

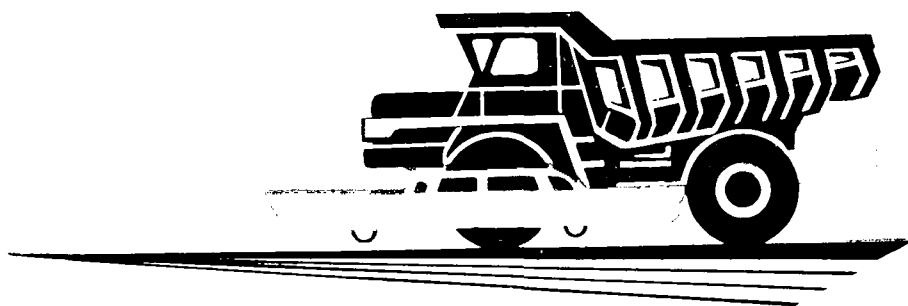
ISSN 0005-2337

А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1979

3



СОДЕРЖАНИЕ

В. М. Бандулет, В. А. Фаустов, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Пути экономии и рационального использования проката черных металлов в автомобилестроении	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
В. Г. Желудов, Л. А. Разоренов — Процесс формирования уровня качества автомобиля на сборочных линиях завода в реальном масштабе времени	3
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ	
А. И. Меленчук, А. С. Штейнберг, Е. Н. Зайченко, А. Н. Моисейчик — Форсунка для предпусковых подогревателей дизелей	5
С. А. Афинеевский, Ю. А. Коган, Е. В. Шатров — О влиянии конструкции деталей поршневой группы на токсичность двигателя	8
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
А. И. Рябчинский, В. П. Ищенко, Л. Г. Коряковцев, Е. М. Глиненко — Системный подход при разработке комплексных методов исследования травмобезопасности рулевых управлений автомобилей	9
В. В. Московкин — Определение сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях	4
В. С. Крупченков, В. А. Пушкарев, А. А. Токарев — Экспериментально-расчетные методы определения тягово-скоростных характеристик автомобиля	16
М. А. Носенков, М. М. Бахмутский, Л. Л. Гинцбург, Б. В. Кисуленко — К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля	18
И. К. Челелин, В. А. Иларионов — Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамичность автомобиля с противоблокировочными системами	20
В. В. Серебряков — Вопросы совместной работы несбалансированных деталей в трансмиссии автомобиля	22
Н. И. Крышень — Аналитический метод определения угла складывания автопоезда	24
ТЕХНОЛОГИЯ	
М. Н. Закс, А. А. Захаров, В. Н. Белокуров — Влияние условий закрепления тонкостенного стержня открытого профиля на его напряженное и деформированное состояние	26
С. З. Юдович, В. Ф. Писков, С. И. Кравчун — Совмещенный способ пробивки и отбортовки отверстий в горловине корпуса бензобака	28
А. Сабыржанов, Ю. Н. Шехтер, А. А. Гуреев, И. А. Тимохин, Е. А. Константинов — Защитные материалы для наружных и скрытых поверхностей легковых автомобилей	29
В. П. Шитов, В. Т. Синицын — Новый способ изготовления тонких колец и шайб	31
ИНФОРМАЦИЯ	
А. А. Невелев, Ф. Н. Колесников — Пути развития автомобильной промышленности Японии	32
В. В. Буренин, Д. Т. Гаевик, В. П. Дронов — Конструкции манжетных уплотнений для подвижных соединений главных цилиндров гидравлических тормозов автомобилей	35
А. А. Портянко — Производство лакокрасочных материалов в ФРГ	37
Д. Д. Багиров, Ю. Л. Мариенбах, И. Х. Олевский, М. М. Срибнер — О новом государственном стандарте «Автомобили и автопоезда. Номенклатура показателей скоростных свойств и методы их определения»	33
Новости в технологии машиностроения за рубежом	39
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
И. М. Разумов — Рецензия на книгу А. П. Ковалева, Н. К. Кочалоса, А. А. Колобова «Экономическая эффективность новой техники в машиностроении». М., Машиностроение, 1978	40
Рефераты статей	3-я стр. обл.

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, О. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвириин, 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. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **И. М. Борейша**

Сдано в набор 05.01.79.
Формат 60×90/8.
Тираж 15 384 экз.

Подписано в печать 22.02.79.
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

Т-02162.
Уч.-изд. л. 8,65.
Заказ 90

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3

МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

Год издания XLV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113:658.014.18

Пути экономии и рационального использования проката черных металлов в автомобилестроении

В. М. БАНДУЛЕТ, В. А. ФАУСТОВ, Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН
Министерство автомобильной промышленности, НИИТавтопром

НОЯБРЬСКИЙ (1978 г.) Пленум ЦК КПСС обсудил важнейшие вопросы дальнейшего экономического и социального развития нашей страны. Пленум ЦК КПСС указал на необходимость дальнейшей борьбы за повышение эффективности общественного производства и качества работы путем приведения в действие всех имеющихся резервов и возможностей для увеличения выпуска продукции при минимальных затратах.

Одним из таких крупных резервов является рациональное использование, строжайшая экономия всех материальных ресурсов и прежде всего металла. В решении Пленума говорится о том, что режим экономии как один из главных принципов социалистического хозяйствования последовательно должен осуществляться в каждой отрасли, в каждом производственном коллективе, на каждом рабочем месте.

В автомобильной промышленности, выпускающей широкую гамму автомобильной техники, подшипников, автотракторного электрооборудования и другой продукции, имеются значительные резервы экономии и рационального использования черных металлов.

Предприятиями и организациями Министерства автомобильной промышленности разработаны и осуществляются организационно-технические мероприятия по модернизации действующей автомобильной техники, улучшению ее весовых характеристик, созданию новых, более эффективных конструкций; внедрению малоотходной технологии; более широкому применению проката улучшенного качества и экономичных профилей, широкому использованию заменителей проката черных металлов. Все эти мероприятия направлены на улучшение использования металлопроката в производстве. Так, удельный расход проката черных металлов на 1 т грузоподъемности выпускаемых грузовых автомобилей в отрасли снизился за девятую пятилетку на 15%. Разработана и внедряется система аттестации металлоемкости, позволяющая планомерно совершенствовать конструкцию и технологию деталей, узлов и агрегатов. Все это позволяет ежегодно экономить десятки тысяч тонн металлопроката.

Большую экономию металла наша промышленность получает за счет создания новых видов техники и ее модернизации. За последние годы практически обновилась и значительно расширилась номенклатура моделей автомобильной техники, прицепного состава и выпускаемых для всего народного хозяйства подшипников качения, автотракторного электрооборудования и приборов.

Созданы и освоены в производстве новые модели автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 10—75 т для горнорудной

промышленности и строительства, а также специализированные автомобили для сельского хозяйства и других отраслей — лесовозы, металловозы, контейнеровозы, рефрижераторы, автомобили для нефте- и газодобычи, медицинской и ветеринарной службы, торговли и др.

Освоены в производстве новые модели автопоездов грузоподъемностью 16—30 т. Большую эффективность в народном хозяйстве дают автомобили КамАЗ.

Наряду с разработкой и освоением производства новых моделей автомобильной техники в отрасли систематически ведутся работы по совершенствованию качества выпускаемых моделей, увеличению надежности и долговечности и снижению металлоемкости в результате более широкого применения алюминиевых сплавов, пластических масс, низколегированных сталей, шин и колес прогрессивных конструкций, а также совершенствования серийных узлов, агрегатов и деталей и внедрения новых конструктивных решений по ним.

Удельный расход металлопроката на 1 т грузоподъемности составляет в настоящее время 570 кг вместо 615 кг в 1975 г. Повышена грузоподъемность автомобилей ЗИЛ-130 с 5 до 6 т, автомобиля-самосвала БелАЗ с 27 до 30 т, автомобиля ЗИЛ-133 с 8 до 10 т, автопоездов МАЗ-5432 на 1 т и МАЗ-6422 на 6,5 т. Возрос срок службы до первого капитального ремонта автомобилей: МАЗ-500А со 160 до 230 тыс. км, ГАЗ-53А со 150 до 200 тыс. км, КрАЗ-256Б с 120 до 150 тыс. км, что снизило удельную материалоемкость на 1000 км пробега в 1,2—1,4 раза.

Проводятся работы по созданию новых моделей автомобильной техники и техническому совершенствованию выпускаемых изделий. К концу пятилетки намечено снять с производства устаревшие модели, освоить более 100 новых и модернизированных образцов, повысить их качество и надежность, улучшить эксплуатационные характеристики, снизить металлоемкость.

За счет прогрессивных конструктивных решений экономия проката черных металлов в отрасли достигается: повышением долговечности, надежности, ремонтпригодности и сокращением расхода запасных частей; снижением массы автотранспортных средств при одновременном повышении грузоподъемности; применением прогрессивных материалов и экономичных профилей проката (низколегированных сталей, сталей непрерывной разливки, алюминиевых сплавов, термоупрочненного проката, полимерных материалов, фасонных горячекатаных и гнутых профилей).

Анализ конструкций основных базовых моделей выпускаемых автомобилей и прицепной техники показал, что в теку-

щей пятилетке масса одного изделия может быть снижена от 100 кг (автомобилей ГАЗ) до 500 кг (автомобилей КраЗ, МАЗ, прицепов З-ПТС-12 и полуприцепа 1-ПТС-9). Такое снижение массы позволит увеличить суммарную грузоподъемность в годовом выпуске автомобилей на 130 тыс. т.

Ведущими институтами, конструкторскими бюро и подразделениями определенной специализации проводятся работы по совершенствованию основных наиболее металлоемких узлов и деталей автомобильной техники за счет применения прогрессивных материалов.

Крупным металлоемким элементом грузовых автомобилей и прицепов является рама. Задачей конструкторов и технологов в десятой пятилетке является создание рам со сроком службы до списания автомобилей. Таким требованиям отвечают низколегированные стали с пределом текучести не менее 50 кгс/мм².

ГКТИавтопром и Главным конструкторским бюро по тракторным и автомобильным прицепах (г. Балашов) совместно с Минским и Кутаисским им. Г. К. Орджоникидзе автозаводами ведутся работы по применению гнутых профилей из хорошо свариваемых, низколегированных сталей, для изготовления рам прицепов и полуприцепов. Кроме того, внедрение гнутых профилей значительно снижает трудоемкость изготовления рам. Например, изготовление лонжерона рамы прицепа ГҚБ-3350, выпускаемого серийно, и лонжерона рамы прицепа ГҚБ-8527, подлежащего производству, из гнутого швеллера 250×90×7 позволит снизить массу изделия на 38 кг.

В целях экономии металла на предприятиях отрасли ведутся работы по внедрению заготовок, отлитых на установках непрерывной разливки, для массовых деталей автомобиля (коленчатые валы, вилки кардана, чашки дифференциала).

В конструкциях бортовых платформ грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов МАЗ, КамАЗ, кузовов автомобильных самосвалов предусматривается применение алюминиевых сплавов. Снижение массы автомобилей-самосвалов и прицепов МАЗ составит 300—500 кг на единицу транспортного средства, для автомобилей самосвалов КамАЗ — 800—1000 кг.

НАМИ совместно с производственными объединениями и предприятиями завершены работы, направленные на более широкое применение пластмасс в отрасли, определены наиболее рациональные пути применения пластмасс в производстве автомобильной техники. Определены объемы потребления на текущую пятилетку и на перспективу. Разработаны чертежи на 82 наименования крупногабаритных деталей из пластмасс, обеспечивающих экономию стального проката в 1980 г. около 30 тыс. т.

Анализ использования металлопроката в отрасли показывает, что выполнение все возрастающих требований к автомобилям в отношении их качества и снижения металлоемкости находится в прямой зависимости от структуры действующего сортамента проката и качества металла, из которого они изготавливаются.

Использование экономичных профилей проката обеспечивает уменьшение массы и расхода металла при изготовлении деталей автомобилей и оборудования, сокращает или полностью исключает объем работ на сварку, сборку, механическую обработку, повышает технико-экономические показатели, улучшает внешний вид изделия.

В автомобильной промышленности экономичные профили получают широкое распространение и дают хорошие технико-экономические результаты. В девятой пятилетке в отрасли внедрено 80 профилей, сэкономлено 72 тыс. т металла. За три года текущей пятилетки на заводах отрасли внедрено 34 профиля, сэкономлено более 11 тыс. т металлопроката. В текущей пятилетке на заводах отрасли планируется внедрить 76 профилей, ожидаемая экономия металлопроката около 60 тыс. т.

Значительный резерв экономии металлопроката заключается в совершенствовании и применении экономичных профилей в рессорном производстве.

Унификация размеров применяемого сортамента в рессорном производстве позволит сократить количество профиленосущих рессорной полосовой стали, уменьшить расход металла, снизить трудовые затраты в металлургическом производстве.

Осуществление намеченных мер в рессорном производстве поможет сэкономить к концу текущей пятилетки более 20 тыс. т металлопроката.

Значительные работы, направленные на экономию металла, ведутся в колесном производстве главным образом благодаря повышению массовости выпуска однотипных колес на основе унификации деталей и применяемого сортамента металлопроката, а также повышения их технологичности в изготовлении. Большие возможности экономии металла имеются и в производстве бортов автомобилей и прицепного состава.

За истекший период (с 1976 по 1978 гг.) ГКТИавтопром проведена значительная работа по определению технической

возможности унификации применяемого сортамента гнутых профилей проката, используемых в производстве бортов грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов.

Анализ конструкций бортов базовых моделей прицепного состава и автомобилей показал, что в этой области производства стоят большие задачи, связанные с созданием новых унифицированных конструкций бортов. Широкое поле деятельности для достижения экономии металла открывается также в области технологии и организации производства.

