены на рис. 3, можно находить, пользуясь следующими приближенными формулами, которые можно получить, рассматривая (только для этих форм) бреккерный пояс как жесткое тяжелое кольцо, лежащее на упругом основании:

$$\rho_0 = \sqrt{\frac{\rho g}{\gamma h h_0}}; \quad (4)$$

$$\rho_1 = \rho_0 \left(1 + 1,125 \frac{b^2}{R^2} \right), \quad (5)$$

где ρ — давление воздуха в шине;

g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес бреккерного пояса;

h — высота профиля шины (рис. 3);

h_0 — толщина бреккерного слоя (рис. 3);

b — ширина бреккерного пояса (рис. 3).

Оценка технологической деформируемости при холодной высадке

М. Г. АМИРОВ, Н. П. БАРЬКИН
Белебеевский завод «Автонормаль»

ОТСУТСТВИЕ практически приемлемых критериев технологической деформируемости [1] при холодной высадке ограничивает сферы применения высадки, а также номенклатуру применяемых сталей и сплавов и степень сложности изготавливаемых деталей. Критерии технологической деформируемости необходимы также для обоснования требований к материалам, поставляемым для холодной высадки металлургическими заводами. В связи с этим ниже приведена обоснованная оценка технологической деформируемости.

Структурная схема взаимосвязи и влияние основных факторов на технологическую деформируемость показаны на рис. 1. Определение области допустимой технологической деформируемости в n -мерном факторном пространстве в настоящее время затруднено из-за отсутствия систематизированных данных по граничным условиям, напряженно-деформированному состоянию при высадке, критериям стойкости инструментальной оснастки, температурно-скоростным условиям процесса и др.

Опыт холодно-высадочного производства показывает, что в большинстве случаев технологическая деформируемость ограничивается деформируемостью при высадке и стойкостью инструментальной оснастки при условии, что конструктивно-технологические режимы и выбор оборудования осуществлены в соответствии с действующими нормативно-техническими документами. Поэтому в качестве ограничений допустимой технологической деформируемости в первом приближении можно принять показатели стойкости инструментальной оснастки и деформируемости при холодной высадке. Такая двухсторонняя оценка технологической деформируемости охватывает достаточно полно все группы факторов, приведенные на рис. 1.

Для оценки деформируемости примем известное условие деформирования без разрушения при холодной пластической деформации [1, 2]

$$\psi = \int_0^t B(\tau) \frac{H(\tau)}{\lambda_p [K(\tau)]} d\tau < 1, \quad (1)$$

где ψ — скалярная величина, характеризующая степень использования ресурса пластичности металла; $\psi = 0 \div 1$, что характеризует соответственно исходное недеформированное состояние ($\psi = 0$) и момент разрушения элементарного объема ($\psi = 1$); $B(\tau)$, $H(\tau)$, $\lambda_p [K(\tau)]$, $K(\tau)$ — известные функции, описывающие напряженно-деформированное состояние элементарного объема и его пластические свойства [2].

Выражение (1) при холодной высадке деталей при массовом производстве необходимо использовать с введением ограничений, учитывающих статистический характер пластичности. Для существующей системы организации производства и контроля качества неприемлемы среднестатистические значения случайных величин, в частности пластичности; необходимы «гарантированные» значения.

Условие (1) носит локальный характер, т. е. относится к элементарному объему металла в процессе его деформации, и с учетом статистического характера пластичности имеет вид [1]

$$\psi = \int_0^t B(\tau) \frac{H(\tau) d\tau}{\bar{\lambda}_p [K(\tau)] - S \varphi(P)} < 1, \quad (2)$$

где $\bar{\lambda}_p$ — математическое ожидание пластичности;
 S — среднеквадратичное отклонение пластичности;
 $\varphi(P)$ — обратная функция нормированного распределения (табличная величина) [3];
 P — вероятность разрушения.

Несмотря на значительное количество работ, посвященных различным аспектам стойкости инструмента при холодной высадке, вопросы оценки технологической деформируемости с точки зрения стойкости остаются нерешенными. При общем подходе к проблеме стойкости инструмента необходимо исходить из того, что инструмент представляет собой конструкцию, работающую в условиях сложного циклического нагружения силовыми и температурными воздействиями.

Расчетный метод оценки прочности по локальным значениям напряжений и деформаций применительно к условиям повторных воздействий должен предусматривать детальное и последовательное во времени исследование кинетики напряженно-деформированного состояния инструмента. Практическая реализация упомянутого метода в настоящее время затруднена из-за отсутствия необходимой информации (пути нагружения, диаграммы циклического деформирования и др.).

Более простой и практически приемлемый подход к анализу напряженного состояния конструкций, подверженных циклическим температурным и силовым воздействиям, представляют методы теории приспособляемости [5, 6], несмотря на ряд существенных допущений, лежащих в основе теории. В рамках поставленной задачи (оценка технологической деформируемости) преимуществом методов теории приспособляемости является то, что эта теория позволяет выделить условия разрушения и конечные состояния конструкции, возможные при определенных значениях параметров внешних воздействий. К внешним воздействиям относятся нагрузки, действующие на инструмент, и температурные условия.

Задача сводится к определению предельно допустимых для данной конструкции инструмента значений (параметров) внешних нагрузок и температурного поля, обеспечивающих «безопасное» напряженное состояние инструмента. Предельное значение указанных параметров наряду с деформируемостью ограничивается областью допустимой технологической деформируемости.

В соответствии со статической теорией приспособляемости условия безопасной (упругой) работы инструмента обеспечиваются при

$$\Phi(\sigma_{ij}^e + \bar{\rho}_{ij}) - \sigma_T^2 \leq 0, \quad (3)$$

где σ_{ij}^e — упругие напряжения в элементарном объеме инструмента, возникающие в результате воздействия переменных нагрузок и температур;

$\bar{\rho}_{ij}$ — остаточные напряжения, не зависящие от времени, возникающие на первых циклах нагружения;

σ_T — сопротивление деформации материала инструмента.

Поскольку в теории приспособляемости применяется модель жесткопластической среды, $\sigma_T = \text{const}$.

С учетом статистического характера сопротивления выражение (3) примет вид

$$\Phi(\sigma_{ij}^e + \bar{\rho}_{ij}) - [\bar{\sigma}_T - S \varphi(P)]^2 < 0, \quad (4)$$

где $\bar{\sigma}_T$ — математическое ожидание сопротивления деформации.

Таким образом, исходная система уравнения с учетом принятых допущений для оценки технологической деформируемости имеет вид

$$\begin{cases} \psi = \int_0^t B(\tau) \frac{H(\tau)}{\bar{\lambda}_p [K(\tau)] - S \varphi(P)} d\tau < 1; \\ \Phi(\sigma_{ij}^e + \bar{\rho}_{ij}) - [\bar{\sigma}_T - S \varphi(P)]^2 < 0. \end{cases} \quad (5)$$

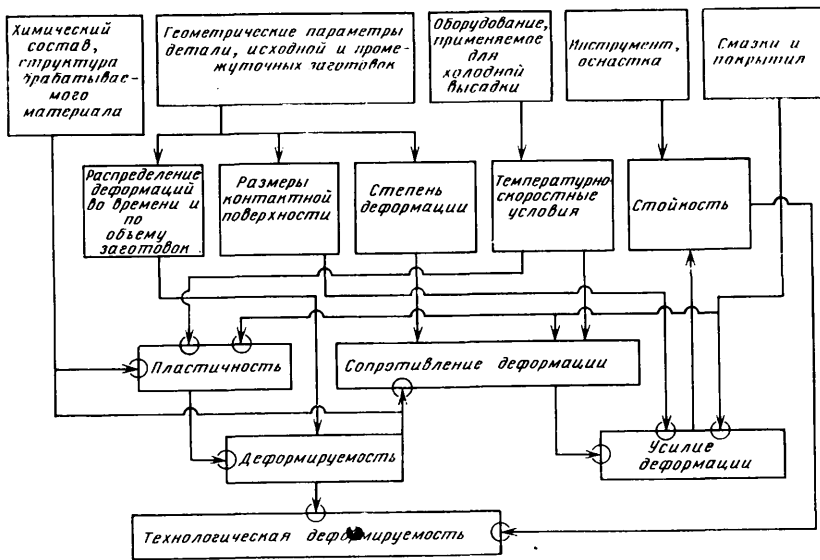


Рис. 1. Структурная схема влияния и взаимосвязи основных факторов при оценке технологической деформируемости при холодной высадке

Следует отметить, что выражение (4), так же как и выражение (3), носит локальный характер.

Система (5) позволяет произвести оценку технологического процесса высадки с высокой степенью точности. Рассмотрим решение системы (5) при последовательном введении ряда дополнительных допущений.

1. Разобьем весь процесс высадки за время t на ряд промежутков t_i , в пределах которых деформирование можно считать монотонным и значене показателя $K(\tau)$ постоянным. При этом выражение (1) примет вид

$$\psi = \int_0^{t_1} B_1(\tau) \frac{H_1(\tau) d\tau}{\lambda_p(K_1)} + \int_{t_1}^{t_2} B_2(\tau) \frac{H_2(\tau) d\tau}{\lambda_p(K_2)} + \dots + \int_{t_{n-1}}^{t_n} \frac{H_n(\tau)}{\lambda_p(K_n)} d\tau \leq 1. \quad (6)$$

Учитывая, что при монотонном деформировании $B_i=1$, значения $\lambda_p(K_i)$ не зависят от времени (при $K_i = \text{const}$), выражение (6) примет вид

$$\psi = \frac{\lambda_1}{\lambda_{p1}(K_1)} + \frac{\lambda_2}{\lambda_{p2}(K_2)} + \dots + \frac{\lambda_n}{\lambda_{pn}(K_n)} < 1. \quad (7)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_n$ — степени деформаций сдвига элементарного объема, накопленные на каждом этапе деформирования;

$\lambda_{p1}, \lambda_{p2}, \lambda_{pn}$ — предельно допустимые степени деформаций при определенных значениях коэффициента напряженного состояния K .

2. Наблюдения характера разрушения в процессе высадки позволяют ограничиться рассмотрением свободных поверхностей деформируемых деталей, как наиболее опасных с точки зрения разрушения, а также анализом вязкого разрушения, как наиболее часто встречающегося в процессах высадки.

3. Для анализа выражения (4) воспользуемся полученным ранее решением по определению безопасных условий напряженного состояния толстостенного цилиндра, подверженного действию внутреннего, внешнего и торцового давлений, а также температурного поля. Это решение может быть отнесено к анализу напряженного состояния сборного холодновысадочного инструмента — полых матриц, вставляемых с натягом в полый корпус или через промежуточное кольцо.

Выбор составных матриц для анализа напряжений в соответствии с условием (4) обусловлен наибольшей степенью сложности задачи, так как применительно к пуансонам задача решается значительно проще.

Безопасные условия работы инструмента обеспечиваются при определенных значениях параметров внешних давлений p и температур q .

4. Примем, что напряженное состояние матриц при высадке не зависит от величины температурных перепадов ($q=0$). В этом случае основными параметрами, определяющими безопасные условия работы, будут значения относительных давлений нерабочей поверхности матриц p/σ_T при некоторых

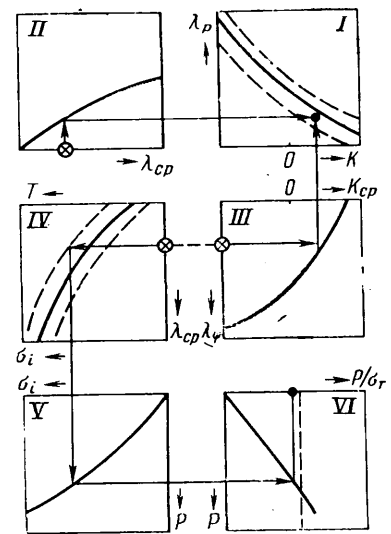


Рис. 2. Структурно-блочная схема оценки технологической деформируемости:

I — диаграммы пластичности исходных материалов; II — функция $\lambda = f(\lambda_{cp})$ для процесса высадки; III — функция $\lambda = f(K)$ для процесса высадки; IV — кривые упрочнения исходных материалов; V — номограмма для расчета удельных давлений при высадке; VI — номограмма для определения a по значениям p (пунктир-предельные значения a)

фиксированных значениях относительных давлений на сопрягаемых поверхностях. Это позволяет в качестве критерия технологической деформируемости в первом приближении выбрать отношение p/σ_T , где p — среднее давление на рабочей поверхности инструмента; σ_T — сопротивление деформации материала инструмента.

Оптимальные значения p/σ_T в зависимости от конструкции, программы нагружения, условий работы могут быть определены при целенаправленном анализе решения с использованием статистических опытных данных по стойкости инструмента.

Таким образом, область допустимой технологической деформируемости в двумерном пространстве может быть ограничена в первом приближении двумя показателями: ψ и p/σ_T , позволяющими проводить оценку технологических процессов высадки с учетом их особенностей.

Структурно-блочная схема оценки технологической деформируемости приведена на рис. 2. Эта схема положена в основу процесса автоматизации проектирования технологических процессов холодной высадки.

Рассмотрим некоторые вопросы, касающиеся требований к материалам для холодной высадки. Пригодность к высадке оценивается значениями поперечного сужения ψ , предела прочности σ_b на растяжение, а также отсутствием трещин на боковой поверхности образца при его осадке на 2/3 от первоначальной высоты. Последнее испытание наряду с оценкой деформируемости контролирует качество поверхности с точки зрения наличия поверхностных дефектов, раскрываемых при осадке.

Использование этих критериев требует обоснования как границ их приемлемости (возможности использования), так и предельных значений критериев.

Для процесса растяжения выражение (7) примет вид

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_{p1}} + \frac{\lambda_2}{\lambda_{p2}} \leq 1, \quad (8)$$

где λ_1, λ_{p1} — соответственно накопления и предельная степени деформации на стадии равномерного разрушения; λ_2, λ_{p2} — соответственно накопленная и предельная степени деформации на стадии сосредоточенной деформации.

Знак равенства в выражении (8) соответствует испытаниям на растяжение, так как при этом реализуется разрушение. Степени деформации [3]

$$\lambda_1 = 2 \sqrt{3} \ln \frac{d_0}{d_1}; \quad \lambda_2 = 2 \sqrt{3} \ln \frac{d_1}{d_2},$$

где d_0, d_1, d_2 — диаметры образца, соответственно исходный, в момент образования шейки и после разрушения.

Значения λ_{p1} и λ_{p2} характеризуют пластичность материала при коэффициентах напряженного состояния, соответствующих линейному одноосному растяжению ($K_1 = \sqrt{3}/3$) и сосредоточенной деформации [2] [$K_2 = f(d_1/R)$, где R — радиус шейки].