Министерство автомобильной промышленности дополнительно рассмотрело возможные меры по экономии проката черных металлов в 1978—1980 гг. за счет технологических мероприятий, внедрения прогрессивных технологических процессов и оборудования в заготовительных и обрабатывающих производствах.

В основу этих мероприятий заложено широкое использование рулонного листа, штамповка с предварительным растяжением, холодная объемная штамповка и высадка, горячая штамповка на кривошипных горячештамповочных прессах, кольцевая раскатка заготовок, порошковая металлургия и другие современные процессы.

К концу пятилетки выпуск прогрессивных заготовок в литейном производстве возрастет более чем в 2 раза, штамповкой на горячештамповочных прессах в 1,4 раза и холодной объемной штамповкой в 3 раза. В отрасли накоплен большой положительный опыт по интенсивному внедрению прогрессивной технологии, направленной на экономию черных металлов.

Одним из ведущих предприятий по экономии проката черных металлов в отрасли является Волжский автозавод им. 50-летия СССР. Заводом разработаны и осуществляются организационно-технические мероприятия по экономии металлопроката. Только благодаря совершенствованию технологических процессов предусмотрено сэкономить 30 тыс. т (6,5%) металлопроката. Это будет достигнуто в результате использования резервов, выявленных в кузнечном и прессовом производстве, которые являются основными потребителями проката черных металлов, путем применения горячей штамповки деталей с предварительной вальцовкой заготовок, использования высокоточного и производительного оборудования, приближения поковок по форме, размерам и качеству к готовой детали, применения проката мерных и кратных длин, развития процесса холодного выдавливания, улучшения раскроя листового проката, применения вырубки криволинейных заготовок на автоматических штамповочных линиях, широкого применения рулонного листа и ленты, других прогрессивных технологических решений. Одним из характерных примеров внедрения прогрессивных технологических процессов является широкое применение рулонного проката. В настоящее время в прессовом производстве для холодной штамповки его используется 55%. Реализация намеченных мероприятий по внедрению прогрессивных технологических процессов позволит в прессовом производстве повысить коэффициент использования металла по отношению к 1976 г. на 6%.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева разработана и внедряется малоотходная технология производства, позволяющая автоматизировать и механизировать технологические процессы и значительно сократить количество отходов.

Отличительная особенность и масштабность намеченных работ на указанном заводе определяются комплексным решением задачи малоотходного производства на базе коренного технического перевооружения заготовительных цехов с использованием наиболее прогрессивных технологических процессов, оборудования и материалов.

На Горьковском автозаводе одним из наиболее металлоемких и трудоемких является производство зубчатых колес. В связи с ростом требований по повышению нагрузочной способности редукторов и одновременным снижением металлоемкости и трудоемкости на заводе ведутся работы по усовершенствованию традиционных и разработки новых методов обработки зубчатых колес.

В содружестве с НИИТавтопром, ЭНИМСом и ВНИИметмашем завод занимается разработкой и внедрением оборудования и инструмента для обработки зубчатых колес, а также шлицевых валов методом пластического деформирования, в том числе накатыванием зубьев и шлицев в горячем и холодном состоянии.

Эти новые процессы дают значительную экономию металла. На заводе получает широкое применение метод холодной объемной штамповки путем высадки и выдавливания, создан участок холодного выдавливания.

Систематически ведутся работы по совершенствованию технологических процессов изготовления деталей на Запорожском автозаводе «Коммунар». Используя передовой отечественный и зарубежный опыт, Запорожский автозавод «Коммунар» одним из первых создал собственными силами линии продольного и поперечного распуска рулонного листа производительного

стью 30 тыс. т в год. В 1978 г. завод уже применил около 25 тыс. т рулонной стали вместо листа, или 31,6% потребляемой стали.

Из прогрессивных технологических процессов, внедряемых на Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины, наиболее широкое применение получили методы холодного выдавливания и горячей малоотходной штамповки. На заводе создан специализированный участок холодного выдавливания и высадки деталей с электронагревом. Завод имеет собственную лабораторию обработки металлов давлением и проводит исследования новых процессов, что позволяет сокращать сроки освоения производства.

На достаточном уровне организованы работы по экономии металла в производственном объединении УралАЗ. Здесь создана постоянно действующая комиссия, состоящая из ведущих конструкторов, технологов, производственных мастеров и рабочих. Комиссия проводит аттестацию каждой детали на металлоемкость. Результаты аттестации оформляются специальными актами, а итоги ее работы являются основой для текущих и перспективных планов снижения норм расхода проката черных металлов и металлоемкости машин.

Массовая аттестация деталей значительно расширила возможность использования металлоотходов. Создание в объединении специального технологического бюро и цеха по использованию отходов вполне оправдало себя. Это позволило привлечь в основное производство более 20 тыс. т отходов металла.

Государственный завод «Красная Этна» специализирован на производстве крепежных изделий, для которых холодная высадка является самым современным технологическим процессом, так как обеспечивает высокую производительность, точность и минимальный расход металла на 1 т годной продукции. В настоящее время на заводе 90% крепежных изделий изготавливаются методом холодной высадки. При этом коэффициент использования металла составляет 0,85.

На десятую пятилетку заводом разработаны мероприятия, направленные на повышение качества крепежных деталей, снижение норм расхода металла, совершенствование технологических процессов.

Одной из актуальных проблем в текущей пятилетке и в дальнейшем является специализация производства крепежных деталей массового применения и перевод их изготовления с точения на холодную объемную штамповку с применением прогрессивного кузнечно-прессового автоматического оборудования.

По опыту Волжского автозавода им. 50-летия СССР в последние годы производственные объединения отрасли «ЗИЛ», «ГАЗ», АвтоКрАЗ, БелАвтоМАЗ, «Москвич», Государственный завод «Красная Этна» и др. начали совершенствовать производство крепежных деталей и деталей массового применения, внедряются прогрессивное кузнечно-прессовое оборудование, ряд прогрессивных технологических процессов изготовления методом выдавливания таких деталей, как поршневые пальцы, специальные гайки, ступенчатые заклепки и т. д.

Ускорение работы по унификации и стандартизации указанных деталей является одним из условий успешного осуществления дальнейшей специализации всего производства.

Большая роль в разработке эффективных проектно-конструкторских и технологических мероприятий по экономии металла принадлежит научно-исследовательским организациям отрасли, рационализаторам, изобретателям, передовикам производства. Технологические институты, конструкторские бюро не должны довольствоваться достигнутым, а идти вперед, укрепляя связи науки с производством, внедряя в производство лучшие результаты технического прогресса. Ликвидация непроизводительных потерь, экономия металлов эффективны там, где планомерно внедряются в производство прогрессивные нормативы расходования материальных средств, научная организация труда, высокое качество работы, комплексное использование достижений науки, техники и технологии в производственных процессах.

Именно об этом говорилось на Всесоюзном семинаре 6—9 июня 1978 г. в г. Запорожье, организованном Министерством автомобильной промышленности в свете постановления ЦК КПСС «Об организаторской и политической работе Челябинского обкома партии по экономии черных металлов на предприятиях и стройках области в свете требований XXV съезда КПСС».

Ноябрьский (1978 г.) Пленум ЦК КПСС вновь подчеркнул, что долг партийных, советских и хозяйственных организаций — всемерно устранять непроизводительные издержки и потери, добиваться бережного расходования металла, топлива, электроэнергии, всех материальных, финансовых и трудовых ресурсов.

Автомобилестроители, руководствуясь решениями партии и правительства о всемерной экономии и рациональном использовании природных богатств нашей Родины, сделают все возможное, чтобы работать еще более эффективно, еще более производительнее с тем, чтобы внести свой весомый вклад в успешное завершение величественных планов десятой пятилетки, определенных историческими решениями XXV съезда КПСС.



УДК 629.113:658.56

Процесс формирования уровня качества автомобиля на сборочных линиях завода в реальном масштабе времени

В. Г. ЖЕЛУДОВ, Л. А. РАЗОРЕНОВ
Автозавод им. Ленинского комсомола

АВТОМАТИЗАЦИЯ системы управления качеством на сборочных линиях Автозавода им. Ленинского комсомола началась в 1974 г. Подготовлена и сдана в действующее производство подсистема «Управление качеством сборочного производства» (подсистема 8), которая входит в состав комплексной системы управления качеством¹. Данная подсистема охватила весь технологический цикл изготовления легковых автомобилей «Москвич». Функционируя в реальном масштабе времени, подсистема 8 осуществляет непрерывный контроль уровня качества поточного производства автомобилей в условиях конвейера.

Каждый автомобиль в ходе сборки и испытаний проходит восемь контрольных точек (постов), на которых его подвергают тщательному контролю качества. Контролеры бюро техни-

ческого контроля (БТК) соответствующих цехов осматривают автомобиль и заносят результаты своей проверки в документы системы качества. К ним относятся: «Контрольная карта» и «Контрольная книжка». Эти документы были разработаны отделом АСУ завода при участии отдела технического контроля (ОТК) и выполняют следующие функции: служат контрольным списком последовательного осмотра автомобиля на постах ОТК; дают информацию персоналу участков исправления дефектов; являются источником информации по вводу данных о качестве в ЭВМ.

Сбор исходных данных в подсистеме ведется с телетайпов приема-передачи абонентских пунктов (АП), установленных на постах ОТК (см. таблицу). Передача данных ведется в любом случае, независимо от присутствия или отсутствия дефектов, обнаруженных при межоперационном контроле. По мере поступления данных о качестве подсистема реализует две основные функции: немедленно извещает руководство цехов и

¹ Желудов В. Г. Решение задач по управлению производством в реальном масштабе времени в АСУ «Москвич». — Автомобильная промышленность, 1977, № 11, с. 3.

Номер абонентского пункта	Места установки абонентских пунктов	Краткая характеристика выполненных работ
АП1	Диспетчерская кузовного цеха	Анализ информации о качестве автомобилей, сваренных в кузовном цехе Контроль сварки каркаса, укомплектовки и рихтовки неокрашенного кузова
АП2	Выход с участка рихтовки в кузовном цехе	
АП3	Вход на участок подготовки к окраске в цех окраски	Окончательный контроль неокрашенного кузова
АП4	Выход с участка лаков цеха окраски	
АП5	Диспетчерская цеха сборки	Контроль и приемка по чертежам, рисункам и ТУ. Определение сорта и качества окраски Анализ информации о качестве автомобилей в цехах сборки и окраски
АП6	Выход с участка обойки цеха сборки	
АП7	Выход с главного конвейера цеха сборки	Контроль сборочных операций обойного конвейера. Контроль крепежа, контроль комплектности согласно ТУ отдела главного конструктора и комплекточной карте страны назначения Приемка сборочных комплектов и конструкций в соответствии с требованиями ТУ и ГОСТ. Приемка автомобиля
АП8	Выход с отделочного конвейера цеха испытаний	
АП9	Диспетчерская цеха испытаний	Выявление дефектов ходовой части, двигателя, трансмиссии после технологического пробега. Окончательная приемка автомобиля Анализ бракованных изделий, узлов и агрегатов (двигателя, коробки ТУ, передней подвески, заднего моста, карданного вала и др.)

участков (виновников брака) о выявленных дефектах автомобилей на линиях сборки; запоминает эти данные для последующего анализа работы системы качества за смену, сутки, декаду и с начала месяца.

Текущая информация о качестве выдается на приемные телетайпы абонентских пунктов производственных цехов. Схема расположения абонентских пунктов подсистемы качества в сборочном производстве показана на рисунке. Все абонентские пункты подсоединены к ЭВМ линиями связи.

Ядром подсистемы является программа, приспособленная к сбору информации непосредственно с постов технического контроля. Программа, написанная на машинно-ориентированном языке АССЕМБЛЕР, обеспечивает своим алгоритмом телеобработку данных в процессе производства и решает следующие задачи: прием и редактирование исходных данных в режиме диалога; коммутацию сообщений о качестве на приемные телетайпы; исправление или полное исключение ошибочных сообщений; запрещение выдачи сообщений на приемные телетайпы по решению контролеров; отслеживание состояния абонентских пунктов; запуск подсистемы и прекращение ее работы по инициативе оператора ЭВМ.

В процессе внедрения подсистемы 8 цехами и службами завода были освоены различные мероприятия по ведению контроля качества на сборочных линиях в условиях автоматизированной системы управления. Рассмотрим детальный перечень четырех организационных процедур, составляющих эти мероприятия, и их взаимосвязь с технологией сборки автомобилей.

1. Контроль качества автомобилей и регистрация данных о дефектах. Порядок осмотра автомобилей регламентируется рабочими инструкциями ОТК.

Данные осмотра контролеры записывают в «Контрольную книжку» и в «Контрольную карту». Например, «Контрольная книжка» представляет собой книжку карманного формата, сброшюрованную из восьми листов, по одному на каждый пост ОТК. Этот документ сопровождает автомобиль от цеха окраски до цеха испытаний, где изымается службой качества и складывается в архив ОТК. Расположение реквизитов на листе упорядочено в последовательности осмотра и передачи данных в систему. На некоторых листах имеются чертежи автомобиля в перспективе, с целью точного указания мест, на которых вскрыты дефекты, для удобства их исправления рабочими-дефектчиками. Каждый лист имеет следующие реквизиты: номер поста ОТК, номер кузова, тип кузова, код цвета, номер контролера (номер штампа), номер сборочной линии, коды дефектов и их наименования. Контролер, закончив осмотр автомобиля, обязан заполнить указанные реквизиты.

2. Ввод исходных данных о качестве в ЭВМ. Информация о качестве, записанная в сопроводительных документах, вводится контролерами БТК путем набора несложного сообщения на клавиатуре телетайпа. Структура сообщения формализована и имеет мнемонику кодов, хорошо усваиваемую персоналом технического контроля. Послав сообщение в ЭВМ, контролер получает подтверждение правильности ввода не позднее 15 с. В противном случае ЭВМ просит повторить передачу того реквизита, в котором была найдена ошибка. Диалог человека с машиной дисциплинирует сбор данных, повышает их достоверность и приносит удовлетворение от продуктивной работы.

Окончив передачу, контролер расписывается и ставит штамп приемки ОТК, означающий, что оценка качества выполнена и автомобиль может перейти на следующую стадию сборки или на участок доделки.

Каждый пост ОТК оснащен двумя телетайпами приема-передачи. Если один из них выходит из строя, то ввод данных осуществляется с другого телетайпа. При поломке обоих телетайпов передача данных выполняется с последующего поста ОТК, так как документ системы качества движется вместе с автомобилем. Отказ ЭВМ не приводит к потери информации. В этом случае контролер вводит данные о качестве на перфоленту с помощью перфоратора, встроенного в телетайп. Перфолента в конце смены доставляется на вычислительный центр для ввода в ЭВМ.

Круг обязанностей контролеров на сборочных линиях определен «Тарификатором контрольных постов ОТК сборочного производства» и тесно связан с технологическим процессом сборки и испытания автомобилей. Места установки абонентских пунктов, совмещенных с постами ОТК, и функции контролеров отражены в таблице.

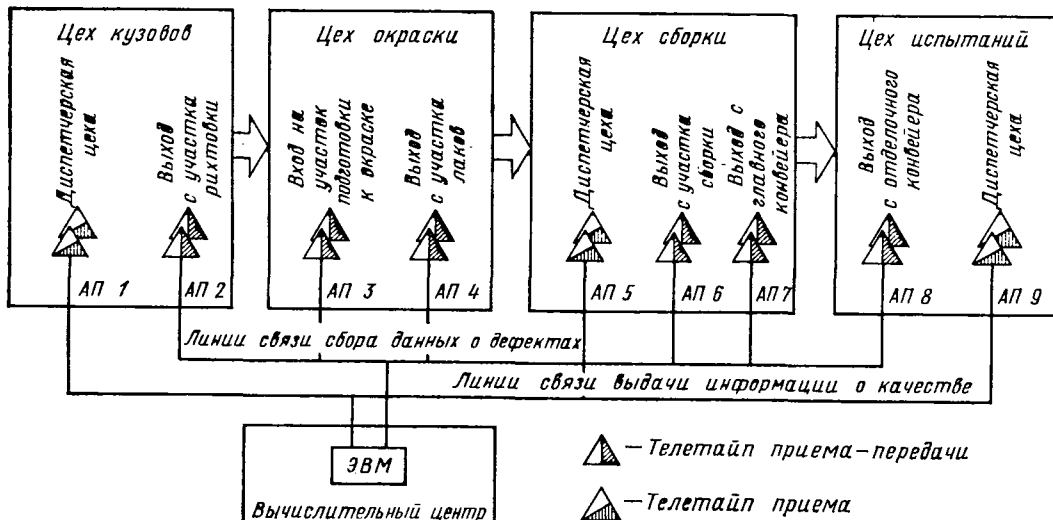
3. Ввод корректирующих сообщений в ЭВМ. В некоторых случаях ОТК устанавливает приоритет на использование в системе качества определенных кодов дефектов. Такие условия могут возникнуть, когда дефекты непрерывно повторяются и неустраняемы в течение продолжительного времени. Например, плохая работа сварочного автомата порождает дефекты из-за нарушения режима сварки. Тогда в период устранения неисправности нет смысла выдавать один и тот же дефект о некачественной сварке на приемные телетайпы кузовного цеха.

По желанию ОТК в любое время и с любого телетайпа можно установить приоритет кодов дефектов с помощью запросов, определяющих статус существования дефектов в системе (либо запретить, либо разрешить).

Соотношение множества кодов дефектов в системе качества может быть выдано на телетайп по требованию также с помощью послышки запроса в ЭВМ.

По указанию руководства ОТК контролеры сборочных линий могут наложить запрет на выдачу сообщений о выявленных дефектах на приемные телетайпы с помощью специального запроса.

4. Выдача ЭВМ информации о выявленных дефектах. Для обработки сообщений о выявленных дефектах на линиях сборки используются три абонентских пункта: в кузовном цехе, на главном конвейере и на участке



окончательной приемки автомобилей (см. рисунок). В состав абонентских пунктов входят два приемных телетайпа, взаимно заменяющие друг друга при отказах. Адреса передачи данных в производство задаются содержанием информационного массива кодов дефектов. Переработав исходные данные, подсистема «Управление качеством сборочного производства» рассылает сообщения на тот или иной абонентский пункт согласно следующим правилам:

- если в исходном сообщении нет дефектов, то рассылка информации не производится;
- если перед исходным сообщением стоит признак запрета, то рассылка также отменяется;
- если в исходном сообщении есть дефекты, то рассылка информации на абонентском пункте выполняется в соответствии с реквизитами «Адреса АП» и «Коды дефектов» массива кодов дефектов.

Информация о выявленных дефектах выдается на телетайпы в таком разрезе: время передачи, номер сборочной линии, номер контрольного поста ОТК, номер цеха и участка, отвечающего за брак, номер кузова, код цвета окраски, коды дефектов и их подробное наименование. По существу подсистема 8 выдает на приемные телетайпы построены список данных о всех автомобилях, прошедших посты ОТК в течение рабочего дня.

Таким образом, на телетайпах абонентских пунктов концентрируются сообщения о качестве автомобилей в процессе работы главного конвейера и обнаружении дефектов. Используя эти сведения, начальники кузовного, окрасочного, сборочного цехов, а также цеха испытаний и мастера производственных участков сборочных линий принимают оперативные воздействия по устранению причин, вызывающих появление бракованных изделий. Информация о вскрытых дефектах учитывается при составлении ВТК ежемесячной справки по бездефектной сдаче продукции на участках в бюро труда и зарплаты для начисления премии.

Следует подчеркнуть, что внедрение подсистемы «Управление качеством сборочного производства» позволило осуществлять статистический анализ качества по всей номенклатуре выпускаемых автомобилей, организовало отчетность служб ОТК о браке по цехам, по участкам, по конкретным виновникам и по стоимости забракованной продукции.

Главными показателями экономической и организационной эффективности подсистемы качества является оперативность представления информации на различных уровнях управления производством, что в конечном счете позволило сократить время на ликвидацию отклонения в производственной деятельности автозавода и снизить потери от брака.



УДК 621.43.038.87

Форсунка для предпусковых подогревателей дизелей

Канд. техн. наук А. И. МЕЛЕНЧУК, канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ,
канд. техн. наук Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, А. Н. МОИСЕЙЧИК
НАМИ

Для распыления топлива в серийных предпусковых подогревателях дизелей, выпускаемых отечественной промышленностью, применяются центробежные форсунки. Опыт эксплуатации подогревателей показал, что форсунки не обладают необходимыми стабильными характеристиками и надежностью работы в условиях изменяющихся температур окружающего воздуха. Это обусловлено тем, что при разработке форсунок не учитывали в полной мере следующие особенности конструкции и работы предпусковых подогревателей: малые расходы топлива (3—10 кг/ч), обусловленные требуемой тепловой производительностью подогревателя; относительно невысокое давление топлива (5—8 кгс/см²), ограниченное затратами энергии на привод подогревателя; изменяющуюся вязкость топлива, зависящую от условий эксплуатации подогревателя при температуре окружающего воздуха — 10 ÷ —60°С.

В настоящее время теория и расчет центробежных форсунок разработаны достаточно полно [1], однако они не позволяют создавать конструкцию форсунок, учитывающую указанные особенности работы предпусковых подогревателей. В связи с этим при создании конструкции подогревателя ПЖД-30 был проведен комплекс расчетно-исследовательских и технологических работ, в результате которых была разработана надежная форсунка. Методика расчета и опыт создания этой форсунки могут быть использованы при разработке форсунок подогревателей других типов.

На рис. 1 приведена расчетная схема распылителя. Выходное сопло распылителя расположено по оси камеры закручивания, имеющей форму цилиндра и сопряженной с соплом переходным конусом. Топливо в камеру закручивания подводится тангенциально к ее поверхности. Благодаря вращательному движению топлива в камере закручивания истечение его из сопла происходит в виде конической пленки, которая затем распадается на мелкие капли. В результате закручивания в центре сопла возникает воздушный вихрь, значительно уменьшающий коэффициент расхода μ и увеличивающий угол конуса распыла 2θ .

Согласно теории центробежной форсунки [1] для идеальной жидкости, гидравлические параметры распылителя μ и 2θ однозначно определяются величиной его геометрической характеристики A (рис. 2), т. е.

$$A = \frac{Rr_c}{nr_{т.к}^2}, \quad (1)$$

где R — радиус закручивания в мм (рис. 1);

r_c — радиус соплового отверстия в мм;

n — число тангенциальных каналов;

$r_{т.к}$ — радиус тангенциального канала в мм.

В реальных условиях, однако, в проточной части распылителя возникают потери энергии из-за трения топлива о стенки камеры закручивания и потери, вызванные деформацией потока на входе в тангенциальные каналы, а также потери в камере закручивания в результате поворота потока и набегания основного потока на поток, выходящий из тангенциального канала. Величина этих потерь пропорциональна скоростному напору в тангенциальных каналах, который будет возрастать по мере увеличения степени раскрытия сопла, т. е. увеличения отношения r_c/R .

Деформация потока на входе в тангенциальные каналы уменьшает живое сечение потока, что приводит к увеличению геометрической характеристики A . Сжатие потока на выходе из тангенциальных каналов увеличивает действительный радиус закручивания, вследствие чего геометрическая характеристика возрастает. При этом сжатие потока тем сильнее, чем меньше отношение $R/r_{т.к}$.

Ввиду наличия предварительного закручивания топлива обычные гидравлические потери предопределяют и потери момента количества движения, которые в отличие от потерь напора увеличивают коэффициент расхода. Для форсунок подогревателей дизелей этот вид потерь является преобладающим.

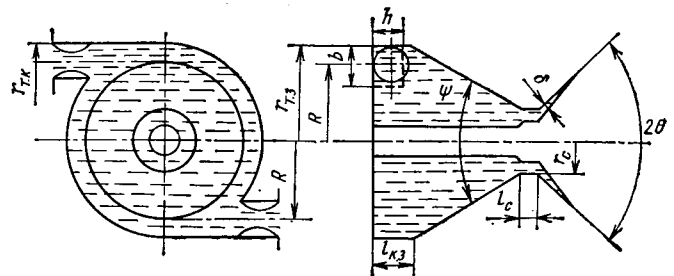


Рис. 1. Расчетная схема распылителя центробежной форсунки: ψ — угол переходного конуса

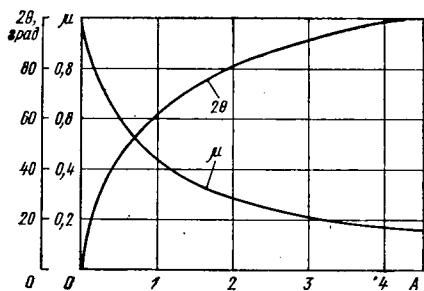


Рис. 2. Теоретические зависимости изменения коэффициента расхода μ и корневого угла факела распыла 2θ от геометрической характеристики A

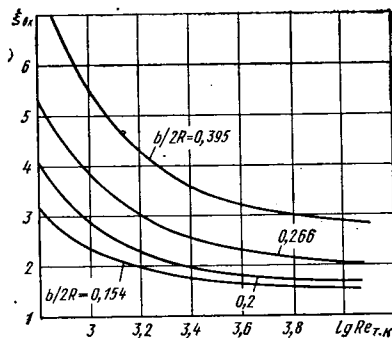


Рис. 3. Изменение коэффициента сопротивления входа в камеру закручивания в зависимости от числа $Re_{т.к}$ для прямоугольных тангенциальных каналов при различных отношениях $b/2R$

$$\mu_p = \frac{\mu_0}{\sqrt{1 + \xi_{вх} \frac{A^2}{(R/r_c)^2 \mu_0^2}}}, \quad (5)$$

где μ_0 — эквивалентный коэффициент расхода;
 $\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления входа в камеру закручивания.

Эквивалентный коэффициент расхода μ_0 определяется по значению эквивалентной геометрической характеристики A_0 [2]:

$$A_0 = \frac{Rr_c}{nr_0^2 + \frac{\lambda}{2} R(R - r_c)}. \quad (6)$$

Эквивалентный радиус $r_0 = d_0/2$ определяется из формулы (2). Коэффициент трения λ определяется по зависимости

$$\lg 100 \lambda = \frac{25,8}{(\lg Re_{т.к})^{2,58}}. \quad (7)$$

Число Рейнольдса для прямоугольных тангенциальных каналов находится по формуле

$$Re_{т.к} = \frac{2g_{т}}{\gamma_{т} \nu_{т} \sqrt{n(b+h)} 10^{-3}}, \quad (8)$$

где $g_{т}$ — расход топлива в кг/с;
 $\nu_{т}$ — кинематическая вязкость топлива в m^2/c ;
 $\gamma_{т}$ — удельный вес топлива в kg/m^3 .

Коэффициент сопротивления входа $\xi_{вх}$ находится по рис. 3, полученному на основе исследований зависимостей

$$\xi_{вх} = f\left(Re_{т.к}, \frac{b}{2R}\right).$$

Формула (5) справедлива только для относительно малой длины камеры закручивания ($l_{к.з} \leq 3h$), так как в ней не учитываются потери момента количества движения по длине камеры закручивания.