При усреднении показателей напряженного состояния K_1 и K_2 выражение (8) примет вид

$$\lambda_1 + \lambda_2 = \lambda_p (K_{cp}).$$

Сумма $\lambda_1 + \lambda_2$ определяет всю накопленную деформацию при растяжении и может характеризовать пластичность металла при среднем показателе K_{cp} . Выражение для $\lambda_p(K_{cp})$ можно представить в виде

$$\lambda_p (K_{cp}) = 2 \sqrt{3} \ln \frac{d_0}{d_2}. \quad (9)$$

Преобразуем выражение (9), представив отношение диаметров через поперечное сужение. После элементарных преобразований получим

$$\lambda_p (K_{cp}) = \sqrt{3} \ln \frac{1}{1 - \bar{\psi}}. \quad (10)$$

В соответствии с выражением (10) характеристика пластичности определяется величиной поперечного сужения при испытаниях на растяжение.

Использование значений $\lambda_p (K_{cp})$ в качестве критерия пластичности при высадке может быть в первом приближении допустимо, если процесс высадки осуществляется в интервале значений K , средняя величина которых равна K_{cp} при растяжении. В этом случае условие (1) имеет вид

$$\lambda_n < \lambda_p (K_{cp}), \quad (11)$$

где λ_n — степень деформации на свободной поверхности при высадке (при принятых ранее допущениях).

Для определения λ_n необходимы специальные экспериментальные исследования с последующей обработкой по алгоритму, приведенному ранее. При упрощенном подходе правомерно использовать закономерность, характерную для процесса осадки.

Анализ экспериментальных данных [1] показывает, что абсолютные значения локальной степени деформаций на свободной поверхности при осадке (в широком диапазоне значений d/h), как правило, меньше средних степеней деформации λ_{cp} всего образца, подсчитанных при условии его равномерной деформации. Средняя степень деформации λ_{cp} выражается через относительную деформацию ϵ следующим образом:

$$\lambda_{cp} = -\sqrt{3} \ln (1 - \epsilon), \quad (12)$$

$$\text{где } \epsilon = \Delta h/h_0. \quad (13)$$

Отмеченное позволяет заменить с определенным «запасом» при оценке пластичности значения λ_n значениями λ_{cp} .

Подставляя выражения (10) и (12) в условие (11), получим соотношение $\bar{\psi} > \epsilon$, позволяющее оценивать пригодность к высадке исходных материалов. Однако при этом важно соизмерять правомерность принятых допущений [7] с реальными условиями высадки.

Рассмотрим критерий p/σ_T . Как уже отмечалось, предельные значения этого критерия зависят от конструкции инструмента, условий нагружения и др. Обобщим предельные значения параметром a_i .

Условие технологической деформируемости

$$p/\sigma_T < a. \quad (14)$$

Выразим значение p в виде [7]

$$p = n_\sigma \sigma_s, \quad (15)$$

где n_σ — коэффициент, учитывающий влияние контактного трения и геометрии на давление при высадке.

σ_s — сопротивление деформации материала, подвергаемого высадке.

Выразим σ_s в соответствии с формулой С. И. Губкина, заменив в ней относительные деформации $\bar{\psi}$ (относительное уменьшение площади полученного сечения при растяжении) соответствующими деформациями ϵ (относительное уменьшение высоты образца при сжатии):

$$\sigma_s = \frac{\sigma_B}{1 - \bar{\psi}_{ш}} \left(\frac{\epsilon}{\bar{\psi}_{ш}} \right)^{1 - \bar{\psi}_{ш}}. \quad (16)$$

Подставляя выражения (15) и (16) в условие (14), получим

$$n_\sigma \frac{\sigma_B}{1 - \bar{\psi}_{ш}} \left(\frac{\epsilon}{\bar{\psi}_{ш}} \right)^{1 - \bar{\psi}_{ш}} < a.$$

Отсюда выражение для σ_B имеет вид

$$\sigma_B < \frac{a \sigma_T (1 - \bar{\psi}_{ш})}{n_\sigma \left(\frac{\epsilon}{\bar{\psi}_{ш}} \right)^{1 - \bar{\psi}_{ш}}}. \quad (17)$$

В соответствии с последним выражением величина допустимого предела прочности с точки зрения обеспечения технологической деформируемости зависит от конструкции, материала инструмента σ_T , условий контактного трения, геометрических параметров высаживаемой детали n_σ , относительной деформации при высадке ϵ и характеристики равномерной деформации при испытаниях на растяжение $\bar{\psi}_{ш}$.

Значения $\bar{\psi}_{ш}$ определяются по данным испытаний на растяжение по формуле

$$\bar{\psi}_{ш} = \frac{d_0^2 - d_1^2}{d_0^2},$$

где d_0, d_1 — соответственно исходный диаметр образца и диаметр в момент образования шейки.

Возможно другое представление зависимости (17) с учетом равенства $\bar{\psi}_{ш} = \epsilon_{ш} \approx n$ [8], где n — коэффициент деформированного упрочнения при аппроксимации кривых упрочнения функций вида

$$\sigma_s = A \epsilon^n. \quad (18)$$

С учетом условия (18) выражение (17) примет вид

$$\sigma_B < \frac{a \sigma_T (1 - n)}{n_\sigma (\epsilon/n)^{\frac{n}{1-n}}}.$$

Таким образом, в статье приведены научно обоснованные критерии оценки технологической деформируемости с точки зрения деформируемости и стойкости инструмента при холодной высадке.

Разработаны методика и алгоритмы расчета технологической деформируемости, положенные в основу оптимизации проектирования технологических процессов высадки на ЭВМ, а также рассмотрены приближенные критерии оценки технологической деформируемости, применяемые для оценки пригодности к высадке исходных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пластичность и разрушение*. Колмогоров В. Л., Богатов А. А., Мигачев Б. А. и др. М.: Металлургия, 1976, 336 с.
2. *Колмогоров В. Л.* Напряжения, деформации, разрушение. М.: Металлургия, 1970, 230 с.
3. *Митропольский А. К.* Техника статистических вычислений. М.: Физматгиз, 1961, 480 с.
4. *Писаренко Г. С., Можаровский Н. С., Антипов Е. А.* Сопротивление жаропрочных материалов нестационарным силовым и температурным воздействиям. Киев: Наукова думка, 1974, 200 с.
5. *Гохфельд Д. А.* Несущая способность конструкций в условиях телосмен. М.: Машиностроение, 1970, 260 с.
6. *Работнов Ю. Н.* Сопротивление материалов. М.: Физматгиз, 1962.
7. *Сторожев М. В., Попов Е. А.* Теория обработки металлов давлением. М.: Высшая школа, 1963, 390 с.
8. *Бекофен В.* Процессы деформации. М.: Металлургия, 1977, 288 с.

Современные решения вопросов автоматизации транспортирования при штамповке

Канд. техн. наук Б. Н. ЧУМАКОВ, С. И. КРАВЧУН

Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря

НА СОВРЕМЕННОМ этапе развития автоматизации холодной штамповки листовых заготовок с габаритами 500×500 мм и более на кривошипных листоштамповочных прессах (КЛШП) и горячей штамповки поковок массой 5—50 кгс на кривошипных горячештамповочных прессах (КГШП) разрабатываются задачи осуществления автоматического захвата деталей и оптимальной формы траектории их транспортирования между позициями при максимальной экономии времени и движений.

Понятие «технология транспортирования» предусматривает описание автоматического захвата заготовок; описание формы и протяженности траектории транспортирования заготовки от склада заготовок до первой позиции штамповки и между позициями штамповки, заканчивая складированием; описание закона транспортирования по участкам траектории и расчет времени движения по этим участкам. Результатом такого подхода является подчинение конструкций штампов и оборудования конструкциям и параметрам автоматических транспортирующих устройств. Рассмотрим примеры решения вопросов автоматизации штамповки на основе такого подхода.

Фирма Иннсе (Италия) изготовила автоматические поточные линии «Серво-фид» кривошипных прессов для штамповки панелей дверей, боковины и пола легкового автомобиля «Фиат». Технология транспортирования заготовок между позициями штамповки построена на основе использования П-образной траектории. Захватное устройство представляет собой органы в виде двух параллельных реек, которые крепятся к выходному звену перемещающего устройства, образуя несущую раму. Этими рейками, проходящими сквозь все штампы, заготовки захватываются снизу и от смещения во время горизонтального перемещения удерживаются фиксаторами. Штамповая оснастка и прессы приспособлены для размещения захватных органов и других устройств.

На линиях используются транспортирующие устройства одного из двух типов I или II. По принципу действия и конструкции механизмов перемещения и привода транспортирующие устройства не отличаются одно от другого. Различие состоит в габаритах захватных органов и компоновке перемещающего устройства.

На рис. 1 показана конструктивная схема автоматической линии «Серво-фид» с транспортирующим устройством типа I. Линия состоит из одного пресса двойного действия усилием 0,5 МН и пяти прессов простого действия усилием 0,4 МН. Все прессы типа «Линкдрайв» позволяют производить не только быструю смену штампов, но и обеспечить неравновесный цикл движения ползунов. Перед прессом двойного действия расположена стопа листов, отделитель 1 листов от стопы, загрузчик листов 2, за прессом находится съемник заготовки и кантователь 3, транспортирующее устройство типа I, состоящее из захватных органов в виде двух параллельных реек 4, пересекающих линию, перемещающих устройств 5, люнетов 6 и стационарных реек 7, на которых расположены промежуточные позиции для заготовок.

Перемещающие устройства состоят из механизма перемещения, электропривода постоянного тока и автоматического управляющего устройства с цифровым программным управлением. Люнеты состоят только из механизмов перемещения с при-

водом. Механизмы перемещения включают два зубчато-реечных механизма — один для вертикального перемещения реек, второй — для их горизонтального перемещения.

Транспортирование деталей осуществляется следующим образом: после подъема ползунов всех прессов вверх происходит вертикальное перемещение реек по всей линии на высоту 250 мм, заготовки захватываются рейками снизу на всех позициях штамповки одновременно. Затем происходит горизонтальное перемещение реек и расположенных на них заготовок на шаг 1400 мм; заготовки оказываются точно над следующими позициями. После этого происходит опускание реек, и заготовки оказываются уложенными в штамп и на промежуточные позиции. Далее следует новый цикл штамповки. Расстояние между прессами 7000 мм заготовки преодолевают за пять циклов работы транспортирующего устройства.

На рис. 2 показана конструктивная схема автоматической поточной линии «Серво-фид» с транспортирующим устройством типа II, состоящим из отдельных перемещающих устройств 3, каждое со своими захватными органами в виде параллельных реек и подобных перемещающим устройствам предыдущей линии. На линии имеются такие же загрузчик 1 и съемник с кантователем 2. Преимущество такого варианта состоит в том, что линия становится универсальной и мобильной при переналадке, так как перемещающее устройство легко отодвигается в сторону. Наладка и испытания проще, так как эти процессы могут производиться независимо на каждом устройстве.

В настоящее время на Запорожском автозаводе «Коммунар» спроектирована и изготовлена автоматизированная поточная линия АЛШ-1 для штамповки панелей боковины, крыши и пола автомобиля «Запорожец». Размеры заготовок в плане 1300×3000 мм, масса 25 кг. Траектория транспортирования заготовок между позициями штамповки имеет П-образную форму.

На рис. 3 представлена конструктивная схема линии АЛШ-1, состоящей из одного пресса двойного действия «Иноченти» усилием 1,3 МН и пяти прессов простого действия типа ЗИЛ усилием 0,6 МН. Перед прессом двойного действия находится листоукладчик 1 и смазочно-загрузочное устройство 2 конструкции Запорожского автозавода «Коммунар», за прессом расположены механическая рука с кантователем 3 и транспортирующее устройство, состоящее из люнетов 4, захватных органов в виде двух параллельных реек 5, проходящих через всю линию одного перемещающего устройства 6, и промежуточных опор, размещенных на неподвижных рейках 7.

Перемещающее устройство представляет собой тележку, движущуюся по направляющим на шаг 1865 мм с помощью зубчато-реечного механизма, имеющего гидропривод. На тележке размещены четыре зубчато-реечных механизма вертикального подъема реек на высоту 300 мм с отдельным гидроприводом. Люнеты представляют собой такие же тележки, что и тележки перемещающего устройства, но без приводов. Горизонтальное движение люнетов получают от тяг, соединенных с тележкой перемещающего устройства, вертикальное движение — от тяг, соединенных со штоком гидропривода вертикального перемещения. Тяги проходят через все прессы.

После подъема ползунов всех прессов вверх включаются последовательно на прямой ход гидроприводы вертикального

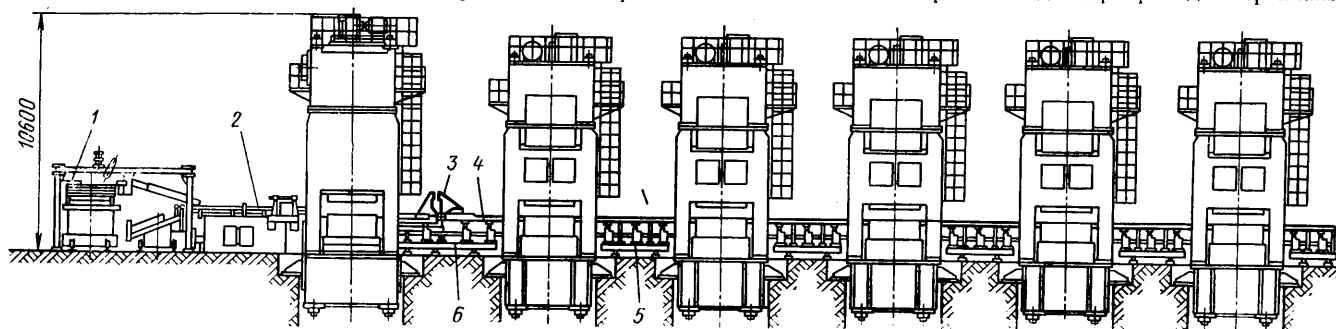


Рис. 1. Схема автоматической поточной линии штамповки «Серво-фид» с транспортирующим устройством типа I

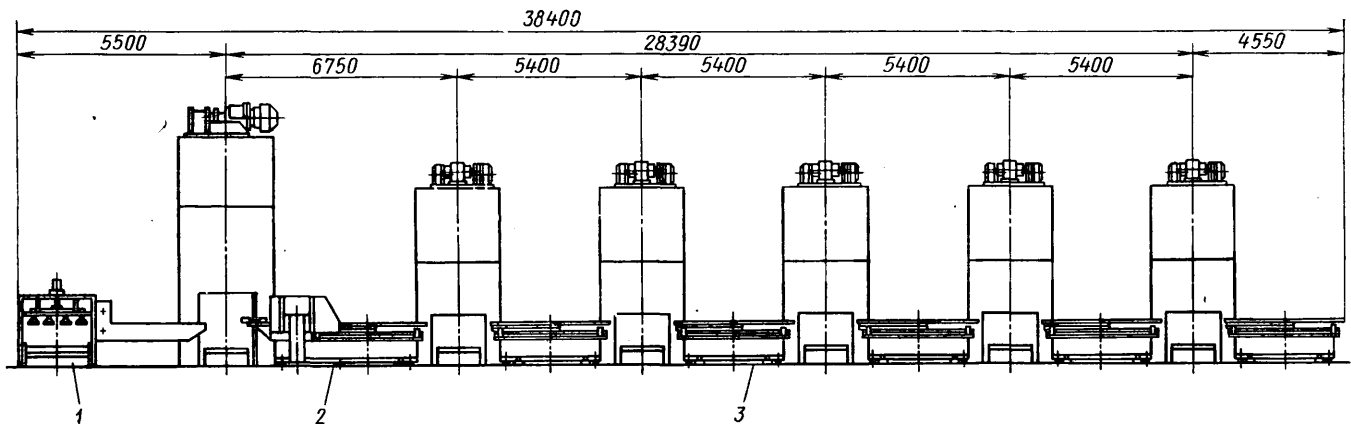


Рис. 2. Схема автоматической поточной линии штамповки «Серво-фид» с транспортирующим устройством типа П

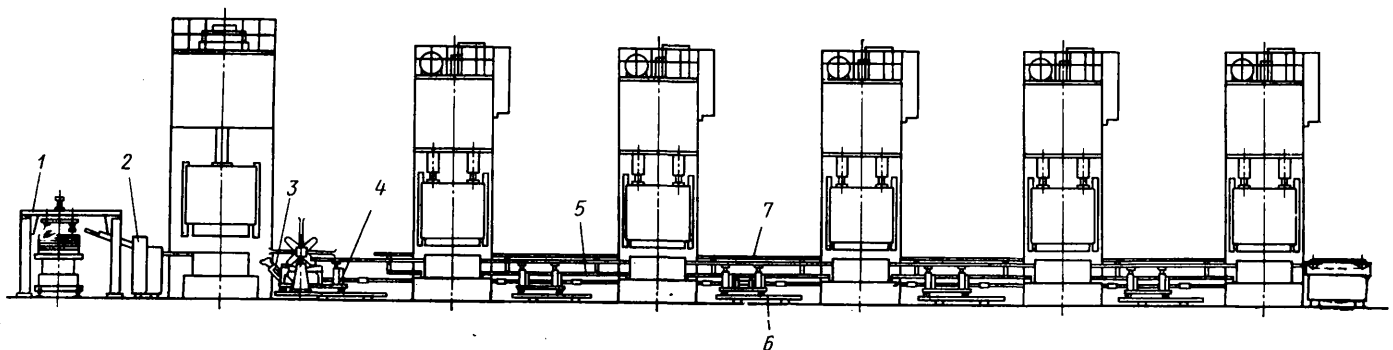


Рис. 3. Схема автоматической поточной линии штамповки типа АЛШ-1

и горизонтального перемещений. В результате этого все заготовки подняты с позиции штамповки и промежуточных опор и перенесены к следующим позициям. Затем включается гидропривод вертикального перемещения на обратный ход, и заготовки оказываются уложенными в штампы и на промежуточные опоры. Прессы включаются на рабочий ход, а гидропривод горизонтального перемещения — на обратный ход.

Фирма Аида (Япония) применила технологию транспортирования на основе П-образной траектории для разработки транспортирующих устройств грейферного типа, связывающих пять — шесть универсальных открытых двухстоечных кривошипных прессов усилием до 0,1 МН. На таких поточных линиях изготавливаются листоштамповочные детали такого же количества типоразмеров, что и при ручном обслуживании.

На основе указанной технологии транспортирования японская фирма Исикава дзима харима ИНИ по заказу Московского автозавода им. И. А. Лихачева изготавливает многопозиционный пресс усилием 2,4 МН для штамповки панелей дверей грузовых автомобилей. Привод грейферных линеек с захватами осуществляется с помощью зубчато-реечного и кулачково-рычажного механизмов от прессы. При транспортировании заготовок линейки подъемных движений не совершают, подъем

заготовок на уровень транспортирования осуществляется маркетными подушками. При смене штампов грейферные линейки поднимаются на высоту 1 м специальным электроприводом.

В области горячей штамповки наиболее успешные решения получены также на основе использования технологии транспортирования по П-образной траектории и подчинения этой технологии расположения, конструкции оборудования и штампов. Фирма Газенклевер (ФРГ) выпускала автоматическую линию штамповки на базе КГШП усилием 3 МН, оснащенного транспортирующим устройством, перемещающим поковки по траектории, приближающейся к П-образной.

В Запорожском машиностроительном институте разработаны автоматические переключатели к обрезающему прессу усилием 0,16 МН и ГКМ усилием 1,2 МН, перемещающие поковки из ручья в ручей по П-образной траектории. Эти несложные устройства позволили автоматизировать трудоемкие операции транспортирования поковок при обрезке заусенцев и штамповке на ГКМ с вертикальным разъемом матриц.

Таким образом, для решения вопросов автоматизации штамповки на кривошипных прессах можно рекомендовать разрабатывать устройства, перемещающие заготовки между позициями штамповки по П-образной траектории.

УДК 621.791.4:539.378:669.295:669.71

Технология приварки титановых экранов к алюминиевому поршню

Канд. техн. наук И. В. БОЛДЫРЕВ, канд. техн. наук А. В. СЕРГЕЕВ, Т. Н. СМЕРНОВА

В РАБОТЕ [1] описаны результаты исследований по защите огневых поверхностей алюминиевых поршней и головок быстроходных дизелей от эрозийного разрушения, которое иногда имеет место при их работе на легком топливе (бензин А-72, А-76, АИ-93).

Экспериментально установлено, что такие мероприятия, как регулирование динамики рабочего процесса на бензине, применение защитных покрытий на поршне и более эрозийно-стойких материалов из числа алюминиевых сплавов, не устраняли появления дефекта.

Существенного увеличения работоспособности поршней удалось достичь при плакировании огневых поверхностей деталей камеры сгорания титановыми сплавами, обладающими высокой кавитационно-эрозийной стойкостью [2].

Поскольку разработанный в этих опытах метод приварки титановых экранов к поршням из алюминиевых сплавов не только позволяет повысить их эрозийную стойкость, но может быть также использован для снижения общей тепловой напряженности поршней форсированных двигателей, технология метода приварки, по-видимому, представляет интерес для специалистов двигателестроения.

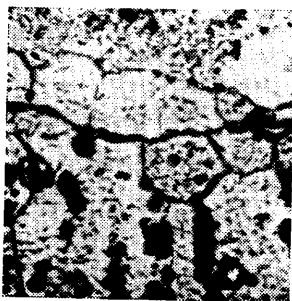


Рис. 1. Зона контакта алюминиевой прокладки со сплавом АК4-1 (X800)

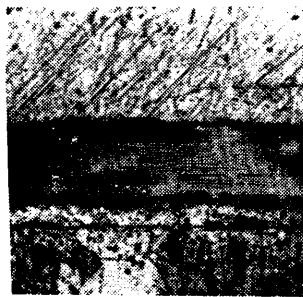


Рис. 2. Образование диффузионных зон в алюминиевой прокладке со стороны сплавов АК4-1 и VT1-0

Приварка высокопрочного экрана к сравнительно слабому и легкоплавкому алюминиевому сплаву выполнялась методом диффузионной сварки [3], позволяющим получать соединения однородных и разнородных материалов при достаточно малых деформациях деталей. Поддержание таких технологических параметров, как температура T , давление сжатия p и время изотермической выдержки τ , позволяет получать при помощи диффузионной сварки надежные соединения трудносвариваемых материалов, например, керамики с металлом, металлов, образующих в определенных температурно-временных условиях хрупкие промежуточные фазы, и др.

Предварительные лабораторные исследования на образцах показали, что для получения достаточно высоких механических характеристик соединения алюминиевых сплавов АК4-1 и АЛ-9 (материалы поршня и головки) с титаном необходимо использовать промежуточную алюминиевую прокладку. Диффузионную сварку на образцах проводили в два этапа: сначала соединяли пластину из титанового сплава VT1-0 (или VT6С) с алюминиевой фольгой (алюминий А5, толщина 0,15 мм) при температуре 600°C, а затем сваривали ее с алюминиевым сплавом. Соединение материалов осуществляли на установке СДВУ-50 для диффузионной сварки в вакууме. Очистку поверхности заготовок на АК4-1 перед сваркой производили чистовым точением, поверхность алюминия зачищали металлической щеткой.

Оптимальный режим диффузионной сварки АК4-1 с титановым сплавом определяли на образцах методом математического планирования многофакторного эксперимента. В качестве параметров (факторов), определяющих прочность соединения σ_b , были приняты температура T , удельное давление p и время изотермического сжатия τ . Для каждого исследуемого фактора был выбран нулевой уровень $T_0 = 540^\circ\text{C}$, $p_0 = 4,8 \text{ МПа}$, $\tau_0 = 5 \text{ мин}$ и интервалы варьирования: $\lambda_T = 20^\circ\text{C}$, $\lambda_p = 0,6 \text{ МПа}$, $\lambda_\tau = 3 \text{ мин}$.

Уравнение регрессии имело вид

$$\sigma_b = \sigma_{ov} + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_{12} x_1 x_2 + a_{13} x_1 x_3 + a_{23} x_2 x_3 + a_{123} x_1 x_2 x_3,$$

где $x_1 = (T - T_0)/\lambda_T$; $x_2 = (p - p_0)/\lambda_p$; $x_3 = (\tau - \tau_0)/\lambda_\tau$

— нормированные факторы влияния на прочность соединения соответственно температуры, давления и времени изотермической выдержки в процессе сварки; a_i — коэффициенты уравнения.

По результатам эксперимента были подсчитаны коэффициенты регрессии, определяющие действие каждого фактора, их двойные и тройные взаимодействия. Полученное уравнение регрессии имело вид

$$\sigma_b = 11,56 + 4,19 x_1 - 0,01 x_2 + 1,56 x_3 - 0,14 x_1 x_2 - 2,81 x_1 x_3 + 0,64 x_2 x_3 + 0,11 x_1 x_2 x_3.$$

Из этого уравнения видно, что наибольшее влияние на прочность соединения оказывает температура сварки T (фактор x_1). Коэффициент при x_2 оказался практически равным нулю, хотя в общем случае это могло быть связано с тем, что выбранный интервал варьирования давлением сварки был невелик. Однако более детальный анализ показал, что в рассматриваемом случае выбранное значение удельного давления $p = 4,8 \text{ МПа}$ оказалось близким к оптимальному. Из обследованных факторов наиболее значительными оказались первый T и третий τ факторы.

Проведенные металлографические исследования зоны сварки показали, что соединения, полученные во всем диапазоне исследованных температур, металлографически монолитны. Место контакта алюминиевой прокладки со сплавами алюминия и титана выявляется на шлифах в виде прямой линии,

ориентированной вдоль первоначальной плоскости раздела и соизмеримой с размерами зерен. В некоторых случаях в зависимости от термомеханических параметров сварки вдоль раздела в сплаве АК4-1 наблюдалась кайма мелких зерен (рис. 1). Их происхождение можно объяснить тем, что накопленная пластическая деформация граничных объемов сплава АК4-1 оказалась достаточной для их рекристаллизации.

Характерным для всех исследованных образцов был заметный массообмен в контакте материалов, образование диффузионных зон в алюминиевой прокладке со стороны сплавов АК4-1 и VT1-0. Диффузионные зоны хорошо видны на рис. 2, где представлена микроструктура образца, в средней части которого расположен титан VT1-0; далее по обе стороны от него алюминиевые прокладки и сплав АК4-1.

При исследовании поверхности разрушения образцов, сваренных при температурах $T = 510 \div 560^\circ\text{C}$, под микроскопом SM-XX были установлены три варианта разрушения в зависимости от степени упрочнения алюминиевой прокладки элементами, диффундирующими в него из сплава титана и АК4-1. Если сварка проводилась при $T = 510 \div 520^\circ\text{C}$, то разрушение образца происходило по алюминиевой прослойке ($\sigma_b = 80 \div 100 \text{ МПа}$), если при $T = 540^\circ\text{C}$, то по поверхности контакта АК4-1—Al ($\sigma_b > 130 \text{ МПа}$), если при $T = 560^\circ\text{C}$, то разрушение происходило по поверхности контакта частично АК4-1—Al, частично Ti—Al.

Микрорентгеноспектральный анализ зон соединений Ti—Al—АК4-1, полученных при различных режимах ведения процесса сварки, показал, что концентрации диффундирующих элементов в прокладке алюминия и приконтактных зонах сплавов АК4-1 и VT1-0 различны (рис. 3). Наибольшей диффузионной способностью обладает магний, входящий в состав сплава АК4-1; он проникает на всю толщину алюминиевой прокладки, упрочняя ее. Известно, что повышение содержания магния в алюминии до 1,4—1,6% увеличивает прочность фольги до $\sigma_b = 200 \div 240 \text{ МПа}$; повышение содержания меди также приводит к упрочнению промежуточной прокладки. Наличие широкой диффузионной зоны с плавно меняющимся химическим составом и механическими характеристиками способствует более благоприятному протеканию релаксационных процессов в соединении титана с алюминиево-магниевым сплавом.

Известно, что излишне длительное протекание диффузионных процессов на границе Ti—Al может привести к ухудшению эксплуатационных характеристик соединения, к его охрупчиванию. Последнее является результатом появления промежуточных фаз с высокой твердостью и соответственно низкой пластичностью, образования в контакте этих материалов интерметаллида Al_3Ti . Лабораторные исследования показали, что в системе титан—алюминий в условиях температурно-временных режимов диффузионной сварки зона интерметаллида при увеличении на оптическом микроскопе (X1500) не наблюдается.

Ухудшение механических свойств соединения может быть связано с длительной сквозной диффузией магния через прокладку алюминия к поверхности титана и взаимодействием с ним с выделением тепла, что в свою очередь ускоряет образование новой фазы. Таким образом, при определенных условиях ведения процесса диффузионной сварки в сварном соединении идет реактивная диффузия, которая сопровождается некоторым уменьшением прочности соединения, в результате чего разрушение образцов будет происходить преимущественно по контакту Al—Ti.

Проведенные электронные фратографические исследования поверхности разрушения образцов после испытаний на отрыв при растяжении подтверждают изложенный выше механизм взаимодействия материалов в контакте. Установлено, что разрушение может носить как межкристаллитный, так и внутрикристаллитный характер в зависимости от полноты протекания реактивной диффузии.