По полученным значениям μ_p (5) с помощью теоретических зависимостей, показанных на рис. 2, определяется величина корневого угла факела распыла $2\theta_p$.

Порядок расчета распылителя форсунки подогревателя следующий.

1. По заданной величине 2θ (рис. 2) определяются значения геометрической характеристики A и коэффициента расхода μ .
2. Из уравнения расхода определяется радиус сопла распылителя

$$r_c = \sqrt{\frac{g_{т}}{\pi \mu 10^{-4} \sqrt{2g_{п} \gamma_{т}}}} \text{ мм}, \quad (9)$$

где $\pi = 3,14$ — отношение длины окружности к радиусу;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения.

3. Выбирается число тангенциальных каналов. Для распылителей форсунок подогревателей $n=2$, это обеспечивает достаточно равномерное распределение топлива вокруг оси факела распыла при приемлемой площади сечения каналов.

4. Выбирается радиус закручивания R из соотношения, полученного по опытным данным НАМИ для форсунок с малым расходом топлива,

$$\frac{R}{r_c} = 2 + 0,1(10 - 0,9G_{т}), \quad (10)$$

где $G_{т}$ — расход топлива подогревателем в кг/ч.

5. Определяется эквивалентный радиус тангенциального канала из выражения (3)

$$r_0 = \sqrt{\frac{Rr_c}{nA}}. \quad (11)$$

6. Задавшись шириной тангенциального канала

$$b = (2 + 2,5)r_0, \quad (12)$$

находят глубину тангенциального канала

$$h = \frac{r_0 b}{R - r_0} \quad (13)$$

Потери момента количества движения в камере закручивания зависят от величины поверхности камеры закручивания, отнесенной к расходу топлива, и определяются отношениями R/r_c , $R/r_{т.к}$ и относительной длиной камеры закручивания, с уменьшением которых потери снижаются.

Относительную длину камеры закручивания можно подсчитать как $(l_{к.з} - 2r_{т.к})/2r_{к.з}$, где $l_{к.з}$ и $r_{к.з}$ — соответственно длина и радиус камеры закручивания.

Для снижения величины потерь момента количества движения в форсунках подогревателей целесообразно уменьшать поверхность камеры закручивания. Это может быть достигнуто уменьшением отношения R/r_c и уменьшением длины камеры закручивания $l_{к.з}$. Минимальная длина камеры закручивания может быть получена при выполнении тангенциальных каналов открытыми и имеющими прямоугольное сечение. Тогда длина камеры закручивания будет незначительно больше высоты тангенциального канала.

У каналов прямоугольной формы коэффициенты расхода меньше, чем у каналов с круглым сечением, что обеспечивает при одинаковых расходах топлива большую площадь поперечного сечения и, следовательно, меньшую вероятность засорения при работе и более высокую технологичность при изготовлении.

В то же время форма поперечного сечения тангенциального канала оказывает существенное влияние и на гидравлику форсунки [2].

Отличие формы канала от круговой в гидравлике характеризуется эквивалентным диаметром

$$d_0 = \frac{2bh}{b+h}, \quad (2)$$

где b — ширина тангенциального канала в мм;
 h — высота тангенциального канала в мм.

Для круглого канала эквивалентный диаметр равен действительному диаметру канала. Геометрическая характеристика распылителя с прямоугольными тангенциальными каналами определяется не радиусом, подсчитанным по площади канала, а эквивалентным радиусом $r_0 = d_0/2$, т. е.

$$A = \frac{Rr_c}{nr_0^2}. \quad (3)$$

На характеристику форсунки существенное влияние оказывает вязкость топлива. С увеличением вязкости топлива коэффициент расхода возрастает [3]. Увеличение коэффициента расхода приводит к увеличению толщины пленки δ (рис. 1) на выходе из сопла, что видно из зависимости

$$\frac{\delta}{r_c} = \frac{1 - \sqrt{1 - \mu \cos \theta}}{\cos \theta}, \quad (4)$$

где θ — половина корневого угла факела распыла.

Очевидно, что при прочих равных условиях увеличение толщины топливной пленки приводит к ухудшению качества распыливания.

При расчете гидравлической характеристики распылителя необходимо определить коэффициент расхода μ_p с учетом как потерь момента количества движения от трения топлива о стенки камеры закручивания [2], так и потерь напора на входе в камеру закручивания, вызванных деформацией входящего потока.

Уравнение для коэффициента расхода с учетом указанных факторов примет вид

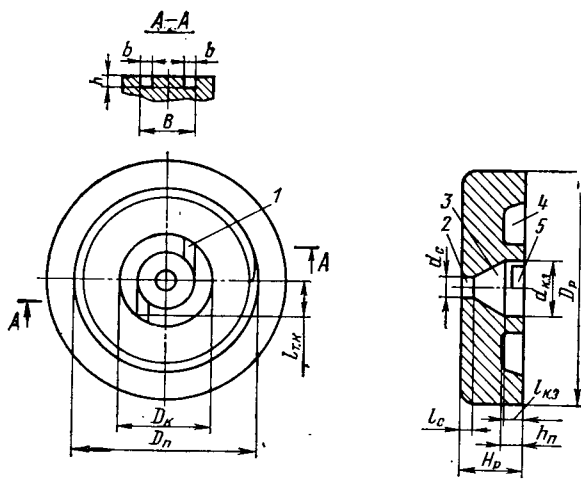


Рис. 4. Распылитель форсунки подогревателя:
1 — тангенциальный канал; 2 — сопловое отверстие; 3 — переходный конус; 4 — питательная камера; 5 — камера закручивания

В дальнейшем полученные значения геометрических параметров уточняются с учетом потерь трения и деформации потока.

7. Вычисляется значение $Re_{т.к}$ по формуле (8).

8. Определяется коэффициент трения λ по формуле (7).

9. Находится геометрическая характеристика A_0 по формуле (6).

10. Определяется значение μ_0 , соответствующее геометрической характеристике A_0 по рис. 2.

11. Рассчитывается коэффициент сопротивления входа $\zeta_{вх}$ по рис. 3.

12. Определяется расчетный коэффициент расхода μ_p по формуле (5).

13. Находится расчетный корневой угол факела распыла $2\theta_p$ по рис. 2 и расчетному коэффициенту μ_p .

14. Сравниваются расчетные значения μ_p и $2\theta_p$ с заданными значениями μ и 2θ . Если разница между ними превышает 5%, то выполняется расчет второго приближения. При повторном расчете следует варьировать площадь тангенциального канала. Если $\mu_p > \mu$, то необходимо уменьшить площадь тангенциального канала за счет его высоты, а если $\mu_p < \mu$, то следует увеличить площадь тангенциального канала.

На рис. 4 показана конструкция распылителя с прямоугольными тангенциальными каналами, основные геометрические параметры которого определяются по приведенной методике, а остальные конструктивные размеры выбираются с учетом следующих рекомендаций.

Длину соплового отверстия l_c выбирают равной $l_c = (0,3 \div 0,5) d_c$, исходя из условий обеспечения максимального корневого угла факела распыла. Длину тангенциальных каналов принимают $l_{т.к} = (1,5 \div 2,0) b$, согласно условию обеспечения тангенциальной направленности потока в камеру закручивания $d_{к.з} = 2R + b$. Длина камеры закручивания должна быть несколько больше высоты тангенциального канала, чтобы исключить возможность врезания тангенциальных каналов в поверхность переходного конуса, т. е. $l_{к.з} = h + 3\Delta h$, где Δh — допуск на высоту тангенциального канала. Угол перехода камеры закручивания в сопловое отверстие выбирают равным 60°. Особое внимание следует обратить на concentricность соплового отверстия относительно поверхности камеры закручивания. Биение не должно превышать 10% диаметра соплового отверстия. Необходимо исключить возможность врезания тангенциальных каналов в поверхность камеры закручивания, что должно быть обусловлено допуском на расстояние B между наружными плоскостями тангенциальных каналов и допуском на отклонение от симметричности расположения каналов.

Значительное влияние на гидравлические параметры форсунок оказывают точность их изготовления и чистота поверхности проточной части распылителя (главным образом чистота поверхности камеры закручивания и особенно соплового отверстия) [4]. Наибольшее влияние на параметры распылителя оказывает точность выполнения размеров проточной части, а именно диаметра сопла d_c , размеров тангенциального канала b и h и диаметра камеры закручивания $d_{к.з}$. Относительные изменения размеров сопла и тангенциального канала одинаково

влияют на изменение расхода топлива, а относительное изменение диаметра $d_{к.з}$ влияет в 2 раза меньше. В связи с этим допуски на размеры соплового отверстия, тангенциальных каналов и камеры закручивания должны выбираться не ниже второго класса точности.

Точность выполнения остальных размеров не оказывает существенного влияния на расход топлива, и поэтому допуски на них могут быть заданы, исходя из конструктивных и технологических факторов. Надежность работы форсунки в значительной мере определяется герметичностью распылителя.

Дисперсионный состав факела топлива оказывает существенное влияние на рабочий процесс подогревателя. Как показали исследования, средний диаметр капель в факеле, создаваемом форсунками рассматриваемого типа, может быть определен по формуле [5]

$$d_m = \frac{\delta}{0,0304 \left(\frac{\delta v_{т.к}}{\nu_{т.к}} \right)^{0,585}}, \quad (14)$$

где d_m — средний (медианный) диаметр капель;

$v_{т.к} = g_{т.к} / (\pi r_c^2 \gamma \cdot 10^{-6})$ — эквивалентная скорость топлива в сопле распылителя.

В соответствии с указанной зависимостью средний диаметр капель не превышает 100 мкм.

Процесс распыления как форма распада пленки, вытекающей из сопла, заканчивается в непосредственной близости от соплового отверстия — не более 10—15 мм от торца сопла. Турбулентные воздушные потоки, входящие в горелку, способствуют интенсивному перемешиванию капель топлива и воздуха, но не оказывают влияния на дисперсный состав капель топлива в факеле.

На рис. 5 показана конструкция форсунки подогревателя ПЖД-30 с распылителем, имеющим прямоточные пазы.

На рис. 6 приведены результаты сравнительных испытаний форсунок ПЖД-44 и ПЖД-30 подогревателей при различной температуре топлива ($p_{т.к} = \text{const}$), показывающие преимущества форсунки ПЖД-30.

Расход топлива этих форсунок при 18°C одинаков, однако стабильность расхода в рассматриваемом диапазоне температур у форсунки ПЖД-30 в 2 раза меньше.

В условиях изменения температуры окружающего воздуха от -10 до -50°C при наличии подогрева топлива, предусмотренной конструкцией котла подогревателя ПЖД-30, расход изменяется через форсунку не более чем на 7%. Это обусловливает высокую стабильность работы подогревателя.

Конструкция распылителя разработана таким образом, что для его изготовления можно применить метод прессования из металлокерамического порошка с последующим спеканием. При таком методе геометрические размеры элементов проточной части распылителя выполняются непосредственно при прессовании, а после спекания осуществляется только шлифовка торцов распылителя. Испытания опытной партии распылителей форсунок подогревателя ПЖД-30, изготовленной Ленинградским арматурно-карбюраторным заводом им. А. В. Куйбышева, показали, что при одном и том же давлении топлива изменение расхода не превышало 7%, а корневой угол распыла изменялся в пределах 75—90°.

Разработанная методика расчета и комплекс проведенных экспериментально-конструкторских и технологических работ завершились созданием конструкции форсунок для предпусковых подогревателей дизелей, учитывающей особенности условий эксплуатации.

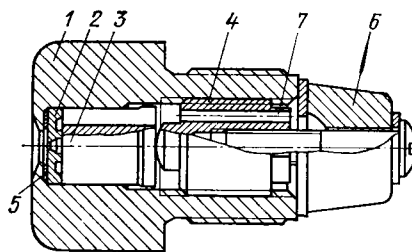
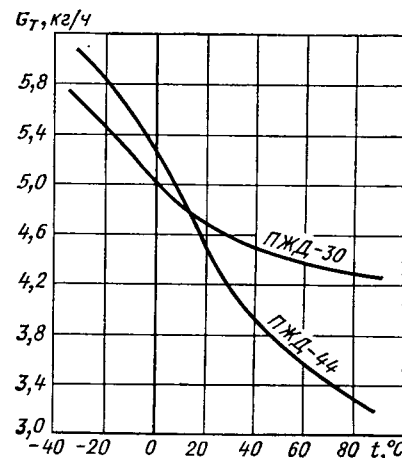


Рис. 5. Форсунка подогревателя ПЖД-30:
1 — корпус форсунки; 2 — распылитель; 3 — проставка; 4 — винт форсунки; 5 — прокладки распылителя; 6 — винт крепления фильтра; 7 — фильтр

Рис. 6. Изменение расхода топлива через форсунку в зависимости от температуры t топлива при постоянном давлении



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., Гостехиздат, 1958.
2. Бородин В. А. Распыливание жидкостей. М., Машиностроение, 1967.
3. Штейнберг А. С., Меленчук А. И. Распыливание топлива

на пусковых режимах автомобильных газотурбинных двигателей. — Труды НАМИ. М., 1975, вып. 152.

4. Кулагин Л. В. Определение допусков на основные размеры центробежных форсунок. М., Трансжелдориздат, 1960.

5. Штейнберг А. С., Меленчук А. И. Расчет мелкости распыливания форсунок автомобильных газотурбинных двигателей. — Труды НАМИ. 1975, вып. 152.