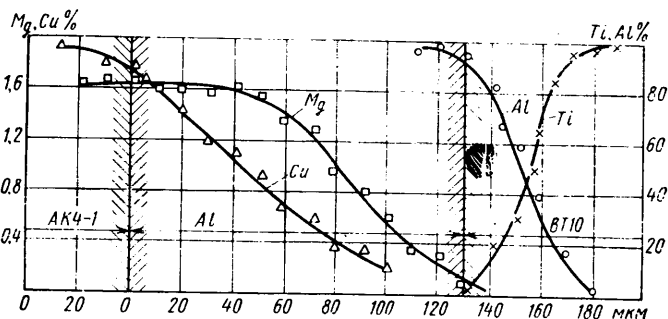


Рис. 3. Концентрация диффундирующих элементов в прокладке алюминия и приконтактных зонах сплавов АК4-1 и VT1-0

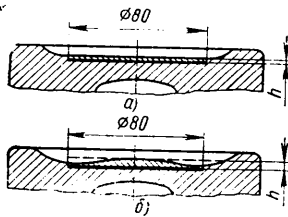


Рис. 4. Конструкция опытных поршней с плоским экраном (а) и серийной камерой в поршне (б)

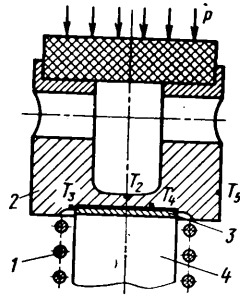


Рис. 5. Схема процесса приварки защитного экрана к поршню

В связи с тем, что в процессе эксплуатации поршень нагревается до температуры 300—400°C, для определения ресурса безопасной работы плакированного поршня часть образцов подвергали отжигам при температуре 400°C в течение 200, 300, 400 и 500 ч. Как показали последующие лабораторные испытания, прочность σ_b образцов, прошедших отжиг, оказалась практически равной прочности исходных образцов. Металлографическими исследованиями не обнаружено видимых изменений зоны соединения материалов.

С учетом результатов доводки на образцах была разработана технология диффузионной сварки при плакировании днища поршня из сплава АК4-1 пластинами из титановых сплавов ВТ1-0 и ВТ6С.

Поскольку эрозионному разрушению подвергалась, как правило, лишь центральная часть днища, то экран был сконструирован, исходя из условия наименьшего изменения массы поршня, и его диаметр составлял 0,5—0,6 диаметра поршня. Толщина привариваемой титановой пластины-экрана варьировалась от 0,15 (фольга) до 5 мм (рис. 4). В последнем случае после процесса сварки экран обрабатывался (точение и полирование) для образования серийной камеры в поршне (рис. 4,б).

Биметаллическая пластина-экран, состоящая из титанового

сплава и алюминиевой прослойки, сваривалась диффузионным методом при температуре 600°C, удельном давлении $p = 15$ МПа и времени изотермической выдержки $\tau = 3$ мин. При серийном производстве такая пластина может быть изготовлена методом прокатки или алитирования.

Процесс приварки экрана к поршню осуществлялся следующим образом. Экран 3 устанавливали на поршень 2 (или запрессовывали в проточку в поршне) и помещали на графитовую подставку в вакуумной камере типа СДВУ-50 (рис. 5). Камера вакуумировалась до разрежения 13—2,6 мПа. Подставка 4 нагревалась индуктором 1 до температуры $T_1 = 620^\circ\text{C}$. Нагрев зоны соединения экрана с поршнем осуществлялся теплопередачей от подставки. При достижении поршнем температуры $T_2 = 520^\circ\text{C}$ соединение нагружали удельным давлением $p = 5$ МПа и выдерживали в течение $\tau = 5$ мин. При этом, как показало термометрирование, в зоне сварки поршень прогревался до температуры $T_4 \approx T_3 \approx 540^\circ\text{C}$, а в зоне первого поршневого кольца $T_5 \approx 510^\circ\text{C}$.

Опытные поршни прошли натурные испытания на одноцилиндровом двигателе на бензине А-72 при его работе на утяжеленном режиме ускоренных сравнительных испытаний [1], на котором серийные поршни разрушались за 3—5 ч. Поршни с титановыми экранами успешно работали в течение 15—30 ч, отслоений экрана и его эрозионного разрушения замечено не было.

Таким образом, в результате лабораторных исследований образцов и натурных испытаний опытных поршней на двигателе установлены оптимальные режимы ведения процесса приварки титанового экрана к поршню из алюминиевого сплава АК4-1, а также определена степень влияния различных технологических факторов на качество сварного соединения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болдырев И. В., Сергеев А. В., Смирнова Т. Н. Эрозионное разрушение поршней и головок дизеля при работе на бензине и способ их защиты. — Автомобильная промышленность, 1978, № 6, с. 16—18.
2. Пирсон И. Кавитация. М.: Мир, 1975. 90 с.
3. Казаков Н. Ф. Диффузионная сварка материалов. М.: Машиностроение, 1976. 360 с.

УДК 621.992.4.06:621.924.6

Новые высокопроизводительные способы вырезания зубьев на метчиках

Канд. техн. наук Б. И. ПИКАЛОВ, В. В. ПРОТОПОПОВ

Тольяттинский политехнический институт

МЕТЧИКИ применяются для нарезания внутренних резьб мелких и средних размеров в деталях из различных конструкционных материалов. Особенностью работы метчиков является одновременное выполнение черного прохода для снятия основного припуска и окончательного (чистового) формирования резьбы заданных размеров, степени точности, шероховатости поверхности.

Высокое качество и эффективность изготовления деталей с внутренней резьбой обеспечивают метчики с шахматным расположением зубьев. Они наиболее эффективны не только при изготовлении деталей из труднообрабатываемых нержавеющей, жаропрочных и титановых сплавов, но и при нарезании резьб повышенной точности в обычных конструкционных сталях, алюминиевых и др. сплавах.

Однако вырезание зубьев через шаг (или в шахматном порядке), выполняемое, как правило, одноточным шлифовальным кругом после окончательного изготовления инструмента, увеличивает трудоемкость резьбошлифовальных операций почти в 2 раза.

Совершенствование процесса вырезания зубьев на метчиках (резьбовых фрезах, накатных роликах) необходимо с целью снижения трудоемкости операции, увеличения стойкости инструмента и получения резьбовых деталей высокого качества.

Основную массу метчиков (более 68%) многие заводы, выпускающие изделия из жаропрочных, титановых и др. сплавов, изготавливают в своих инструментальных цехах [1, 2, 3].

На Волжском автозаводе им. 50-летия СССР (ВАЗе) в год потребляется более 10 тыс. метчиков с шахматным расположением зубьев для изготовления наиболее точных (4 Н и 6 Н), высоконагруженных и ответственных резьбовых соединений, обеспечивающих высокое качество, надежность и

долговечность работы узлов и агрегатов. Метчики применяются для изготовления резьб М5—М30 в глухих и сквозных отверстиях в деталях из модифицированных алюминиевых сплавов типа АК6М2, АК12М2 и сталей типа АС11 и 08КП.

Снятие части зубьев с калибрующей части метчика обеспечивает хорошее ориентирование оси инструмента относительно оси отверстия; надежное направление в процессе резьбообразования без перекоса осей детали и инструмента; стабильное направление метчика при прямом ходе нарезания и вывертывании его из резьбового гнезда. Эти факторы выдерживаются при использовании специальных резьбонарезных патронов с осевой и радиальной компенсацией.

Метчики с шахматным расположением зубьев позволяют более чем на 40% уменьшить контакт задних поверхностей зубьев с обрабатываемой поверхностью витков резьбы детали, уменьшить силы трения, суммарную силу резания, величину закрутки метчика под действием этой силы и, как следствие, самозаклинивание инструмента с последующим его разрушением и выводом в брак детали [2, 3]. Стандартные метчики при работе в жаропрочных и титановых сплавах воспринимают повышенные силы трения и резания, что вызывает увеличенную закрутку (до 3°) их рабочей части и самозаклинивание в резьбе детали. В этих случаях резко снижается коэффициент запаса прочности.

Уменьшение контакта зубьев метчика и детали способствует снижению температуры в зоне резания, интенсивности адгезионных и диффузионных процессов, размерных деформаций, элементарного контакта, налипания материала детали на задние поверхности инструмента, величины «разбивки» резьбы по среднему диаметру [4].

Вырезанные зубья метчика образуют свободное пространство по виткам резьбы детали, что обеспечивает их деформи-

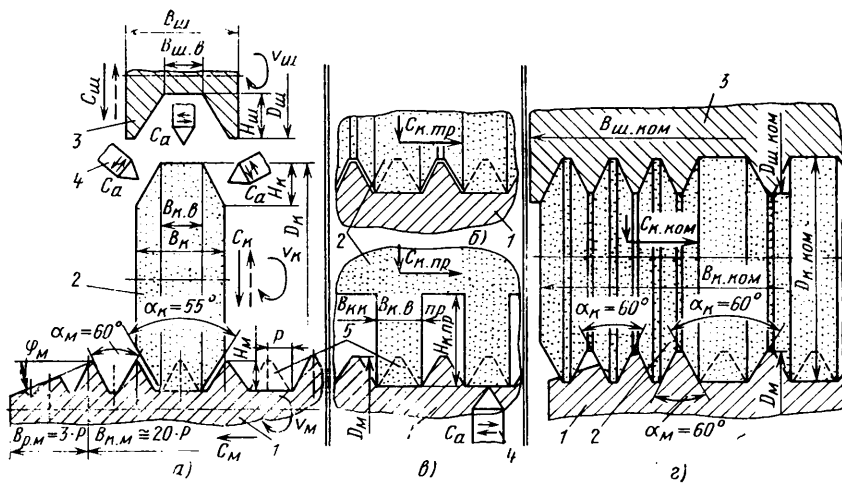


Рис. 1. Схемы способов вырезания зубьев на метчике и правки шлифовальных кругов:

1 — метчик; 2 — круг; 3 — шарошка; 4 — алмазный карандаш; 5 — вырезанные зубья; а — вырезание однониточным кругом; в — вырезание многониточным кругом с прямым профилем; г — шлифование и вырезание зубьев многониточным кругом с комбинированным профилем

рование под действием сил резания. Это дополнительно уменьшает силы трения, затирание и заклинивание метчика, процесс резобообразования происходит более стабильно и с меньшим налипанием материала детали на задние поверхности зубьев инструмента.

Образование свободного пространства по виткам сформированной резьбы в детали шахматным метчиком способствует свободному проникновению СОЖ в зону резания и к поверхностям контакта детали и инструмента, что улучшает процесс резобообразования, снижает температуру в зоне резания, уменьшает температурные деформации элементов контакта и в целом детали и метчика. Повышается стойкость метчиков, появляется возможность повышения режимов резания и производительности, улучшается качество поверхности резьбы детали и точность размеров. Широкое применение шахматных метчиков позволяет получать резьбы высокого качества.

На рис. 1 показаны схемы способов вырезания зубьев на резбообразующих инструментах (метчиках, фрезах, роликах, круглых гребенках и т. п.) при движении системы метчик—круг, круг—заправочный инструмент. При этом используются следующие обозначения: P — шаг резьбы; H_m — высота профиля резьбы зуба метчика, условно принятая равной $0,6 P$; $D_m, D_k, D_{ш}, D_{a.k}$ — соответственно диаметр метчика, шлифовального круга, шарошки, алмазного карандаша; $V_m, V_k, V_{ш}$ — соответственно ширина (длина) метчика, шлифовального круга, шарошки; $V_{m.v}, V_{k.v}, V_{ш.v}$ — соответственно ширина на вершине профиля метчика, шлифовального круга, шарошки; $H_m, H_k, H_{ш}$ — соответственно высота профиля метчика, шлифовального круга, шарошки; $v_m, v_k, v_{ш}$ — скорость вращения метчика, шлифовального круга, шарошки; $C_m, C_k, C_{ш}, C_a$ — подача метчика, шлифовального круга, шарошки, алмазного карандаша; $\alpha_m, \alpha_k, \alpha_{ш}, \alpha_a$ — угол профиля метчика, шлифовального круга, шарошки, алмазного карандаша.

На ВАЗе метчики изготавливаются из сталей Р6М5 или Р18Ф, для которых отработаны процессы вырезания зубьев с повышенной производительностью и стойкостью кругов Т

между их правками алмазными карандашами или профильными однониточными и многониточными накатными роликами (шарошками). На ВАЗе вырезание зубьев у метчиков и резбовых фрез велось однониточным кругом (рис. 1, а), что являлось трудоемкой операцией. Например, на рабочей части трехперого метчика М10Х1,25 с длиной калибрующей части, равной двум диаметрам, подлежало удалению более 28 зубьев, которые можно срезать в несколько проходов. Стойкость профиля однониточного шлифовального круга между правками на ВАЗе исчислялась четырьмя — шестью метчиками в зависимости от режимов работы и характеристики абразивного материала [5]. Шлифовальный круг после износа заправляется, как правило, алмазным карандашом, совершающим возвратно-поступательные движения по сторонам профиля и вершине круга с подачей C_a (рис. 1, а). Более производительно заправку шлифовального круга осуществлять твердосплавным или алмазным профильным роликом (шарошкой). Процесс заправки роликами значительно интенсифицируется с использованием электрохимического эффекта в зоне ролик—круг. Время одной правки алмазным карандашом составляет 3—6 мин. В процессе вырезания зубьев метчик совершает вращательное движение со скоростью v_m и поступательное вдоль оси с подачей C_m . Шлифовальный круг вращается со скоростью v_k и совершает возвратно-поступательное движение с подачей C_k . Профиль шлифовального круга имеет угол $\alpha_k \approx 55^\circ$ и ширину площадки при вершине в пределах шага резьбы P (рис. 1, а).

В табл. 1 приведены результаты исследования широко применяемых в производстве абразивных кругов и изготовленных из эльбора (табл. 1 и 2).

Для определения эффективности новых способов вырезания зубьев на метчиках в табл. 2 приведены основные показатели различных методов процесса резбошлифования и получения инструментов с шахматным расположением зубьев.

Из табл. 1 видно, что трудоемкость операции резбошлифования с применением абразивных кругов составляет 28,4%, а круга из эльбора 22% от общей трудоемкости изготовления метчика. Операция вырезания зубьев метчика абразивными кругами увеличивает трудоемкость резбошлифовальных работ на 89,5%, а при использовании кругов из эльбора на 83,9%.

При однониточном шлифовании резьбы на метчике круг из эльбора позволяет снизить время обработки на 4,1 мин, что составляет ~30% по сравнению с абразивным инструментом. Однако операция остается весьма трудоемкой и сложной, сдерживающей расширение применения в производстве прогрессивной конструкции метчиков.

Таблица 1

Операция и вид круга	Трудоемкость операции в мин		Вид правки	Время правки в мин		Стойкость метчиков в шт.		Трудоемкость изготовления одного метчика в мин, %			
	абразив	эльбор		абразив	эльбор	абразив	эльбор	общая		резбошлифования, нарезания	
								абразив	эльбор	абразив	эльбор
Резбошлифование; однониточный	14,3	10,2	Алмазный карандаш	3—6	3—6	4—6	20—24	50,4	46,3	14,3	10,2
Вырезание; однониточный	12,8	8,5	То же	3—6	3—6	5—6	40—50	63,2	56,5	27,1	18,7
Вырезание; многониточный трапециевидный	5,6	4,1	Накатная шарошка	28—38	28—38	40—55	250—280	56	50,4	19,9	14,3
Вырезание; многониточный прямоугольный	2,5	1,4	Накатная шарошка+алмазный карандаш	30—41	30—41	480—600	3900—5500	52,9	47,7	16,8	11,6
Резбошлифование; многониточный	6,5	4,8	Накатная шарошка	25—28	25—28	35—50	200—250	42,6	34,9	6,5	4,8
Вырезание; многониточный трапециевидный	5,6	4,1	То же	28—38	28—38	40—50	250—280	48,2	39	12,1	8,9
Вырезание; многониточный, прямоугольный	2,5	1,4	»	30—41	30—41	480—600	3900—5500	45,1	36,3	9,0	6,2
Совмещение: резбошлифование и вырезание; со специальным профилем многониточный	7,1	5,5	Накатная специальная шарошка	25—28	25—28	35—50	200—250	43,2	41,6	7,1	5,5

Операция и вид круга	Размеры круга и шарошки в мм				Скорость	Материал метчика	Стойкость кругов в шт.				
	Диаметр	Ширина		Высота профиля			Угол профиля	25А8, С2К	25А6, С1К	25А8, С1К	ЛО4С1, К5
		общая	вершины								
Вырезание; много- ниточный трапецеи- дальный (рис. 1,б)	$D_k = 275 \div 400;$ $D_{ш} = 85;$ $D_M = 10$	$B_k = 21P;$ $B_{ш} = 22P$	$B_{кв} =$ $B_{шв} = P$	$H_k = H_{ш} =$ $= 1,2 H_M,$ не менее	$\alpha_M = 60^\circ;$ $\alpha_k = \alpha_{ш} = 55^\circ$	$v_{кр} = 43,5$ м/с; $v_M = 0,96$ м/мин; $v_{ш} = 78$ м/мин	Р18Ф Р6М5	110	100	125	950
								95	90	100	900
Вырезание; много- ниточный прямо- угольный (рис. 1,а)	$D_k = 350 \div 400;$ $D_{ш} = 85;$ $D_M = 10;$ $D_a = 10$	$B_k = B_{кв} +$ $+ 2P;$ $B_{ш} = B_k +$ $+ 2P$	$B_{кв} =$ $B_{шв} = P$	$H_k = H_{ш} =$ $= 4 \div 5 H_M,$ не менее	$\alpha_M = 60^\circ;$ $\alpha_k = \alpha_{ш} = 180^\circ$ (прямой про- филь)	$v_{кр} = 46,5$ м/с; $v_M = 0,96$ м/мин; $v_{ш} = 78,0$ м/мин	Р18Ф Р6М5	350	300	450	3200
								250	230	300	2800
Совмещение: резбо- шлифование и выре- зание; многониточ- ный со специальным профилем (рис. 1,в)	$D_k = 350;$ $D_{ш} = 85;$ $D_M = 10$	$B_k = B_{кв} =$ $= B_{рм} + 2P;$ $B_{ш} =$ $= B_k + 2P$	$B_{кв} =$ $B_{шв} = P$	$H_k = H_{ш} =$ $= 1,2 H_M$	$\alpha_M = 60^\circ;$ $\alpha_k = \alpha_{ш} = 55^\circ$ $\alpha_{к.з} = \alpha_{ш.з} =$ $= 60^\circ$	$v_{кр} = 43,5$ м/с; $v_M = 0,96$ м/мин; $v_{ш} = 78$ м/мин	Р18Ф Р6М5	95	80	115	850
								80	75	85	820
Вырезание; односто- ничный (рис. 1,а)	$D_{ш} = 85;$ $D_M = 10;$ $D_a = 10$	$B_{кв} = 2P,$ не менее, $B_{ш} = 4P$ и более	$B_{кв} =$ $= B_{кш} = P$	$H_k = H_{ш} =$ $= 1,2 H_M,$ не менее	$\alpha_M = 60^\circ;$ $\alpha_k = \alpha_{ш} = 55^\circ$	$v_{кр} = 40$ м/с; $v_M = 0,96$ м/мин; $v_{ш} = 78$ м/мин	Р18Ф Р6М5	2	4	3	24
								1	3	2	20

Снижение трудоемкости изготовления метчиков получено благодаря внедрению вырезания зубьев многониточным кругом трапецеидального профиля с подбором оптимальных характеристик шлифовальных кругов, режимов резания и накатывания рабочей части кругов профильной шарошкой.

Применение многониточного абразивного круга при вырезании зубьев уменьшило трудоемкость на 11,4%, а кругом из эльбора на 20,3%.

Новая форма шлифовального многониточного круга для вырезания зубьев метчика и накатной шарошки для правки показана на рис. 1,в.

К особенностям многониточного шлифовального круга с прямоугольным профилем по сравнению с трапецеидальным (или резбовым) относится упрощенная прямоугольная форма рабочей части; при этом не требуется выдерживать с высокой точностью профиль рабочей части; высота гребешков круга с прямоугольным профилем после накатывания шарошкой в несколько раз больше высоты профиля витков резьбы метчика H_M и круга с трапецеидальным профилем, т. е. $H_{к.пр} = (4 \div 5) H_M$, где $H_M = 0,6 P$.

Увеличенная высота гребешков рабочей части шлифовального круга, получаемая накатной шарошкой, позволяет производить многократную правку изношенных поверхностей круга только по наружному диаметру алмазным карандашом (рис. 1,в). Последняя операция очень производительна, так как периметр поверхности правки круга по сравнению с трапецеидальным (резбовым) профилем в несколько раз меньше и не требует высокой точности исполнения.

Между правками круга по прямоугольному профилю шарошкой (при наличии гребешков увеличенных размеров рабочей части круга) происходит восстановление его более десяти раз. Время одной правки алмазным карандашом составляет 0,5—0,8 мин при режимах: частота вращения круга 2540 об/мин, поперечная подача карандаша 0,05—0,15 мм/ход, его продольная подача 0,8—0,15 мм/мин. Ширина кругов стандартная 12—20 мм.

Время одной правки по всему профилю абразивного круга составляет: алмазом односточного 3—6 мин; шарошкой многониточного с трапецеидальным профилем 28—38 мин; шарошкой и алмазом многониточного с прямоугольным профилем 30—40 мин.

Стойкость абразивных кругов между правками по всему профилю составляет соответственно перечисленным выше

кругам: 4—6; 40—50; 480—600 метчиков. Режимы правки приведены в табл. 2.

Проведенные исследования по вырезанию зубьев метчиков из стали Р6М5 многониточным кругом из эльбора ЛО4С1К5 (100%-ной концентрации) с прямоугольным профилем рабочей части показали, что общая стойкость между правками шарошкой составила 2950 метчиков. Это в 3,8 раза больше, чем многониточным кругом с трапецеидальным профилем (табл. 2, рис. 1, а—в).

Общая трудоемкость изготовления метчика с применением усовершенствованного метода вырезания зубьев уменьшилась на 28,6% по сравнению с трудоемкостью обработки односточным абразивным кругом и на 42,6% кругом из эльбора. Значительно сокращена трудоемкость вырезания зубьев в объеме всего резбошлифования: абразивным кругом на 66,8%, кругом из эльбора на 77,2%.

Теоретически стойкость T многониточного круга с прямоугольным профилем по всему контуру можно определить по формуле

$$T = m \frac{H_{к.пр} - H_M}{a}$$

где m — стойкость абразивного круга между правками алмазным карандашом ($m = 30 \div 50$ метчиков);

$H_{к.пр}$ — высота гребешков прямого профиля круга; $H_{к.пр} = (4 \div 5) H_M$;

H_M — высота профиля резьбы зуба метчика; $H_M = 0,6 P$;

a — толщина слоя, снимаемая за одну правку алмазным кругом.

Общая стойкость (в шт.) для метчика М8×1,25

$$T_{\min} = 30 \frac{4 H_M - H_M}{0,15} = \frac{30 \cdot 3 \cdot 0,6 \cdot 1,25}{0,15} = 450;$$

$$T_{\max} = 50 \frac{5 H_M - H_M}{0,1} = \frac{50 \cdot 4 \cdot 0,6 \cdot 1,25}{0,1} = 1500.$$

Внедрение нового метода на ВАЗе показало возможность повышения режимов вырезания зубьев на метчиках. Процесс шлифования осуществляется кругом с прерывистой поверхностью, что приводит к улучшению подвода СОЖ в зону резания, более свободному удалению стружки и отходов абра-

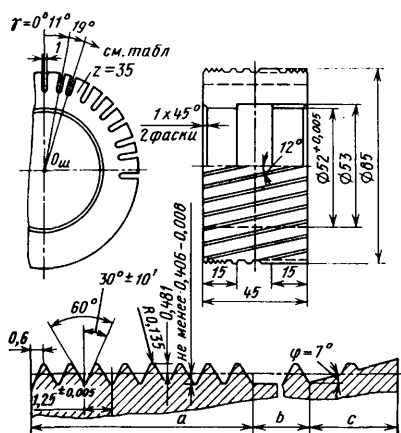


Рис. 2. Накатная шарошка с комбинированным профилем

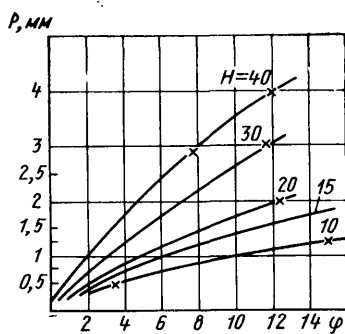


Рис. 3. Зависимость угла заборного конуса φ от шага резьбы P и ширины круга H

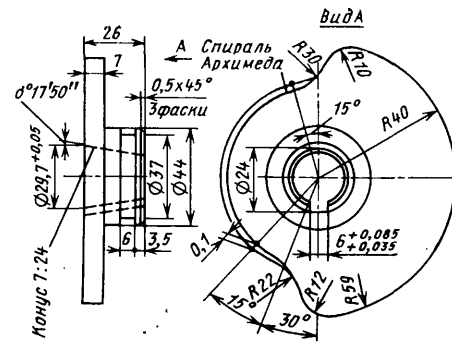


Рис. 4. Кулачок для обработки шахматных метчиков

звивного круга, создаются благоприятные условия, близкие к условиям процесса свободного резания.

Проведенные исследования и внедрение нового способа вырезания зубьев шахматных метчиков (рис. 1, в) позволили определить путь дальнейшего совершенствования технологического процесса резьбошлифования, который заключается в совмещении двух операций — шлифования резьбы и вырезания зубьев. В связи с этим на ВАЗе были спроектированы специальная резьбонакатная многониточная шарошка с комбинированным рабочим профилем (рис. 2) и специальный кулачок к станку «Рейсхауер».

Шарошка изготовлена для правки метчика M10×1,25 из быстрорежущей стали P6M5 твердостью HRC 54—56, с наклонными под углом 12° неравномерно расположенными по окружности пазами (шаг пазов 8—13°). Рабочая часть шарошки имеет три участка: а — с обычной резьбой; б — с вырезанной резьбой через виток; в — заборную часть.

Участок а (рис. 2) с полной резьбой формирует профиль зубьев на заборном конусе и двух—трех витках в начале заборного конуса (см. рис. 1, г). Участок б одновременно вырезает зубья на калибрующей части метчика и шлифует профиль на оставшихся. Наиболее нагруженным в работе участком является участок с заборного конуса, который необходимо выбирать оптимальным в зависимости от шага резьбы и ширины круга. Значения угла γ для каждого паза приведены ниже.

№ паза	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Угол γ	11	19	31	41	49	60	73	82	94	102	113	121	134	144	156	165	176
№ паза	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
Угол γ	184	194	207	215	227	238	247	259	267	277	286	299	310	318	330	341	350

Внедрение совмещенного метода изготовления шахматных метчиков позволило установить зависимость угла заборного конуса (рис. 3).

Кулачок (рис. 4), изготовленный из стали ШХ15 твердостью HRC 58—62, при работе обеспечивает движение шлифовального круга для одновременного осуществления шлифования профиля резьбы зубьев заборного конуса и вырезание зубьев

на калибрующей части метчика. Одновременно со шлифованьем резьбы производится затывание оставшихся зубьев метчика по всему контуру профиля по спирали Архимеда.

Этот процесс мало чем отличается от приведенного выше (см. рис. 1, в, табл. 1, 2), но при совмещении шлифования профиля и вырезания зубьев значительно сокращается трудоемкость изготовления шахматного метчика. Общая трудоемкость изготовления шахматного метчика снижается на 31,6% по сравнению с трудоемкостью изготовления при помощи однониточного абразивного круга и на 34,2% из эльбора.

Трудоемкость операции резьбообразования по новому методу уменьшается при использовании абразивных кругов на 73,8%, эльбора — на 78,7%. На каждом шахматном метчике снижено машинное время резьбообразования на 8,8 мин (M8×1,25), что в условиях инструментального производства ВАЗа составило экономию в год 1,5 тыс. н.-ч.

Данный метод не требует переналадки станка с переходом от операции резьбошлифования метчика к операции вырезания зубьев, при этом не сбивается базирование метчика при совмещении операций, точность изготовления не ухудшается, расход шлифовальных кругов уменьшается почти в 2 раза, сокращается брак метчиков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пикалов Б. И., Сарычев И. Г. Метчики в зарубежной практике. Сб.: Совершенствование технологических процессов и инструментов в машиностроении. Под ред. А. Н. Резникова. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1970, с. 80—90.
2. Пикалов Б. И. Конструирование режущих инструментов для обработки жаропрочных и титановых сплавов. Сб.: Новое в резании металлов и пластмасс. Под ред. А. Н. Резникова. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1963, с. 5—23.
3. Пикалов Б. И. Особенности конструкции и методика расчета метчиков. Сб.: Эффективные режущие и мерительные инструменты. Под ред. А. Н. Резникова. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1966, с. 114—120.
4. Матвеев В. В. Нарезание точных резьб. М.: Машиностроение, 1968.
5. Пикалов Б. И., Протопопов В. В. Вырезка зубьев на метчиках многониточными шлифовальными кругами. — Станки и инструмент, № 6, 1976, с. 20—21.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ОФИЦИАЛЬНОГО УТВЕРЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО ТИПУ КОНСТРУКЦИИ

УДК 351.81:656.13.08

ПЕРВЫЕ международные предписания (Правила ООН) по безопасности конструкции транспортных средств были разработаны и приняты в четырех европейских странах — Нидерландах, ФРГ, Франции и Италии в период, когда не существовало необходимых юридических документов для обеспечения взаимного признания объектов автомобильного производства одних

стран на территории других. В Женеве 20 марта 1958 г. было подписано «Соглашение о принятии единообразных условий официального утверждения и о взаимном признании официального утверждения предметов оборудования и частей механических транспортных средств».