УДК 629.113:621.43.004

Влиянии конструкции деталей поршневой группы на токсичность двигателя

Кандидаты техн. наук С. А. АФИНЕВСКИЙ, Ю. А. КОГАН, Е. В. ШАТРОВ

НАМИ

ЗА ПОСЛЕДНИЕ годы достигнуто значительное снижение токсичности отработавших газов двигателей. Однако недостаточно исследованы возможности уменьшать токсичность отработавших газов за счет совершенствования конструкции деталей поршневой группы или их отдельных конструктивных параметров. В связи с этим в НАМИ проведены стендовые испытания по определению токсичности четырехцилиндрового карбюраторного двигателя рабочим объемом цилиндров 1,5 л, укомплектованного поршнями и поршневыми кольцами различной конструкции. Основные показатели двигателя следующие: $S/D=0,85$; $\epsilon=8,8$; $N_e=75$ л. с. при 5800 об/мин.

Стендовые испытания проводили в соответствии с ГОСТ 14846—69. После окончания каждого цикла испытаний при переборке и смене деталей двигатель дополнительно обкатывали до стабилизации расхода масла на угар. В отработавших газах измеряли концентрацию углеводородов и угарного газа, а концентрацию окислов азота не определяли, так как известно, что конструкция поршня и поршневых колец карбюраторного двигателя практически не влияет на содержание NO_x .

Содержание токсичных компонентов в отработавших газах измеряли при помощи инфракрасного недисперсного газоанализатора японской фирмы Янагимото (модель EJH-101) с точностью $\pm 3\%$.

Концентрацию CH и CO в отработавших газах определяли во время работы двигателя по характеристике холостого хода и по нагрузочным характеристикам на наиболее типичных для работы в эксплуатации режимах ($n=1400, 2000$ и 2500 об/мин).

Расход масла на угар измеряли путем непрерывного взвешивания бачка с маслом, которое стекало в него из «сухого картера» [1]. Двигатель работал на двух режимах: $n=2500$ и 3700 об/мин при 50%-ной нагрузке от максимальной. Поскольку угар масла мало зависит от изменения нагрузки, нецелесообразно проводить испытания на полных нагрузках. Основным является режим $n=2500$ об/мин. Режим $n=3700$ об/мин был выбран для проверки тенденции изменения расхода масла с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя.

В соответствии с апробированной методикой двигатель на каждом режиме отработывал три цикла по 4 ч, полученные значения расхода масла осреднялись. Температура воды и масла поддерживалась $80 \pm 2^\circ C$.

Для испытаний были выбраны варианты (рис. 1, а—е) комплектации двигателя деталями различной конструкции.

1. Штатный комплект деталей поршневой группы, включающий поршень с тремя канавками, верхнее компрессионное «торсионное» кольцо, нижнее компрессионное кольцо скребкового типа и маслоъемное чугунное коробчатое прорезное кольцо с встречными фасками (рис. 1, а).

2. Комплект деталей по первому варианту, но коробчатые маслоъемные чугунные кольца заменены стальными маслоъемными трехэлементными кольцами с двухфункциональными расширителями (рис. 1, б). Применяется с целью выявления зависимости токсичности двигателя от расхода масла на угар.

3. Поршень с двумя канавками, компрессионное кольцо — торсионное, маслоъемное — трехэлементное с двухфункциональным расширителем (рис. 1, в и рис. 2). Применяется для выяснения зависимости токсичности двигателя от наличия объема между компрессионными кольцами, аккумулирующего продукты неполного сгорания.

4. Поршень с тремя канавками, верхнее компрессионное кольцо прямоугольного поперечного сечения, второе кольцо — скребковое, маслоъемное кольцо — коробчатое (рис. 1, г). Применяется для выяснения влияния разных по форме и величине зазоров между верхним кольцом и поверхностями цилиндра и поршня.

5. Комплект деталей по четвертому варианту, но чугунные коробчатые маслоъемные кольца заменены стальными трехэлементными (рис. 1, д).

6. Комплект деталей поршневой группы по первому варианту, однако с целью резкого повышения расхода масла на угар верхнее кольцо перевернуто торсионной фаской вниз (рис. 1, е).

7. Поршень с уменьшенной глубиной канавок под компрессионные кольца, остальные детали — по первому варианту.

Для устранения установленного ранее [2] влияния на концентрации CO и CH проворачивания поршневых колец компрессионные кольца при всех вариантах комплектации фиксировались стопорами, вмонтированными в дно канавок поршня так, что верхнее кольцо было повернуто относительно оси коленчатого вала на 45° по часовой стрелке, а нижнее — на 230° .

Результаты измерений расхода масла на угар при первом — шестом варианте комплектации приведены в таблице. Рас-

Вариант комплектации	Расход масла на угар в г/ч на режимах	
	$n=2500$ об/мин	$n=3700$ об/мин
1	30	45
2	18	30
3	21	35
4	30	45
5	18	30
6	54	81

ход масла на угар при седьмом варианте комплектации составлял соответственно при $n=2500$ об/мин — 30 г/ч и при $n=3700$ об/мин — 45 г/ч.

Содержание углеводородов в отработавших газах для первых трех вариантов комплектации (кривые 1—3) при работе двигателя по характеристике холостого хода (штриховые линии) и по нагрузочным характеристикам (сплошные линии) при $n=2500$ об/мин (а) и $n=1400$ об/мин (б) показано на рис. 3 (шкала n относится к характеристике холостого хода, шкала $N_{e\max}$ — к нагрузочным характеристикам). Кривые 1 и 2 показывают, что замена коробчатых маслоъемных колец трехэлементными с двухфункциональными расширителями (рис. 1, а, б) снизила содержание CH в отработавших газах до 50%. Это явилось следствием уменьшения расхода масла на угар на 40%.

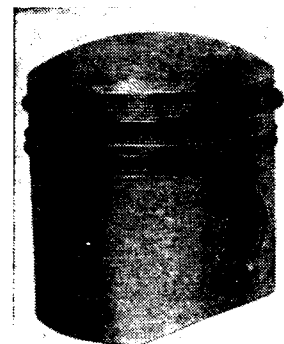


Рис. 2. Двухканавочный поршень с трехэлементным маслоъемным кольцом

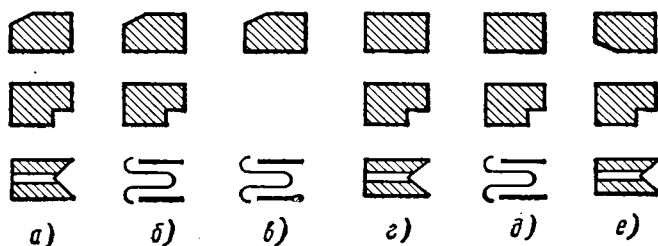


Рис. 1. Варианты комплектации двигателя

Зависимость содержания СН от расхода масла на угар подтверждается также циклом испытаний, при котором верхние кольца устанавливались перевернутыми торсионной фаской вниз, что вызвало увеличение угара масла на 80%. В этом случае содержание СН в отработавших газах резко возросло на всех режимах работы двигателя.

Вместе с тем в результате измерения концентрации СО при разных вариантах комплектации двигателя поршневыми кольцами выявлено, что на его содержание в отработавших газах величина расхода масла на угар не оказывает заметного влияния.

Зависимость содержания СН и СО в отработавших газах от малых объемов, образуемых зазорами между элементами системы компрессионное кольцо — поршень — цилиндр, приведена на рис. 4. Из этого рисунка видно, что при установке на двигатель поршней с канавками уменьшенной глубины, сокративших объем пространства за кольцами (на 35%), содержание СН и СО существенно снизилось.

Аналогичный результат получен благодаря установке на поршни верхних поршневых колец прямоугольного поперечного сечения взамен торсионных. За счет отсутствия на поршневых кольцах торсионных канавок объем пространства за кольцами уменьшился на 10%. Кроме того, был устранен клинообразный объем между наружной поверхностью кольца и зеркалом цилиндра, образующийся вследствие скручивания торсионного кольца, в результате чего содержание СН снизилось на 10—30%.

При установке на поршни по одному компрессионному кольцу (рис. 1, в) вместо двух расход масла на угар несколько возрос, а содержание СН снизилось (рис. 3). Причина, очевидно, заключается в устранении объема между кольцами, где аккумулируются несгоревшие углеводороды, давление которых выше атмосферного.

В конце такта выпуска, когда под действием сил инерции верхние компрессионные кольца отрываются от нижних торцов канавок поршней, открывая на короткое время проходные сечения, углеводороды успевают частично перетечь в камеру сгорания, а оттуда — в выпускную трубу.

В дополнение к описанным выше испытаниям определяли содержание СН и СО в отработавших газах при установке на двигатель поршней с увеличенным на 0,3 мм зазором в огневом поясе и верхних компрессионных поршневых колец с тепловым зазором, равным 2 мм. Однако ни один из этих опытов не дал положительных результатов.

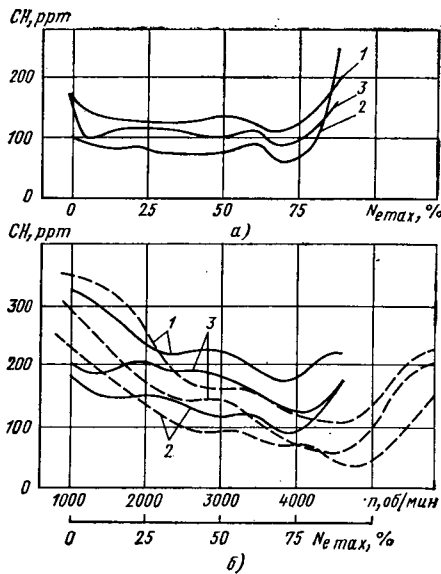


Рис. 3. Зависимость содержания углеводородов в отработавших газах от типа маслосъемных и количества компрессионных колец

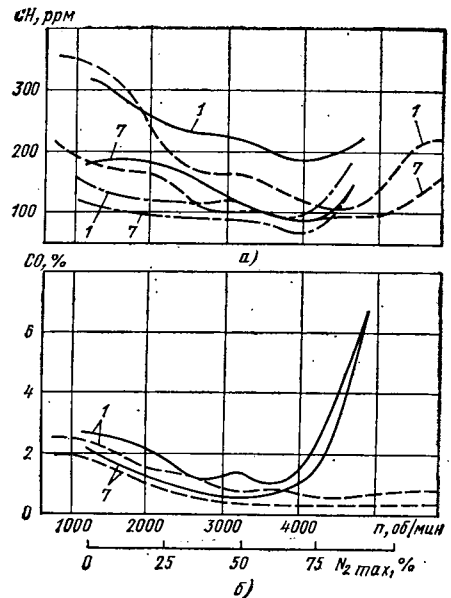
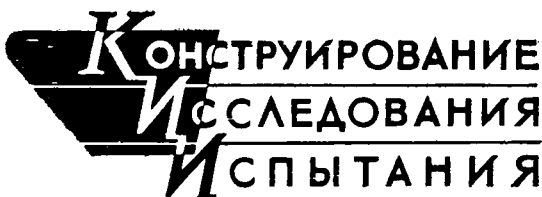


Рис. 4. Влияние объема камеры за поршневыми кольцами на содержание СН (а) и СО (б) в отработавших газах (штриховые линии — холостой ход, сплошные линии — $n = 1400$ об/мин, штрихпунктирные линии — $n = 2500$ об/мин): 1, 7 — варианты комплектации

Результаты выполненных испытаний позволяют сделать заключение, что уменьшения содержания углеводородов в отработавших газах карбюраторных двигателей можно достичь теми же средствами, что и снижения расхода моторного масла на угар. Одновременно снизить концентрацию СН и СО можно при уменьшении или устранении застойных объемов, образующихся вследствие наличия зазоров между деталями системы цилиндр — поршень — поршневое кольцо и между компрессионными кольцами, т. е. тех объемов, в которых не происходит полного сгорания рабочей смеси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коган Ю. А., Наумов С. С., Кожанов Л. Н. Повышение эффективности действия стальных маслосъемных колец. — Автомобильная промышленность, 1970, № 9, с. 3—5.
2. Wentworth J. T. Piston and Ring Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emissions. — SAE, USA, January 1968, № 680109.



Системный подход при разработке комплексных методов исследования травмобезопасности рулевых управлений автомобилей

А. И. РЯБЧИНСКИЙ, В. П. ИЩЕНКО, Л. Г. КОРЯКОВЦЕВ, Е. М. ГЛИНЕНКО
Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

В ОСНОВУ комплексных методов исследования системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения, ее подсистем и элементов, разработанных на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ, положен системный подход [1].

Комплексные методы исследования системы пассивной безопасности разрабатывались с целью обеспечения возможностей оценки соответствия автомобиля и отдельных его узлов суще-

ствующим и перспективным нормам безопасности, а также функциональным требованиям, предъявленным к ним как к элементам системы пассивной безопасности, доводки автомобиля на стадии опытно-конструкторских работ, создания расчетно-экспериментальных методов для использования при проектировании новых образцов автомобильной техники; проведения исследовательских работ.

В качестве исходных данных использовались результаты

проведенных исследований механизмов травмирования водителей и пассажиров, биокинматики (биодинамики) и толерантности человека к импульсным нагрузкам в условиях дорожно-транспортных происшествий.

Разработка методов велась с учетом критериев, характеризующих пассивную безопасность автомобиля как элемента системы обеспечения пассивной безопасности, а также с использованием отдельных положений метода системных испытаний, кумулятивной стратегии Пейджа и стратегии ступенчатого поиска [2].

Рассмотрим разработанные комплексные методы исследования травмобезопасности рулевых управлений автотранспортных средств. Рулевое управление является элементом подсистемы пассивной безопасности Автомобиля — человек — рулевое управление (А — Ча — РУ), выполняющим роль основного квазизащитного удерживающего средства для водителя при фронтальных столкновениях автомобиля [3].