В настоящее время, кроме двадцати европейских стран-участниц этого со-

глашения, Австралия, Канада и Япония вводят Правила ООН по конструкции транспортных средств в одностороннем порядке. В нашей стране осуществляется разработка и утверждение государственных и отраслевых стандартов автомобилестроения, а официальные утверждения транспортных средств на соответствие действующим Правилам ООН осуществляются, как правило, во

Франции (Правила ООН № 1, 3, 9—18, 23, 25, 28, 36, 38, 39), Венгрии (Правила ООН № 2, 4, 6, 7, 23, 27) и Чехословакии (Правила ООН № 5, 8, 19—21, 24, 26, 30, 32, 33) и служат необходимым условием экспорта отечественной автомобильной техники. Массовые модели советских легковых автомобилей «Москвич» моделей 2137, 2138, 2140; ВАЗ моделей 2101, 2102, 2103, 2106; «Запорожец» моделей 968А, 968М имеют знаки официального утверждения на соответствие действующим Правилам ООН, относящимся как к безопасности конструкции, так и защите окружающей среды (уровень радиопомех и шума, токсичность автомобилей с карбюраторными двигателями и с непосредственным впрыском топлива, дымность дизелей). Устройства освещения и световой сигнализации большинства выпускаемых моделей грузовых автомобилей и автобусов, пройдя предварительные испытания в нашей стране, также получили знаки официального утверждения на соответствие Правилам ООН № 1—4, 6, 7.

Однако необходимость дальнейшего официального утверждения транспортных средств¹ на соответствие всем Правилам ООН и официального переутверждения их, прежде всего в отношении выполнения Правил ООН № 9, 13—18, 30 с учетом принятых поправок, ставит перед всеми фирмами-изготовителями автомобилей новые административно-технические проблемы, связанные с получением клейма официального утверждения, необходимой модернизацией уже утвержденных транспортных средств и предметов их оборудования, а также подготовкой новой и модернизируемой автомобильной техники для первоначального утверждения. Сложность положения усугубляется еще и тем, что ряд административных проблем (окончательное определение правил описания клейма официального утверждения во всех Правилах ООН, порядок переутверждения транспортных средств по Правилам ООН с учетом принятых поправок, способа одновременного утверждения оборудования и транспортного средства в отношении установки этого оборудования (например, безопасные стекла, спидометры, устройства для очистки фар и др.) до настоящего времени не решены на международном уровне.

Однако знание этих проблем необходимо для технической подготовки автотранспортных средств к полному производственному освоению действующих и подготавливаемых к введению международных предписаний по безопасности конструкции.

Перечень действующих Правил ООН с указанием объектов международных предписаний и области распространения этих Правил по категориям автотранспортных средств приведены в работе (см. список). Некоторые важные для отечественного автомобилестроения задачи, касающиеся изменения международной классификации транспортных средств по категориям (четкое определение грузопассажирских и полноприводных модификаций легковых автомобилей и уточнение области распространения ряда Правил ООН по конструк-

ции транспортных средств), уже начали находить свое решение в международном масштабе.

Например, введены новые дополнительные категории транспортных средств:

$M_1(a)$ — транспортные средства с максимальной массой не более 3,5 т, имеющие три или пять дверей, боковые окна и используемые в основном для перевозки пассажиров, но которые могут быть полностью или частично приспособлены для перевозки грузов путем снятия сидений;

$M_1(b)$ — транспортные средства с максимальной массой (с нагрузкой) не более 3,5 т, которые используются главным образом для перевозки грузов, но которые имеют стационарные или складывающиеся сиденья и могут перевозить более трех пассажиров.

В будущем будут разработаны «базовые» Правила, устанавливающие измененную международную классификацию транспортных средств по категориям и учитывающие специфику полноприводных транспортных средств и высоту положения контрольной точки сиденья R , назначаемой предприятием-изготовителем, над уровнем дороги.

Однако введение этих «базовых» Правил будет сопряжено с юридическими трудностями, поскольку ссылка на них в ранее утвержденных Правилах ООН по конструкции транспортных средств окажется невозможной и единственно приемлемым решением, по-видимому, будет принятие серии дополнительных поправок к ранее утвержденным Правилам в связи с введением «базовых».

В общем случае маркировка официального утверждения состоит из пяти элементов: знак «Е», порядковый номер страны, предоставившей официальное утверждение, номер Правил ООН, по которым выдано утверждение, номер последней серии утвержденных поправок к указанным Правилам и номер официального утверждения. Исключения составляют Правила ООН № 24, маркировка официального утверждения по которым дополнительно включает значение коэффициента поглощения света, зависящего от эффективной длины прибора, используемого для измерения плотности дыма. Каждый номер официального утверждения должен присваиваться только одной комбинации характеристик данного варианта транспортного средства, ее изменение должно предусматриваться заводом-изготовителем в соответствии с модификациями, также подлежащими официальному утверждению.

Наличие значительного числа модификаций автомобилей, представляемых на официальное утверждение, характеризующихся изменением типа транспортного средства в отношении соответствия² тем или иным Правилам с одной стороны, и необходимость отдельного официального утверждения автомобиля при изменении его назначения без затрагивания его конструктивных особенностей в отношении соответствия типу транспортного средства по тем или иным Правилам — с другой, создает серьезные проблемы для завод-изготовителей автомобилей. Они связаны с увеличением числа необходимых официальных утверждений по всем объектам производства одного и того же предприятия, неоправданным в отношении безопасности конструкции автомобилей, с ростом числа табличек

официального утверждения, вызывающего непроизводительные затраты и допускающего возможность ошибок. Практическое решение указанных проблем (исключая очевидное — ограничение разнообразия модификаций до приемлемого уровня) может быть найдено в возможности получения всех официальных утверждений для данной модели по максимально возможному числу Правил от одного административного органа в какой-либо одной стране-участнице Женевского соглашения, а также в получении официального утверждения по тем или иным Правилам на основе «наиболее неблагоприятной модификации» в отношении выполнения этих Правил.

Решение указанных административных проблем утверждения автомобиля будет усложнено для перспективной международной системы утверждения транспортных средств по типу конструкции в целом, поскольку в этом случае на транспортном средстве будет иметься только один знак официального утверждения (вместе с номером официального утверждения), а в настоящее время тип транспортного средства или его оборудования, представляемый на официальное утверждение, определяется только в отношении соответствия данному конкретному Правилу, распространяющемуся только на один объект предписаний.

Из 42 утвержденных в настоящее время Правил ООН только 19 распространяются на само транспортное средство. Остальные Правила относятся к предметам оборудования (фары, фонари, ремни безопасности и т. д.), которые могут испытываться на соответствие тем или иным Правилам независимо от транспортного средства. После получения официального утверждения предметы оборудования можно устанавливать на любом транспортном средстве при условии соблюдения конкретных требований, касающихся их установки².

По мере увеличения числа Правил и расширения числа стран, на территориях которых они вводятся, правильное нанесение номеров официального утверждения в соответствии с модификацией и безошибочная установка на соответствующих транспортных средствах будут представлять сложность³.

Кроме этого, законодательствами некоторых стран, например Великобритании, предусматривается необходимость наличия знаков официального утверждения «Е» на находящихся в эксплуатации транспортных средствах, что неизбежно приведет к необходимости создания определенных запасов табличек.

Путем сочетания ряда различной маркировки «Е» на одной табличке можно уменьшить число требуемых табличек. Величина этого уменьшения в значительной степени будет зависеть

² Для утвержденных предметов оборудования транспортных средств допускается (но не предписывается) сохранение номера официального утверждения в маркировке «Е» на оборудовании для идентификации инспекционными органами соответствующего утверждения.

³ В настоящее время из 28 Правил ООН, распространяющихся на легковые автомобили, пять Правил требуют обязательного включения в маркировку «Е» номера официального утверждения: Правила ООН № 10 (подавление радиопомех), № 15 (уровень токсичности автомобилей с бензиновыми двигателями), № 24 (уровень дымности дизелей), № 18 (противоугольное устройство), № 21 (транспортная безопасность внутреннего оборудования).

¹ Международные предписания по безопасности конструкции транспортных средств / Лобова В. М., Немцов Ю. М., Смирнов А. Н., Чухустов Ю. С. — Автомобильная промышленность, № 11, 1978, с. 39—41.

от того, для какого числа Правил должен быть в будущем включен в таблицу номер официального утверждения.

В некоторых странах пересмотренные Правила применяются лишь к транспортным средствам и предметам их оборудования, официальное утверждение которых предоставлено после даты вступления в силу поправки (или после переходного периода, указанного в поправке). Официальные утверждения, предоставленные до этой даты, остаются действительными, т. е. транспортные средства уже официально утвержденного типа могут быть по-прежнему зарегистрированы, а предметы их оборудования могут поступать в эти страны.

В других странах пересмотренная редакция Правил заменяет первоначальный вариант, который перестает быть правовой основой для всех официальных утверждений. Это означает, что после даты утверждения поправки или даты, установленной компетентным органом страны, все транспортные средства и предметы их оборудования подлежат приведению в соответствие с Правилами с учетом принятой поправки и соответствующему переутверждению. Так, например, знак E2 15.04 означает, что автомобиль получил официальное утверждение во Франции в отношении Правил ООН № 15 с учетом серии поправок 04 к указанным Правилам.

Под «пересмотром» Правил ООН понимается такое изменение, которое связано с внесением принятых исправлений и поправок для получения полного логически последовательного текста. Номер пересмотра, как правило, не совпадает с номером последнего исправления или последней серии внесенных в него поправок. Под «исправлением» понимается устранение опечаток или ошибок, вкрапившихся в текст Правил либо в процессе его разработки, либо в результате процедур, связанных с переводом,

Номер Правил	Номер последней серии поправок	Номера стран, принявших Правила*	Номер Правил	Номер последней серии поправок	Номера стран, принявших Правила*
1	01	1—12, 15, 17—19	22	01	3—7, 9, 15, 17, 18
2	02	1—12, 15, 17—19	23	01	1—9, 11, 15, 17—19
3	01	1—12, 15, 17—19	24	02	1—4, 6—9, 11, 15, 17, 19
4	01	1—12, 15, 17—19	25	01	1—4, 6, 8, 11, 15, 17—19
5	01	1, 3—12, 17—19	26	01	1—3, 5—8, 11, 15, 17—19
6	01	1—12, 15, 17—19	27	02	2—7, 9, 11, 12, 15, 17—19
7	01	1—12, 15, 17—19	28	00	1—3, 5—7, 9, 11, 15, 18—19
8	04	1—12, 15, 17—19	29	01	4, 6, 17, 18
9	02	3, 6—10, 17, 19	30	02	1—5, 8, 10—13, 15—17, 19
10	01	1—11, 15, 17—19	31	01	4, 5, 7, 11, 17—19
11	02	1—9, 11, 15, 17—19	32	00	2, 3, 5, 8, 11, 17, 18
12	02	1—6, 8, 11, 17—19	33	00	2, 3, 5, 8, 11, 17, 18
13	03	3, 4, 6, 7, 11	34	01	2, 3, 5, 11, 17, 18
14	01	1—9, 11, 15, 17—19	35	00	2, 6, 11, 15, 17
15	04	1—4, 6—12, 14—17, 19	36	01	2, 7, 9, 11, 19
16	03	1—4, 6, 8—10, 17—19	37	00	1—4, 6, 7, 9, 11, 15, 17—19
17	02	1—6, 8—11, 15, 17—19	38	00	1, 2, 4, 6, 7, 9, 11, 15, 18
18	01	1—9, 11, 15, 17—19	39	00	2, 3, 5—7, 11, 15, 18, 19
19	01	1—12, 15—19	40	00	2, 3, 5
20	02	1—12, 15, 17—19	41	00	3, 9
21	01	1—3, 4, 6, 8, 9, 11, 15, 17—19	42	00	3, 9

* 1. Федеративная Республика Германия; 2. Франция; 3. Италия; 4. Нидерланды; 5. Швеция; 6. Бельгия; 7. Венгрия; 8. Чехословакия; 9. Испания; 10. Югославия; 11. Великобритания; 12. Австрия; 13. Люксембург; 14. Швейцария; 15. Германская Демократическая Республика; 16. Норвегия; 17. Финляндия; 18. Дания; 19. Румыния; 20. Польша; 21. Португалия.

перепечаткой, направлением Правил Генеральному Секретариату ООН на утверждение и осуществлением других административных процедур секретариатом ЕЭК. Поправки представляют собой существенное изменение положений Правил и юридически признаются всеми странами, принявшими на своих территориях соответствующие Правила (см. таблицу).

Маркировка, наносимая на таблички официально утвержденных транспортных средств, должна отражать только поправки. К сожалению, следует признать, что в Правилах ООН (№ 1—8) серия утвержденных в настоящее время поправок не затрагивает технических предписаний, касается только административной стороны Правил (описание клейма официального утвер-

ждения). Вопрос о том, должны ли указанные поправки обязательно повлечь за собой переутверждение соответствующих объектов производства и изменения маркировки официального утверждения, до настоящего времени не решен.

Решение рассмотренных вопросов в международном масштабе и в практической работе по подготовке автомобильной техники к официальным утверждениям будет способствовать росту ее технического уровня и правовой защите освоения в производстве международных требований к безопасности конструкций всех выпускаемых автотранспортных средств.

**В. М. ЛОБОВА, Ю. К. ГАВРЮТИН,
Ю. С. ЧУХУСТОВ**

УДК 629.113.002.3:677

ТЕКСТИЛЬНЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ ОБИВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

В ПОСЛЕДНЕЕ время все большее внимание уделяется повышению качества внутренней отделки автомобилей. Создание максимального комфорта для пассажиров и водителя достигается за счет применения обивочных материалов и покрытий, обладающих высокими гигиеническими (паро- и воздухопроницаемостью, гигроскопичностью), а также декоративно-художественными свойствами. За рубежом за последнее десятилетие в качестве обивочных материалов для сидений автомобилей широко используются текстильные материалы: тканые и трикотажные полотна с гладкой или ворсовой поверхностью типа плюш [1 и 2]. Кроме того, получили распространение дублированные трикотажные обивочные материалы, состоящие из лицевого и изнаночного слоев трикотажного полотна и промежуточного слоя из поролон [3—5]. Основным преимуществом трикотажных полотен перед тканями является их высокая эластичность, что особенно важно при обтяжке сидений.

Для грузовых автомобилей и автобусов широко используют ткани в клетку

и мелкоузорчатой структуры, а реже — ворсовые. Рисунки текстильных обивочных материалов разнообразны, но в основном применяют геометрический рисунок, преимущественно ненаправленный, во избежание трудностей при раскрое.

Трикотажные и тканые обивочные материалы выпускают многочисленные фирмы, обеспечивающие автомобилестроителей разнообразным, постоянно обновляемым ассортиментом. Фирмы Карл Майер и Виктор Ахтер (ФРГ), Сетим (Италия), ТЭО и Альберт Мейлард (Франция), Хумлен Индустри (Норвегия), Кембер (Англия), Мицуи и Итоку (Япония), а также многие другие предлагают материалы для обивки сидений автомобилей самых разнообразных расцветок.

В качестве сырья для производства обивочных материалов применяют натуральные и химические волокна в зависимости от класса автомобилей и предъявляемых к материалу требований. Для выработки трикотажных полотен в основном используют комплексные текстурированные полиамидные и полиэфирные нити, а для обивочных тканей —

филаментные нити или пряжу из смесей различных видов химических и натуральных волокон, что позволяет получать различный цветовой эффект при крашении. Натуральные волокна в обивочных тканях применяют сравнительно мало. Прежде всего это относится к тканям чистошерстяным или с большим содержанием шерсти. Используются такие ткани для обивки сидений автомобилей высшего класса или изготовленных по специальным заказам [6].

В отечественном автомобилестроении текстильные материалы до настоящего времени применяются мало.

Для обивки сидений отечественных грузовых автомобилей применяется искусственная кожа с глубоким рисунком тиснения. Замена искусственной кожи на обивочную ткань позволит существенно повысить комфорт, улучшить условия работы водителей грузовых автомобилей во время дальних рейсов и повысить конкурентоспособность автомобилей.

Помимо высоких декоративно-художественных свойств, обивочные материалы должны обладать комплексом фи-

зико-механических показателей, обеспечивающих устойчивость материала к различным воздействиям окружающей среды и климатических условий. Основными факторами, вызывающими износ обивочных материалов в процессе эксплуатации, является разрушение материала от истирания, статических и динамических циклических нагрузок, от воздействия солнечной радиации, микроорганизмов и др.

Внешний вид материала, выбор фактуры и рисунка определяются общим композиционным решением интерьера автомобиля. Цветовая гамма материалов должна быть самой разнообразной, что позволит дизайнерам использовать их в комбинации с различными отделочными материалами. Окрашенные материалы должны соответствовать эталонным образцам. За рубежом окрашенные материалы проходят проверку на соответствие эталону под двумя источниками света с различными спектральными характеристиками. Отклонение оттенка считается недопустимым.

В сырьевом составе материала должно содержаться больше химических волокон и прежде всего полиамидных, обладающих комплексом свойств, обеспечивающих высокие эксплуатационные качества вырабатываемым из них материалам. Масса 1 кв. м обивочного материала должна быть по возможности минимальной, что связано с необходимостью снижения массы автомобиля и уменьшением расхода дефицитного сырья. Трикотажные полотна и ткани с массой менее 180—200 г/м², как правило, дублируются пенополиуретаном, что придает им наполненность и улучшает товарный вид.

Прочность при разрыве полоски размером 200×50 мм не должна превышать 8,0 МПа по основе и 6,0 МПа по утку. Ткани из полиамидного волокна в связи с низкой устойчивостью полиамида к действию ультрафиолетовых лучей должны удовлетворять этому показателю после выдерживания их в камере под лампами со спектром излучения, близким к солнечному, в течение 120 ч при температуре 55°С. Относительное удлинение тканей в продольном и поперечном направлениях под действием статической нагрузки 0,2 Н/м должно составлять 1—8%, а остаточная деформация — не более 3%. Относительное удлинение трикотажного обивочного материала в направлении петельных столбиков должно составлять 15—30%, а в направлении петельных рядов — 30—50%. Допустимая остаточная деформация для трикотажных материалов не должна превышать 5% по вертикали и 10% по горизонтали.

В условиях эксплуатации автомобилей нагрузка на обивочный материал распределяется равномерно по всем направлениям. В связи с этим представляет интерес методика определения разрывной нагрузки при продавливании шариком. Показатель разрывной нагрузки в этом случае не ниже 4,0 Н. Это хорошо согласуется с результатами испытаний большинства зарубежных и отечественных тканых и трикотажных обивочных материалов.

Устойчивость к истиранию является одним из основных показателей, характеризующих износостойкость обивочных материалов. Оценивается она по ГОСТ 12739—61 при истирании материала до дыры. Для обивочных тканей этот показатель должен быть, не менее 1000 циклов, для трикотажных обивочных материалов — не менее 800. В качестве абразива используется определенный тип наждачного камня. Однако обивочный материал, особенно двух и трехслойный, приходит в негодность задолго до износа до дыры. Вследствие этого износостойкость обивочных материалов целесообразнее оценивать двумя ускоренными методами. Один из них заключается в оценке поверхности материала после 100 циклов истирания наждачным камнем под нагрузкой 0,05 Н на поверхности 19 см². Внешний вид материала после такого истирания должен остаться неизменным или эстетически приемлемым. Второй метод состоит в определении разрывной нагрузки при продавливании шариком после 3000 циклов истирания серошершатым сукном под нагрузкой 0,3 Н на 19 см² на приборе ТИ-1. Уменьшение разрывной нагрузки материала по сравнению с исходной должно составить не более 1,0 Н.

Окрашенным материалам необходимо сохранять интенсивность и яркость цвета в течение всего срока службы автомобиля. Устойчивость окраски к свету должна быть не ниже 6 баллов по восьмибалльной системе с использованием шкалы синих эталонов. Анализ текстильных обивочных материалов ФРГ, Италии, Франции, Швейцарии, Японии и США показал, что светостойкость их окраски составляет 6—7 баллов. Некоторые зарубежные фирмы используют в качестве обивки только те материалы, которые имеют показатель светостойкости окраски не менее 7 баллов.

Текстильные обивочные материалы в процессе эксплуатации должны легко очищаться от загрязнений. В этом случае необходимо пользоваться губкой, смоченной в растворе моющего препарата, не содержащего щелочи, с последующей протиркой сухим чистым куском неаппретированной хлопчатобумажной ткани. После таких чисток цвет и внешний вид материала не должны изменяться. Показатель прочности окраски по ГОСТ 9733—61 к стирке, химчистке и трению должен быть не ниже 4 баллов. Максимально допустимая усадка при замачивании не должна превышать 4%.

Влага и грязь, попадающие на обивочный материал, содержат различные микроорганизмы. При благоприятных температурных условиях и влажности, особенно в условиях влажных тропиков, микроорганизмы усиленно развиваются. На поверхности текстильных обивочных материалов могут появляться налеты плесени и грибов, выделяющие неприятный запах и оставляющие трудноудаляемые пятна. Вследствие этого обивочные материалы должны быть устойчивы против грибов и удовлетворять требованиям ГОСТ 15151—69 и ГОСТ 9.048—75 по этому показателю.

При эксплуатации текстильные обивочные материалы способны накапли-

вать электростатические заряды, которые могут привести к чувствительным ударам электрическим током. Прежде всего это относится к обивочным тканям и трикотажным обивочным материалам из химических нитей, обладающих высокой электризуемостью. По этой причине с целью максимального снижения накопления электростатических зарядов обивочный материал должен подвергаться обработке антистатическими препаратами.

При раскрое и пошиве обивочные материалы не должны осыпаться. Поэтому для укрепления структуры на изнаночную сторону материала необходимо наносить покрытие толщиной не более 0,5—1,0 мм на основе вспененного латекса, акриловых смол или других видов отделочных препаратов. Воздухопроницаемость материала при нанесении таких покрытий не должна быть ниже 8 м³/(м²·мин).

Одним из показателей, ответственных за гигиенические свойства обивочных материалов, является гигроскопичность. Чем она выше, тем в большей степени материал способен поглощать испарения и влагу, способствуя улучшению самочувствия водителя и пассажиров во время дальних рейсов. Лучший по гигиеническим свойствам является обивка из чистошерстяной ткани, а затем перфорированная натуральная кожа. Высокими гигиеническими свойствами обладают также обивочные ткани из хлопка и гидратцеллюлозных волокон.

Гигроскопичность обивочных материалов из синтетических нитей существенно ниже. Лучшими из них с учетом высоких прочностных показателей являются обивочные материалы из полиамидных нитей. Они обладают гигроскопичностью 4—6%.

Текстильные материалы, используемые для обивки сидений автомобилей, не должны пиллинговаться. Прочность склейки лицевого и изнаночного слоев для материалов, дублированных пенополиуретаном, должна быть не ниже 0,02 Н/м, что обеспечивает достаточно надежное сцепление слоев материала в течение всего периода эксплуатации.

Как и все материалы для внутренней отделки автомобилей, текстильные обивочные материалы не должны быть огнеопасными и должны удовлетворять требованиям РТМ № 37.053.001—76 по этому показателю.

В настоящее время отечественная промышленность приступила к разработке светостойкого ворсового трикотажного обивочного материала из химических волокон для обивки сидений легковых автомобилей. Разрабатывается также обивочная ткань с максимальным содержанием химических нитей для обивки сидений грузовых автомобилей. Создаваемые обивочные материалы должны удовлетворять перечисленным выше техническим требованиям.

В. А. САУТЕНКОВА,
Т. Л. ИНДИОНКОВА, Н. Г. МОРОЗОВА,
В. Д. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук
Н. К. ДУБИНИНА, О. А. СНЫТКО,
О. Н. ТРЕТЬЯКОВА

ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ХОЛОДИЛЬНИК ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ ВАЗ

ПОВЫШЕНИЕ комфорта современных автомобилей делает актуальным использование пищевых холодильников на легковых автомобилях.

Выполняемые серийно Киевским заводом «Электробытприбор» автомобильные термоэлектрические холодильники ХАТЭ-12 обладают некоторыми недостатками.

Учитывая недостатки холодильника ХАТЭ-12, в НИИавтоприборов разработали холодильник для автомобилей ВАЗ моделей 2101, 2102, 21011. При его создании соблюдены следующие требования: перепад температур между окружающим воздухом и воздухом в камере не менее 30°C; время выхода пустого холодильника на стационарный режим 60—90 мин; охлаждение 1 л жидкости на 15°C за 1,5 ч; не занимать полезно используемого объема в салоне автомобиля; для обдува «горячих» теплообменников холодильного агрегата использовать струю воздуха, выходящую из вентиляционных каналов системы вентиляции автомобиля; потреблять не более 50—60 Вт.

На автомобилях ВАЗ-2101 и ВАЗ-2102 резерв мощности в летнее время доста-

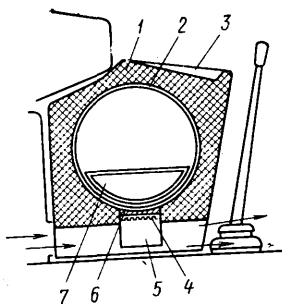


Рис. 1. Термоэлектрический холодильник для автомобилей ВАЗ моделей 2101, 2102, 21011: 1 — теплоизоляционный корпус; 2 — холодильная камера; 3 — ниша-стол; 4 — термобатарея; 5 — теплообменник; 6 — теплопереход; 7 — контейнер для жидкости

точен, чтобы работа холодильника не отразилась на зарядном балансе.

Схема холодильника приведена на рис. 1. Он предназначен для охлаждения и хранения пищевых продуктов и напитков во время движения и на коротких стоянках автомобиля.

Питание холодильник получает от бортовой сети напряжением 12 В. Подключается холодильник к штепсельной розетке переносной лампы. Во время движения он потребляет 48 Вт, а на стоянке — 80 Вт.

Холодильник устанавливают в салоне автомобиля на тоннель коробки передач между отопителем и рычагом переключения передач. Окна для выхода возду-

ха из системы вентиляции (отопления) автомобиля совпадают с воздушными каналами теплообменников горячих спавев термобатарей холодильника. Такое расположение обеспечивает продув теплообменников холодильника воздухом, поступающим в салон автомобиля из системы вентиляции. Во время движения продув осуществляется за счет напора воздуха, а на стоянке — вентилятором отопителя.

Конструкция холодильника позволяет располагать его в неиспользованном месте салона автомобиля. На верхней стенке холодильника предусмотрено углубление с бумажником, что образует маленький столик для хранения газет, сигарет и мелких предметов.

Состоит холодильник из холодильной камеры, теплоизоляции, крышки и двух термобатарей с теплообменниками для охлаждения горячих спавев. Холодильная камера объемом 4,2 л представляет собой горизонтально расположенную алюминиевую трубу. К наружной поверхности холодильной камеры прикреплены с помощью винтов два термоблока.

Для обеспечения теплоизоляции выполнен из пенополистирола ПС-1 монолитный блок, выполняющий роль наружного корпуса холодильной камеры.

Для декоративной отделки снаружи холодильник обклеен пленкой ПВХ.

Термоблок состоит из теплоперехода (алюминиевой плиты), термобатарей (половины серийно выпускаемой термобатарей для холодильника ХАТЭ-12) и плоскостелевого алюминиевого теплообменника. Между термобатареями и этими составляющими термоблока проложены слюда и теплопроводная паста КПТ-8.

Крепление всего этого набора в термоблок осуществляется стягивающим пружинным устройством.

С целью быстрого охлаждения и рационального использования объема в холодильную камеру устанавливается контейнер для хранения и охлаждения жидкости емкостью 1 л. Контейнер представляет собой сегментный сосуд, плотно прилегающий к внутренней поверхности холодильной камеры, а плоская верхняя его поверхность является полкой для размещения других продуктов или двух бутылок с напитками емкостью по 0,5 л.

Благодаря применению контейнера данный холодильник, несмотря на малый объем холодильной камеры не уступает холодильнику ХАТЭ-12 по размещению напитков, упакованных в бутылки.

Крышка холодильника расположена сбоку и выполнена в виде диска из пенопласта. Снаружи она обклеена декоративной пленкой.

Для крепления холодильника в авто-

мобиле на верхней стенке холодильника предусмотрены два кронштейна, которые закреплены винтами крепления приборного щитка.

Экспериментально установлено, что скорость воздушного потока в каналах на выходе из теплообменников холодильника при движении и на стоянке (с работающим вентилятором отопителя) автомобиля ВАЗ-2101 составляет 1 м/с. На основании этого все лабораторные испытания холодильника проводили при скорости воздушного потока в каналах теплообменников 1 м/с. Результаты лабораторных испытаний холодильников для автомобилей ВАЗ-2101 и серийно выпускаемого холодильника ХАТЭ-12 приведены на рис. 2.

Графики показывают изменение температур в характерных точках холодильников во времени. После 6 ч работы

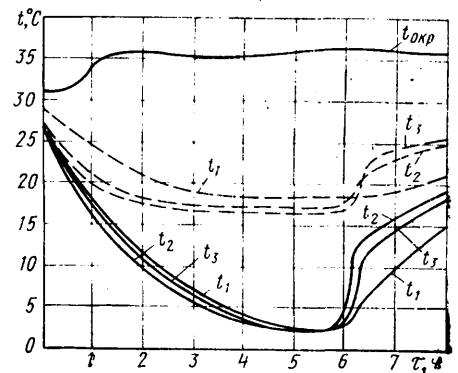


Рис. 2. Результаты лабораторных испытаний холодильников для автомобилей ВАЗ-2101 и холодильника ХАТЭ-12:

$t_{окр}$ — температура окружающего воздуха; t_1 — температура охлаждаемой жидкости; t_2 — температура стенки холодильной камеры; t_3 — температура воздуха в центре холодильной камеры (сплошные линии — холодильник автомобиля ВАЗ-2101, штриховые — холодильник ХАТЭ-12)

электропитание холодильников отключено, и показан темп нагрева обоих холодильников.