Анализ биомеханики и механики подсистемы А — Ча — РУ с учетом результатов экспериментальных исследований показывает следующее.

В первой фазе первого периода [3] столкновения автомобиля в результате упругоэластических деформаций передней части последнего в зоне размещения картера рулевого механизма происходит перемещение верхнего конца рулевого вала в салон. Величина этого перемещения определяется изменением скорости движения автомобиля в момент столкновения, ударно-прочностными свойствами передней части автомобиля и особенностями конструкции рулевого управления (месторасположением и креплением его к кузову, а также наличием устройств, компенсирующих изменение расстояния между точками крепления). Отмечаются при этом также перемещения рулевого механизма и зоны крепления рулевой колонки.

Верхняя часть рулевого вала совершает сложное движение, перемещаясь вдоль горизонтальной и вертикальной осей автомобиля.

В современных легковых автомобилях преобладает перемещение верхней части рулевого управления назад (по направлению к водителю вдоль горизонтальной оси автомобиля). Перемещение же по вертикальной оси у большинства моделей автомобилей не превышает 10—20% продольного перемещения рулевого управления.

Процессы перемещения и соударения водителя с рулевым управлением, происходящие во втором периоде столкновения автомобиля, можно подразделить на следующие фазы.

1. Перемещение водителя до момента контакта с ободом рулевого колеса. Длительность этого перемещения зависит от изменения скорости автомобиля Δv_a в процессе столкновения и расстояния между туловищем водителя и рулевым колесом $(L_{ч-ру})_{пр}$, которое определяется с учетом перемещений рулевого управления в процессе первого периода столкновения автомобиля.

2. Удержание водителя от момента его контакта с ободом рулевого колеса до момента, соответствующего максимальному перемещению водителя по направлению удара, когда его скорость относительно автомобиля становится равной нулю. Период удержания считается активным периодом соударения водителя с рулевым управлением, и его показатели являются основополагающими при оценке эффективности функционирования подсистемы А — Ча — РУ, а продолжительность периода зависит от силовых характеристик рулевого управления, автомобиля и используемых водителем специальных защитных удерживающих средств (ремней безопасности и т. п.). Фазу удержания условно можно разделить на два этапа: соударение с рулевым колесом, что соответствует времени с момента контакта туловища водителя с нижней частью обода рулевого колеса до момента контакта с верхней частью обода; соударение с рулевым валом, что соответствует времени с момента контакта туловища водителя с верхней частью обода рулевого колеса до полной остановки туловища водителя (относительно автомобиля).

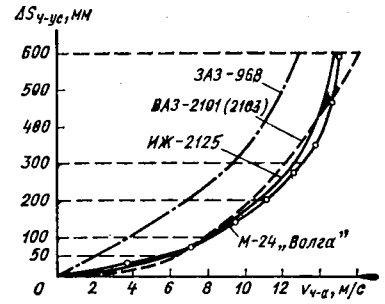
3. Упругий отскок водителя от момента максимального перемещения его относительно автомобиля до момента, когда гасится скорость отдачи водителя вследствие перемещений его из-за упругих свойств рулевого управления. Проведенный анализ более 50 полигонных испытаний, автомобилей позволил определить следующие исходные данные, характеризующие процесс соударения водителя с рулевым управлением и необходимые для проведения аналитических исследований.

Приведенное к условиям фронтального столкновения расстояние между водителем и рулевым управлением $(L_{ч-ру})_{пр}$ можно определить из выражения

$$(L_{ч-ру})_{пр} = \Delta S_{ч-ру} - (S_{ру-a})_{max},$$

где $\Delta S_{ч-ру}$ — зазор между нижней частью обода рулевого колеса и туловищем водителя перед столкновением;

Рис. 1. Влияние зазора между человеком и удерживающим средством $\Delta S_{ч-ру}$ на величину скорости человека относительно автомобиля $v_{ч-a}$ в момент контакта с удерживающим средством для различных моделей автомобилей при $\Delta v_a = 48 \div 53$ км/ч



$(S_{ру-a})_{max}$ — максимальное перемещение верхней части рулевого вала назад вдоль продольной оси автомобиля.

Зазор $\Delta S_{ч-ру}$ зависит от угла установки рулевого вала, особенностей компоновки рабочего места, посадки и антропометрических данных водителей. В современных автомобилях для водителей 50% репрезентативности величина $\Delta S_{ч-ру}$ может колебаться в пределах 60—240 мм. Результаты проведенных экспериментов показывают: перемещения верхней части рулевого вала в направлении водителя происходят в пределах активного периода столкновения автомобиля в течение 40—70 мс. Величина $(S_{ру-a})_{max}$, измеренная в условиях эталонных испытаний методом имитации фронтального столкновения для отечественных легковых автомобилей, составляет в среднем 90 мм и может быть определена по величине остаточного перемещения рулевого управления $(S_{ру-a})_{max} = a_{ру} \times (S_{ру-a})_{max}^{ост}$. Среднее значение коэффициента $a_{ру}$ для отечественных легковых автомобилей равно 1,66.

По известной величине зазора между человеком и удерживающим средством (УС) $\Delta S_{ч-ру}$ скорость туловища водителя (не закрепленного ремнями безопасности) относительно автомобиля $v_{ч-a}$ в момент контакта с рулевым управлением определяется с помощью зависимостей, приведенных на рис. 1. При использовании водителем ремней безопасности значения $v_{ч-a}$ и $(L_{ч-ру})_{пр}$ (учитывается наличие зазоров между ремнями безопасности и туловищем водителя) практически не отличаются от значений этих параметров при отсутствии ремней безопасности. Однако механизм активного периода соударения водителя с рулевым управлением должен рассматриваться с учетом особенностей функционирования двух подсистем: А — Ча — РУ и А — Ча — РБ.

Проведем анализ динамики процесса соударения человека с рулевым управлением в фазе удержания.

Уравнение движения тела человека с приведенной массой $m_ч$ можно представить в общем виде

$$\frac{dv_ч}{dt} = \frac{d^2 S_ч}{dt^2} = - \frac{F_{ч-ру} S_ч}{m_ч}.$$

Для случая, когда энергия водителя, движущегося с определенной скоростью, полностью поглощается рулевым управлением [такой случай характерен для современных легковых автомобилей в условиях эталонных испытаний при $(L_{ч-ру})_{пр} = 200 - 250$ мм], и при условии, что динамическая силовая характеристика рулевого управления описывается эмпирической зависимостью $S_{ру}^{деф} = K_{ру} F_{ч-ру}^{n_{ру}}$ в соответствии с уравнениями, приведенными в работе [3], получаем

$$(F_{ч-ру})_{max} = \left(\frac{m_ч v_ч^2}{2 K_{ру}} \frac{1 + n_{ру}}{n_{ру}} \right);$$

$$(S_ч)_{max} = (S_{ру}^{деф})_{max} = \left(\frac{m_ч v_ч^2}{2} K_{ру}^{1/n_{ру}} \frac{1 + n_{ру}}{n_{ру}} \right),$$

где $K_{ру}$ — коэффициент деформации рулевого управления; $n_{ру}$ — постоянный эмпирический коэффициент рулевого управления;

$F_{ч-ру}$ — сила в зоне контакта водителя с рулевым управлением;

$S_{ру}^{деф}$ — деформация рулевого управления.

При линейной силовой характеристике подсистемы Ча — РУ, т. е. при $n_{ру} = 1$

$$(F_{ч-ру})_{max} = v_ч^2 \sqrt{\frac{m_ч}{K_{ру}}}; \quad (S_ч)_{max} = v_ч \sqrt{m_ч K_{ру}}.$$

Проведенный анализ процессов соударения водителя с рулевым управлением при учете результатов исследований механизмов травмирования и биомеханики дорожно-транспортных происшествий позволяет сделать следующие выводы: требования к рулевому управлению как квазизащитному удерживающему средству должны определяться с учетом характерных особенностей фронтального столкновения автомобиля; входными характеристиками подсистемы А—Ч—РУ являются

$$\Delta v_a; \bar{N}_a [N_a = f(t)]; (S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}, v_{\text{ч-ру}}; \Delta S_{\text{ч-ру}} \text{ и } (L_{\text{ч-ру}})_{\text{пр}}$$

основными выходными характеристиками, определяющими тяжесть травмирования водителя при соударении с рулевым управлением, являются величины действующих усилий $F_{\text{ч-ру}}$, перемещений рулевого управления в направлении водителя $S_{\text{ру-а}}$, а также значения удельных нагрузок в зоне контакта тела человека с рулевым управлением $P_{\text{ч-ру}}$.

Для возможности комплексных исследований влияния входных параметров (характеристики) на функционирование подсистемы А—Ч—РУ были выбраны три основные схемы исследований в условиях импульсных нагрузок (рис. 2): Д-1РУ; Д-2РУ, Д-3РУ.

Исследования по схеме Д-1РУ позволяют имитировать процесс соударения водителя с неподвижно установленным рулевым управлением. При данном виде испытаний обеспечивается стабильное динамическое нагружение рулевого управления и определение в сопоставимых условиях влияния скорости водителя и силовых характеристик рулевого управления на силу удара $F_{\text{ч-ру}}$. Величина $(F_{\text{ч-ру}})_{\text{max}}$, измеренная вдоль продольной оси автомобиля, нормируется в требованиях безопасности.

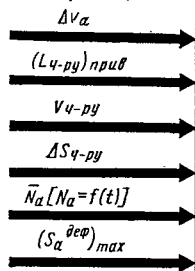
Дополнительно при испытаниях по схеме Д-1РУ можно определить энергоемкость E и энергопоглощаемость E_e отдельных частей рулевого управления (рулевого колеса, рулевого вала, деталей крепления). Получаемые при этом значения E и E_e позволяют целенаправленно и экономически обоснованно решать вопросы повышения травмобезопасности рулевого управления на стадии доводки автомобиля. Под энергоемкостью (энергопоглощаемостью) понимается работа упругопластической (пластической) деформации.

Исследования по схеме Д-2РУ имитируют процесс перемещения рулевого управления в салон в результате деформации передней части автомобиля. При данном виде испытаний на кинематику рулевого управления не оказывает силового воздействия тело водителя, что позволяет определять в сопоставимых условиях перемещения торца рулевого вала в салон $S_{\text{ру-а}} = f(t)$. Величина $(S_{\text{ру-а}})_{\text{max}}$, измеренная вдоль продольной оси автомобиля по направлению к водителю, нормируется в требованиях безопасности.

Дополнительно при проведении испытаний по схеме Д-2РУ могут определяться \bar{N}_a , $N_a = f(t)$, $S_a^{\text{деф}} = f(t)$ и $v_{\text{ч-ру}}$, значения которых используются в качестве входных параметров при исследованиях подсистемы А—Ч—РУ по схеме Д-1РУ и Д-3РУ.

Исследования по схемам Д-3РУ позволяют имитировать процесс соударения человека с рулевым управлением в условиях, наиболее близких к реальным дорожно-транспортным происшествиям. При данном виде испытаний практически сложно дифференцированно оценивать травмобезопасность отдельных элементов подсистемы А—Ч—РУ, поэтому выходные характеристики были выбраны с учетом возможности ин-

Входные характеристики



Выходные характеристики

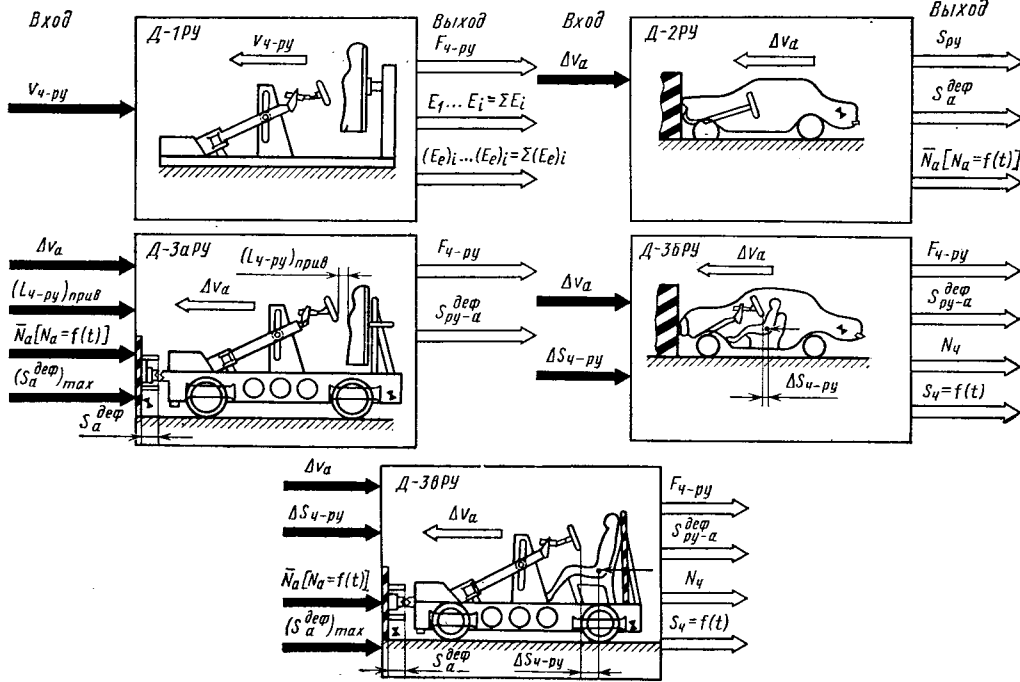
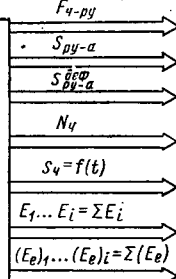


Рис. 2. Структурные схемы исследований подсистемы А—Ч—РУ

тегральной оценки эффективности функционирования всей подсистемы А—Ч—РУ.

Таковыми выходными характеристиками являются $F_{\text{ч-ру}} = f(t)$, $S_{\text{ру-а}}^{\text{деф}} = f(t)$, $S_{\text{ч}}$, $N_{\text{ч}} = f(t)$. Величина $S_{\text{ру-а}}^{\text{деф}}$ определяет энергоемкость рулевого управления и влияет на вероятность контакта водителя с другими квазизащитными удерживающими средствами (ветровым стеклом, панелью приборов); величина $N_{\text{ч}}$ показывает тяжесть травмирования водителя при ударе грудью и нормируется в стандарте США № 208; величина $S_{\text{ч}}$ характеризует кинематику водителя при соударении с рулевым управлением.

Приведенные схемы исследований, в соответствии с которыми были разработаны соответствующие методы полигонных испытаний, выбирали с учетом конкретных задач исследований.

Существующие методы испытания и оценки энергопоглощающих свойств рулевого управления легковых автомобилей (по ОСТ 37.001.002—70), стандарт США № 208, Правил ЕЭК ООН № 12 и др. базируются на рекомендациях SAE, являются в основном контрольными методами и позволяют определить только изменения силы удара ($F_{\text{ч-ру}}$) при фиксированной скорости макета туловища водителя в момент контакта с рулевым управлением.

Чтобы было возможно исследовать деформируемость и энергоемкость (энергопоглощаемость) отдельных элементов рулевого управления и их влияние на максимальную величину $F_{\text{ч-ру}}$, был разработан метод исследования энергопоглощающих свойств рулевого управления и его элементов.

Основные принципы метода применимы для исследования рулевого управления легковых и грузовых автомобилей, а также автобусов. Рассмотрим этот метод применительно к рулевым управлениям легковых автомобилей.

Исследования по схеме Д-1РУ проводятся способом динамического нагружения рулевого управления макетом туловища (манекеном), движущегося со скоростью $v_{\text{ч-ру}}$. Испытуемое рулевое управление может устанавливаться на передней части автомобиля или на жестких приспособлениях, имитирующих опору картера рулевого механизма и крепления рулевого ва-

ла к панели приборов (передней стенке). Датчик для измерения силы в направлении удара устанавливается на конце рулевого вала.

Для испытаний предназначен динамический стенд ИС-12, представляющий собой катапульту, в которой для разгона макета применен пружинный ускоритель. Конструкция стенда ИС-12 позволяет проводить испытания при значениях входного параметра $v_{ч-ру}$ до 30 км/ч.

В процессе испытаний регистрируются следующие параметры: скорость манекена в момент контакта с рулевым управлением $v_{ч-ру}$, изменение силы удара манекена о рулевое управление $F_{ч-ру} = f(t)$, перемещение манекена в процессе удара $S_{ч} = f(t)$, деформация элементов рулевого управления, определяющих его энергоемкость $S_{ру}^{деф}$, перегрузки манекена $N_{ч} = f(t)$, изменение угла наклона оси силоизмерительного датчика относительно горизонтальной оси $\varphi = f(t)$, момент контакта манекена с рулевым колесом.

Для регистрации указанных параметров был разработан и применен комплекс измерительно-регистрающей аппаратуры, блок-схема которого показана на рис. 3, ж.

При обработке результатов испытаний определялись силы (их составляющие), действующие на рулевое управление и его элементы в процессе удара, деформации и энергоемкости (энергопоглощаемость) рулевого управления и отдельных его элементов.

Силу, действующую в горизонтальной плоскости ($F_{ч-ру}$)_г, целесообразно разложить на две составляющие, действующие по оси рулевого вала ($F_{ч-ру}$)_в и перпендикулярно оси рулевого вала, т. е. в направлении изгиба ($F_{ч-ру}$)_и.

Учитывая, что изгиб рулевого вала и отклонение оси силоизмерительного датчика от горизонтали вносят погрешность при регистрации, силу, действующую по горизонтали, определяли из выражения

$$(F_{ч-ру})_г = \frac{(F_{ч-ру})_д \cos \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)},$$

где $(F_{ч-ру})_д$ — зарегистрированное значение силы с помощью силоизмерительного датчика;

α — установочный угол наклона вала рулевого управления.

Соответственно определяются составляющие силы удара

$$(F_{ч-ру})_в = (F_{ч-ру})_г \cos(\alpha + \varphi);$$

$$(F_{ч-ру})_и = (F_{ч-ру})_г \sin(\alpha + \varphi).$$

С учетом полученных экспериментально значений силы удара и углов отклонения оси датчика φ расчетным способом определяются составляющие $(F_{ч-ру})_в$ и $(F_{ч-ру})_и$, а затем строятся зависимости

$$(F_{ч-ру})_г = f(t), (F_{ч-ру})_в = f(t), (F_{ч-ру})_и = f(t).$$

Перемещение макета туловища по горизонтали $S_{ч}$, телескопирование рулевого вала ($S_{ру}$)_т и его изгиб ($S_{ру}$)_и определяют по кинограмме (скорость съемки 700—900 кадр/с) с помощью кинодешифратора НАС-16S. Затем строят результирующие зависимости

$$(F_{ч-ру})_г = f(S_{ч}); (F_{ч-ру})_в = f(S_{ру})_т; (F_{ч-ру})_и = f(S_{ру})_и.$$

Кинетическая энергия движущегося макета $E_{ч}$ рассеивается при ударе за счет деформации отдельных элементов подсистемы Ч—РУ, т. е.

$$E_{ч} = (E_e)_{ру} = (E_e)_г + (E_e)_и + (E_e)_{рк} + (E_e)_ч,$$

где $(E_e)_г$, $(E_e)_и$, $(E_e)_{рк}$, $(E_e)_ч$ — работа упругопластической деформации при телескопировании рулевого вала, при изгибе рулевого вала и деформации элементов крепления рулевого управления к панели приборов (передней стенке кузова), деформации рулевого колеса и манекена соответственно.

Энергетические затраты на упругопластические деформации элементов подсистемы Ч—РУ определяли как площади под соответствующими кривыми:

$$(F_{ч-ру})_г \equiv f(S_{ч}); (F_{ч-ру})_т = f(S_{ру})_т;$$

$$(F_{ч-ру})_и = f(S_{ру})_и.$$

Вследствие сложности динамического процесса в результате одновременной деформации нескольких элементов в подсистеме нельзя дифференцированно и с достаточной точностью определить величины $(E_e)_{рк}$ и $(E_e)_ч$. По этой причине с некоторыми допущениями величину $(E_e)_ч$ определяли по результатам эксперимента, когда манекен соударялся с жестким плос-



Рис. 3. Методика исследования энергопоглощающих свойств а — испытание рулевого управления с жестким креплением к четной схеме; б — кинограмма процесса; в — анализ кино-1 — датчик перемещения ДП-3; 2 — датчик перемещения W-200; рения ДУ-5 (2); 3 — индукционный датчик скорости; 4 — ВИБ-5МА 15 — замедление манекена; А, Б — соответственно контакт с

ким элементом, имеющим контактную площадь, адекватную рулевому колесу. Результаты эксперимента в виде зависимости $(F_{ман})_д = f(S_{мак}^{деф})_д$ показаны на рис. 4. Площадь под кривой, абсцисса которой ограничивается определенным значением силы $(F_{ман})_д$, характеризует собой часть кинетической энергии $(E_e)_ч$, поглощаемую при деформации манекена. Погрешности экспериментально определяемой энергоемкости подсистемы Ч—РУ не превышают 5—7%.

С использованием приведенной методики на легковом автомобиле были проведены исследования энергопоглощающих свойств рулевого управления со шлицевым энергопоглощающим устройством.

Анализ результатов испытаний показывает, что при скорости соударения $v_{ч-а}$ в пределах 24—25 км/ч отдельные элементы рулевого управления могут в среднем поглощать 24—40% энергии человека за счет деформации (перемещения) специальных телескопирующих элементов, 30—50% рулевого колеса, 5—15% изгиба рулевого вала, 5—10% манекена.

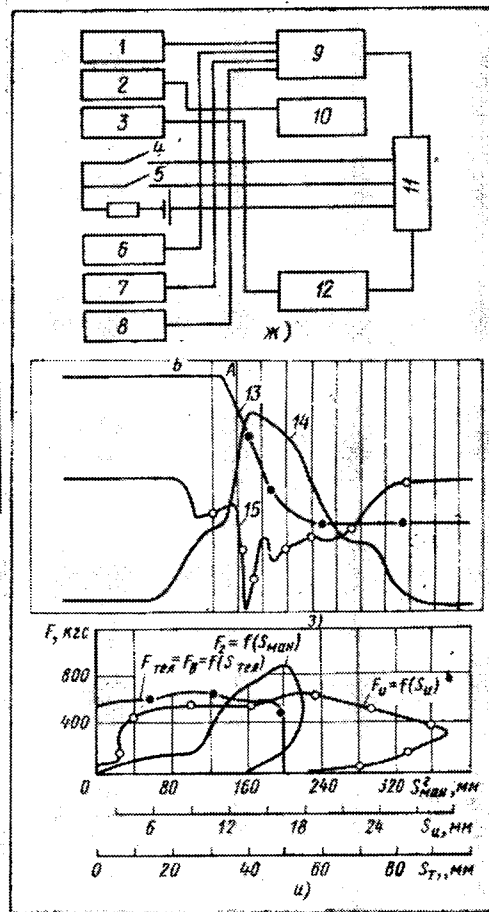
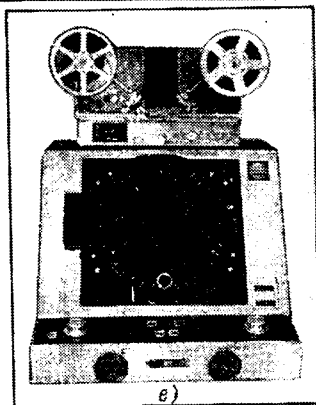
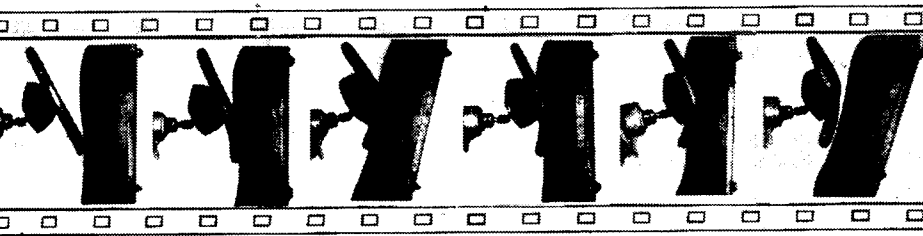
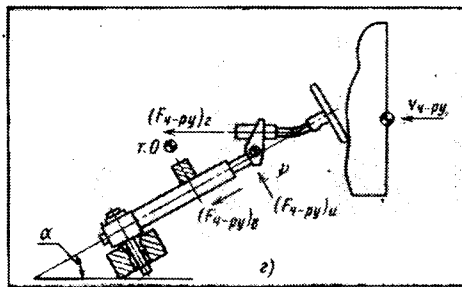
Для обеспечения соответствия рулевого управления нормативным требованиям статическое усилие сдвига телескопирующих элементов не должно превышать 620 кгс.

Упругая составляющая деформации подсистемы Ч—РУ достигает 53% максимальной. Динамические силовые характеристики подсистемы Ч—РУ, определенные экспериментально и расчетно-экспериментальным методом, показаны на рис. 5.

Коэффициент динамичности $K_{дин}$ подсистемы Ч—РУ составляет 1,56, а для отдельных элементов рулевого управления находится в пределах 1,4—1,7. Большая величина $K_{дин}$ подтверждает целесообразность использования динамического способа нагружения при исследованиях подсистемы А—Ч—РУ.

Коэффициент восстановления R подсистемы Ч—РУ колеблется в пределах 0,29—0,46. Скорость манекена в момент выхода из контакта с рулевым управлением не превышает 3 м/с.

За основу метода, предназначенного для исследования процесса перемещения рулевого управления, приняты испытания с имитацией фронтального столкновения способом наезда авто-



рулевого управления и его элементов (схема Д-1РУ):

стенду: б — испытание рулевого управления на передней части автомобиля; в — определение энергоемкости манекена; г — рас- граммы на кинодешифраторе и ЭВМ; з — осциллограмма процесса удара; и — силовые характеристики рулевого управления; ж — тензометрический силоизмерительный датчик; 4, 5 — переключатели; 6 — датчик ускорения ДУ-5 (1); 7 — датчик уско- (ВИ6-5ТМ); 10 — усилитель KWS-3070; 11 — осциллограф Н-117; 12 — ТДА-3; 13 — телескопирование вала; 14 — сила удара; центром и ободом рулевого колеса

мобиля на неподвижное препятствие, являющееся эталонным при оценке ударно-прочностных свойств передней части авто- транспортных средств. Обоснование выбранного способа имитации и методика проведения указанных испытаний изложены в работе [4]. Методика измерений и обработки получаемых при этом данных аналогична применяемой при динамических испытаниях удерживающих средств и приведена в работе [3].

Разработанный метод исследования рулевого управления в соответствии со схемой Д-2РУ предусматривает определение величины перемещения конца рулевого вала $S_{ру-а} = f(t)$, ко- эффициента эффективности специального компенсирующего устройства, предназначенного для снижения величины переме- щения рулевого управления в направлении водителя $K_{ку}$, а также значений $(S_{а}^{деф})_{max}$ и $N_{а}[N_{а} = f(t)]$.