Результаты испытаний термоэлектрического холодильника для автомобилей ВАЗ-2101, ВАЗ-2102, ВАЗ-21011 подтвердили его соответствие предъявленным требованиям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Люкин С. Н. и др. Термоэлектрические охлаждающие приборы для автомобилей. М.: НИИАвтопром, 1975.
2. Серебряный Г. Л., Орлов В. С. Термоэлектрические холодильники. М.: Информэлектро, 1972.

В. И. ПЕШЕЛЬ, Ю. Д. НИКОЛАЕВ
НИИавтоприборов

ОСВЕЩЕНИЕ СБОРОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

ПРИМЕНЯЕМАЯ в настоящее время для конвейерных линий система общего освещения не на всех участках обеспечивает необходимую освещенность. Особенно это наблюдается при сбороч-

ных операциях, выполняемых внутри кабины и под кузовом автомобиля, т. е. на затененных рабочих местах.

Всесоюзным научно-исследовательским институтом охраны труда ВЦСПС в ре-

зультате проведения научно-исследовательской работы разработан и предложен светильник отраженного света для освещения затененных рабочих поверхностей. Он был апробирован на участке

подборки и эстакадном конвейере в цехе сборки легковых автомобилей Горьковского автозавода и получил положительный отзыв.

Светильники представляют собой конструкцию, создающую систему отраженного света двумя люминесцентными лампами мощностью по 80 Вт. Источники света не попадают в поле зрения работающих. При необходимости можно уменьшить или увеличить световой поток светильника, включая одну или обе лампы. Для регулирования направления светового потока предусмотрен кронштейн, который позволяет поворачивать светильник в вертикальной плоскости на 15°.

Экспериментальные светильники были установлены на высоте 1—1,5 м от пола под конвейером.

Ранее действующая система искусственного освещения осуществлялась светильниками типа НСР 01 с лампами накаливания мощностью 150 Вт, установленными на высоте 0,7 м от пола. Световой поток направлялся снизу вверх

на рабочую поверхность, в связи с чем создавался прямой блеск, ослеплявший работающих, и, кроме того, от работающих падала тень на рабочую поверхность.

Из сопоставления основных показателей ранее действующей и экспериментальной систем освещения (см. таблицу) видно, что при последней освещенность рабочих поверхностей повысилась с 5—10 лк до 150 лк, т. е. в 15 раз.

Экспериментальные светильники позволили также создать равномерное рассеянное освещение во всей плоскости рабочей поверхности и окружающего фона, значительно снизить возможность возникновения прямого и отраженного блеска и образования тени. Ввиду того, что экспериментальные светильники устанавливаются на небольшую высоту от пола, значительно упрощается их эксплуатация.

Приведенные в таблице данные показывают, что экспериментальная система освещения при меньшем количестве светильников и установленной мощности,

Показатели	Ранее действовавшая система	Экспериментальная система
Тип светильника	НСР 01	Разработанный институтом Люминесцентные 2X80
Тип ламп	Накаливания мощностью 150 Вт	
Число светильников	14	11
Установленная мощность в Вт	2100	1760
Средняя освещенность в лк	10	150

по сравнению с ранее действовавшей системой, позволила значительно повысить освещенность рабочей поверхности, создать благоприятные условия зрительной работы при выполнении сборочных операций.

И. Р. СУЛТАНОВ

УДК 621.7/9:629.113.002

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Автоматическое устройство для дозирования серого и ковкого чугуна

Предприятием «VEB Locomotivebau-Electrotechnische Werke Hans Beimler» (ГДР) создано автоматическое устройство INVR 6300 для дозирования серого и ковкого чугуна. С помощью этого устройства обеспечивается сохранение расплава в нагретом состоянии длительное время, точное дозирование и одинаковое качество бесшлаковых отливок. При трехсменном производстве применение устройства высвобождает шесть рабочих. Доля брака снижается на 20%. Выход годного литья повышается на 300 т/год. Установка обслуживается одним оператором, находящимся в отдельной кабине. Стойкость канального индуктора, выдерживающего расплав, составляет 12 месяцев. Полезная емкость дозирующего устройства 6,3 т, производительность заливки 20 кг/с, пропускная способность 20 т/ч.

Werkstattstechnik, январь 1980, т. 70, № 1, с. 27.

Механизированная формовочная линия для изготовления форм из холоднотвердеющих формовочных смесей

В чугунолитейном цехе фирмы Куптепе АВ (Финляндия) работает механизированная формовочная линия фирмы Peter Hammers (ФРГ), предназначенная для изготовления форм из холоднотвердеющих смесей. Габариты форм 2100X1100X1000 мм. При частичном использовании старой модельной оснастки емкость опок и форм с отливками составляет 62,5—1733 л. При средней массе отливки 325 кг соблюдается соотношение металла и песка 1:3. Производительность линии 14 форм/ч, занимаемая площадь 1500 м². Поворотное устройство может устанавливать одновременно две формы различной высоты. Максимальная нагрузка устройства 4 т. На позиции разгрузки отливок и за-

грузки их на подвесной конвейер к машине для зачистки работает манипулятор.

Линия оснащена установками для зачистки литья и регенерации формовочной смеси, изготовленными фирмой Gutmann (ФРГ). Используется около 84% отработанной формовочной смеси. Благодаря поддержанию равномерной температуры отработанной смеси 26±1°C при отверждении не наблюдается особых трудностей, несмотря на высокий процент использования отработанной смеси. Благодаря этой линии производятся отливки высокого качества из серого чугуна и чугуна с шаровидным графитом для изготовления арматуры, деталей автомобилей.

Gieserei, январь 1980, т. 67, № 2, с. 38—43.

Усовершенствованный метод изготовления поршневых колец

Чугунные поршневые кольца изготавливаются из литых трубчатых заготовок методом центробежного литья или отдельными отливками. В последнем случае обычно используется стопочное литье. Английская фирма-изготовитель поршневых колец Wellworthy Ltd. сообщает об усовершенствовании метода стопочного литья поршневых колец. После опытов со стопочными формами из оболочковых смесей было предложено погружать стопку форм в жидкий чугун, что позволяло использовать только мелкие боковые литники на поршневых кольцах и отказаться от литникового канала. После испытаний метод был усовершенствован.

Стопка форм помещается на подвижное заливочное устройство, которое подвешивается на тележку, и перемещается вместе с тележкой над индукционной печью с жидким чугуном. Трубчатая заготовка, расположенная над стопкой, поддерживает ее за счет пружинения и одновременно защищает от

попадания жидкого чугуна в центральный вытяжной вентиляционный канал. Gieserei—Praxis, февраль 1980, № 3, с. 32—33.

Вытяжка с отбортовкой отверстия

Наиболее рентабельным способом получения монтажных отверстий является отбортовка.

Одним из разновидностей этого способа является обычное разрывание без предварительной пробивки технологического отверстия. Оно осуществляется коническим или пирамидальным пуансоном, комбинированным с простой круглой и цилиндрической матрицей-втулкой. Для данного метода характерно плохое качество борта. Этого можно избежать за счет комбинирования пуансона со специальной матрицей-втулкой, составленной из отдельных частей. Характерным является точная и чистая форма при высокой стойкости штампа.

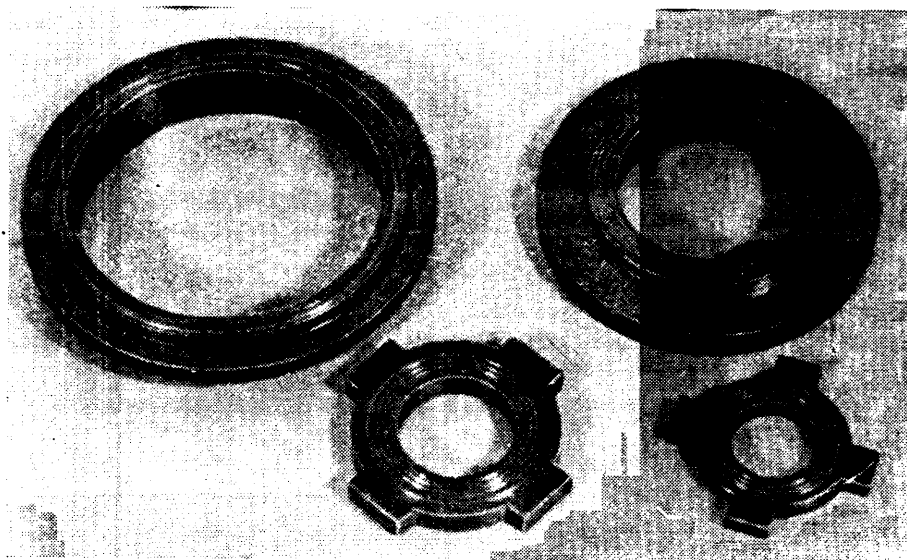
Другая разновидность способа — вытяжка с отбортовкой с предварительной пробивкой отверстия. Она состоит из двух этапов — обычной штамповкой получают черновое отверстие, которое при последующей вытяжке расширяется и вытягивается с утонением. При этом можно использовать отдельные штампы, перед вытяжкой черновые отверстия просверливать; использовать штамп последующего действия (предварительная пробивка и отбортовка осуществляются в первом штампе на двух отдельных позициях); использовать комбинированный штамп (пробивка и отбортовка осуществляются непосредственно друг за другом). Иногда оба процесса — предварительная пробивка и отбортовка могут осуществляться за один ход пресса с помощью пуансона двойного действия.

Werkstatt und Betrieb, январь 1980, № 1, с. 50—52.

Антифрикционный материал «НАМИ-ГС-ТАФ-40»

В Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) разработан материал «НАМИ-ГС-ТАФ-40», предназначенный для подшипников скольжения и торцовых уплотнительных колец насосов, работающих в пресной и морской воде и некоторых агрессивных средах. Этот материал обеспечивает достаточную долговечность в условиях скользящего контакта в паре как с чугунами, так и со стальными контртелами.

Материал «НАМИ-ГС-ТАФ-40» не набухает в воде и обладает высокой стойкостью к струйной эрозии.



Физико-механическая характеристика материала

Удельный вес в г/см ³	3,0
Предел прочности на сжатие в МПа	100—120
Коэффициент трения в воде по стали	0,08—0,1
Допустимая рабочая температура в °С	200

Изготовленные из этого материала уплотнительные кольца сальников водяных насосов автомобильных двигателей обеспечивают надежную работу узла уплотнения на протяжении всего срока службы автомобиля.

Массовое производство уплотнительных колец водяных насосов из материала «НАМИ-ГС-ТАФ-40» организовано на Московском заводе порошковой металлургии (МЗПМ) Министерства автомобильной промышленности СССР.

Детали из материала «НАМИ-ГС-ТАФ-40» изготовляют методом горячего прессования без дальнейшей механической обработки.

Антифрикционный материал «НАМИ-ГС-ТАФ-40» защищен патентами Великобритании, Италии, США, Франции и авторскими свидетельствами СССР.

За более подробной информацией просим обращаться по адресу:

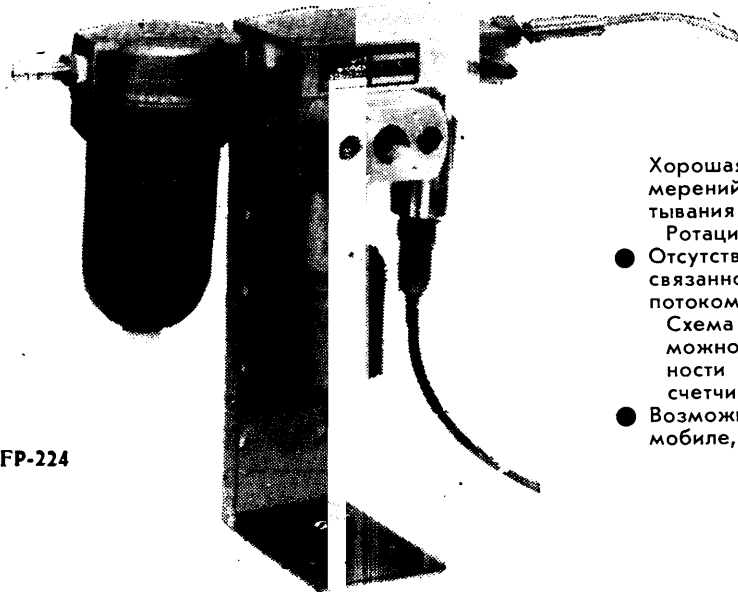
СССР, 113461, Москва М-461, ул. Каховка, 31
В/О «Лицензинторг»,
телефон 122-02-54,
телекс: 7246

Измерение и регулирование расхода топлива

Высокая точность
Мгновенное определение

РАСХОДОМЕР ТОПЛИВА

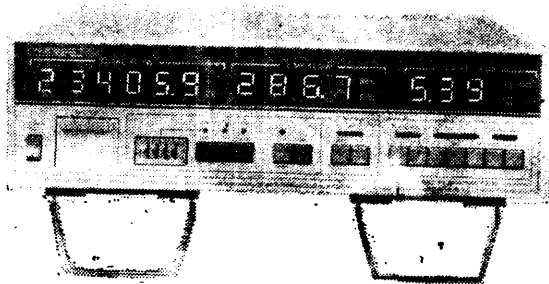
■ Широкий диапазон измерения 0,3—1440 л/ч ■ Широкий диапазон вязкости 0,3—1000 сП



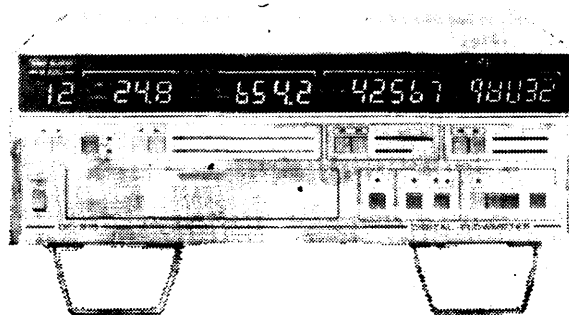
Расходомерный датчик типа FP-224
(с температурным датчиком
и датчиком давления)

Хорошая сходимость результатов измерений и высокая скорость срабатывания

- Ротационный поршневой тип
- Отсутствие погрешности измерения, связанной с пульсацией и обратным потоком
- Схема расходомера исключает возможность возникновения погрешности (схема типа реверсивного счетчика)
- Возможность применять как в автомобиле, так и на стенде



Цифровой расходомер типа DF-313



Цифровой расходомер типа DF-315

ONO SOKKI / ОНО СОККИ

Цифровые приборы и системы управления

Торговый агент МАЕКАВА ТРЕЙДИНГ КО., Л
Япония, Токио, Мэгуро-ку, Аобадай 3-22-1 Мэгуро-Хайц

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—10/960. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»