Зависимость $S_{ру-а} = f(t)$ определяется по осям x и y с использованием скоростной кино- съемки (800—1000 кадр/с). За точку отсчета (базовую точ- ку 0) принимаются метки, рас- положенные в недеформируе- мой зоне в районе задних сто- ек кузова.

Дополнительно в процессе ис- пытаний в целях дублирова- ния величины $(S_{ру-а})_{max}$ и $(S_{ру-а})_{ост}$ измеряются специ- альным телескопирующим уст- ройством, неподвижная часть которого прикрепляется к задней полке задней или дру- гой части автомобиля в неде-

формируемой зоне кузова. Значение $(S_{ру-а})_{ост}$ дополнитель- но фиксируется путем линейных измерений автомобиля до и после испытаний.

Коэффициент компенсирующего устройства определяется из выражения

$$K_{ку} = \frac{(S_{ру-а})_{ку}}{(S_{ру-а})_{ост} + (S_{ру-а})_{ку}}$$

где $(S_{ру-а})_{ку}$ — перемещение конца рулевого вала, компен- сированное устройством.

Величина $(S_{ру-а})_{ку}$ определяется путем линейных измерений

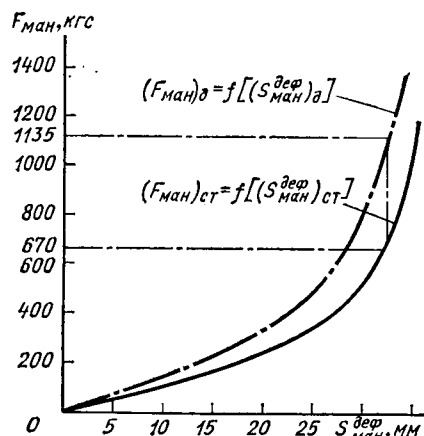


Рис. 4. Силовые характеристики манекена $F_{ман} = f(S_{ман}^{деф})$, полученные в условиях динамического и статического нагружений

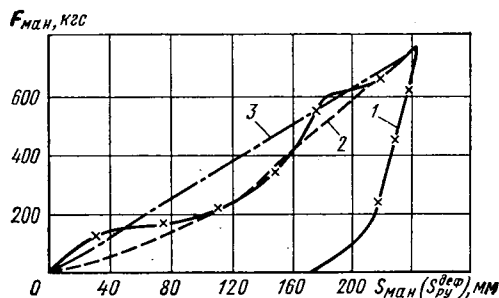


Рис. 5. Динамические силовые характеристики ру- левого управления: 1 — экспериментальные данные; 2 — расчетно-экспериментальные данные; 3 — расчетно-экспериментальные данные при $K_{ку} = 3.12$

(по горизонтальной и вертикальной осям) до и после испытаний положений картера рулевого механизма, зоны крепления рулевой колонки к панели приборов (передней стенки) и положения элементов компенсирующего устройства. Оно зависит от изменения рулевого управления и расстояния между точками крепления рулевой колонки к кузову автомобиля в процессе фронтального столкновения.

Чтобы появилась возможность проведения испытаний с минимальными затратами, разработаны три вида испытаний по схеме Д-ЗРУ. Испытания Д-3а РУ и Д-3в РУ позволяют исследовать процесс соударения человека с рулевым управлением в условиях имитации силовых характеристик передней части автомобиля и с применением в качестве модели человека упрощенного макета туловища (Д-3а РУ) и антропометрического манекена (Д-3в РУ). При этом испытания проводятся без разрушения автомобилей благодаря использованию имитатора столкновения. Испытания Д-3б РУ позволяют наиболее полно имитировать условия фронтального столкновения, однако являются дорогостоящими ввиду того, что связаны с разрушением автомобиля.

Испытания Д-3а РУ целесообразно использовать при исследованиях влияния ударно-прочностных свойств автомобиля на динамику подсистемы А — Ч — РУ без учета особенностей кинематики рулевого управления и водителя при столкновении. Испытания Д-3в РУ позволяют исследовать кинематику водителя, а испытания Д-3б РУ выполнять интегральную оценку влияния всего комплекса входных параметров.

Методика проведения испытаний Д-3а РУ и Д-3в РУ, а также измерений и обработки получаемых при этом данных аналогична применяемым при динамических исследованиях удерживающих средств на имитаторе столкновения и приведена в работе [3].

Особенностью данных испытаний является дополнительный монтаж на тележке рулевого управления и размещение манекена с имитацией геометрических параметров рабочего места водителя. Усилия измеряются с помощью силоизмерительного датчика, применяемого в испытаниях Д-1РУ. Перемещения автомобиля (тележки), рулевого управления и манекена измеряются с использованием скоростной киносъемки.

Методика проведения испытаний Д-3б РУ аналогична описанной ранее для испытаний Д-2РУ и для исследований ударно-прочностных свойств автомобилей имитацией наезда на неподвижное препятствие, она приведена в работе [4]. При испытаниях Д-3б РУ фиксируется расстояние от груди и точки Н манекена, размещаемого на месте водителя, относительно

ближайшей точки обода рулевого колеса и конца рулевого вала.

С использованием разработанных методов (отдельных его положений) были проведены исследования всех базовых моделей отечественных легковых автомобилей выпуска 1970—1976 гг. и разработаны (внедрены) рекомендации по повышению травмобезопасности рулевого управления автомобилями ЗАЗ-968, ИЖ-412(2125), ГАЗ-24, ЛуАЗ-969М, УАЗ-469 и др.

Разработанный метод исследования рулевого управления в соответствии со схемой Д-ЗРУ был также использован при исследованиях кинематики и динамики водителя грузового автомобиля, а также при изучении влияния зазоров между человеком и квазизастытным удерживающим средством на динамику человека при дорожно-транспортном происшествии.

В ряде испытаний максимальная сила удара и (или) перемещение верхней части рулевого вала превышали нормируемое значение. По результатам таких испытаний разрабатывались рекомендации и заводами отрасли внедрялись мероприятия, направленные на ограничение перемещения.

В частности, с учетом проведенных исследований на Автозаводе в г. Ижевске, Запорожском автозаводе «Коммунар» и Луцком автозаводе внедрены в конструкции рулевого управления элементы, компенсирующие изменение при деформации автомобиля расстояние между точками крепления рулевой колонки, а для автомобилей УАЗ-469 разработан специальный энергопоглощающий элемент.

В настоящее время рулевые управления всех моделей отечественных легковых автомобилей с учетом результатов проведенных исследований были доведены до соответствия отечественным и международным нормам безопасности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А. И. Методология системного подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5, с. 14.
2. Джонс Дж. К. Инженерное и художественное конструирование. М., Мир, 1976.
3. Рябчинский А. И., Мельников О. В. Современные системы защиты водителей и пассажиров грузовых автомобилей и автобусов при дорожно-транспортных происшествиях и методы их испытаний. М., НИИНавтопром, 1976.
4. Методы испытаний легковых автомобилей на пассивную безопасность. А. И. Рябчинский и др. М., НИИНавтопром, 1972.

УДК 629.113.012.5:004

Определение сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях

Канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН
НАМИ

ПРИ ПРОЕКТНОМ расчете автомобиля, а также при проведении работ, направленных на повышение его технических показателей, необходимо располагать данными по затратам мощности в шинах во время движения в усложненных дорожных условиях (криволинейное движение в плане, движение по деформируемым грунтам, движение по дорогам с порогвыми неровностями и т. п.).

На практике для подобных исследований используют метод тензометрирования, который требует сложного оборудования и трудоемких работ, или метод нагрузочных характеристик, который отличается простотой экспериментального исполнения, но невысокой точностью определения искомых величин. Все это сдерживает широкое использование данных методов.

Разработанный способ основан на том, что суммарную силу сопротивления движению автомобиля в усложненных дорожных условиях приводят к силе сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге, которую затем определяют инерционным методом [1 и 2].

В данном случае эквивалентом, который используется для приведения сил и характеризует величину суммарной силы сопротивления движению при обоих видах испытаний, является расход топлива автомобилем.

Этот эквивалент учитывает все виды потерь, т. е. между ним и суммарной силой сопротивления движению автомобиля существует определенная функциональная связь. Равенство расходов топлива во время движения автомобиля в усложненных дорожных условиях и на горизонтальной дороге при прочих неизменных условиях эксперимента свидетельствует о ра-

венстве соответствующих суммарных сил сопротивления движению.

Действительно, если сохраняется равенство расходов топлива при одинаковых условиях испытаний — скорости движения, передаточном числе трансмиссии, параметрах окружающей среды, то в обоих случаях останутся неизменными режим работы двигателя и его дополнительного оборудования, условия работы трансмиссии, взаимодействие автомобиля с окружающей средой. В результате этого будут равны между собой суммарные силы сопротивления движению и их составляющие.

Для сопоставления запишем уравнения, выражающие приведенные к шинам суммарные силы сопротивления движению автомобиля в усложненных дорожных условиях P'_{fa} и на горизонтальном участке дороги P_{fa} :

$$P'_{fa} = P_{тр} + P_w + P'_{fz}; \quad (1)$$

$$P_{fa} = P_{тр} + P_w + P_{fz}, \quad (2)$$

где P'_{fz} и P_{fz} — соответственно силы сопротивления качению шин автомобиля в усложненных дорожных условиях и на горизонтальном участке дороги;

$P_{тр}$ — сила, характеризующая потери в трансмиссии автомобиля;

P_w — сила сопротивления воздуха.

Если $P'_{fa} = P_{fa}$, все члены уравнений (1) и (2) равны между собой, а следовательно, и $P'_{fz} = P_{fz}$.

Поскольку при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях величина сопротивления качению шин, как правило, выше, чем при движении на горизонтальной дороге, то для получения равенства расходов топлива, а следовательно и для $P_{fz}^0 = P_{fz}$, сопротивление качению шин при вторых условиях движения необходимо увеличить. Для этого можно установить шины, имеющие большее сопротивление качению, увеличить нагрузки на колеса, снизить давление воздуха в шинах, подсоединить к объекту исследований прицеп, условно отнеся силу тяги на крюке к сопротивлению качению шин и т. п.

Таким образом, чтобы получить величину сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях, необходимо добиться равенства расходов топлива при движении в этих условиях и на горизонтальном участке дороги при прочих равных данных. После этого следует инерционным методом [1 и 2] определить составляющие сопротивления движению автомобиля в состояниях, которые он имел при испытании в усложненных дорожных условиях и на горизонтальной дороге. Эти данные используют для определения искомой величины.

Расчетную формулу для P_{fz}^0 получим путем совместного решения уравнений (1) и (2) при подстановке в них вместо величин, характеризующих основные составляющие сопротивления движению, их выражения:

$$P_{fz}^0 = P_{fa_0}^0 - P_{tp_0}^0 + \left(c - \frac{KF}{12,96} \right) v^2, \quad (3)$$

где $P_{fa_0}^0 = P_{fz_0}^0 + P_{tp_0}^0$ — величина, характеризующая силу сопротивления движению автомобиля в ведомом режиме при скорости, близкой к нулю (индекс «0», стоящий сверху, обозначает ведомый режим, внизу — скорость, близкую к нулю);

$c = k + \frac{KF}{12,96}$ — коэффициент, характеризующий скоростные потери в шинах и аэродинамическое сопротивление.

Величины $P_{fa_0}^0$ и c могут характеризовать сопротивление движению как одиночного автомобиля, так и автопоезда. Применительно к автопоезду величина $P_{fa_0}^0$ будет включать в себя сопротивление качению шин объекта исследований и прицепа, потери в трансмиссии автомобиля $P_{tp_0}^0$, а также потери в трансмиссии прицепа в случае, если в качестве прицепа использовался другой автомобиль. Коэффициент c при этом учитывает скоростные потери в шинах тягача и прицепа, аэродинамическое сопротивление автопоезда, а также скоростные потери в трансмиссии автомобиля, используемого в качестве прицепа.

Если во время движения в усложненных дорожных условиях у автомобиля пробуксовывают ведущие колеса, а скорость v , измеренная по спидометру, не соответствует действительной v_d , то расчеты производятся по формуле

$$P_{fz}^0 = P_{fa_0}^0 - P_{tp_0}^0 + cv^2 - \frac{KF}{12,96} v_d^2. \quad (4)$$

Численное значение величины v_d , входящей в данное уравнение, определяется как частное от деления длины мерного участка на время прохождения его автомобилем.

Таким образом, применительно к полноприводному автомобилю величина P_{fz}^0 будет обозначать силу сопротивления качению его колес в ведущем режиме при взаимодействии их с исследуемой опорной поверхностью. Для неполноприводного автомобиля это будет сумма сил сопротивления качению ведомых и ведущих колес. Индекс «0», входящий в данную величину, означает, что она не включает в себя потерь, вызванных деформацией шины от приложения крутящего момента. Эти потери легко можно учесть, если исходить из положений, приведенных в работах [3 и 4], в которых показана целесообразность использования уравнения силового баланса

$$M_a = (P_{fa_0}^0 + cv^2) r_a^0, \quad (5)$$

где M_a — крутящий момент, подведенный к движителю автомобиля;

r_a^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме.

Если параметры, характеризующие силы сопротивления движению автомобиля, входящие в данные формулы, превышают значения, имеющиеся на расчетной номограмме [1], то для определения сил сопротивления движению следует использовать зависимости, применяемые для расчета автомобилей и автопоездов особо большой грузоподъемности [5].

Рассмотрим в качестве примера методику определения сопротивления качению колес автомобиля типа 6×6 при движе-

нии его со скоростью 30 км/ч по увлажненной грунтовой дороге; по кругу радиусом 30 м с твердым цементобетонным покрытием.

Автомобиль имел массу 19,5 м, внутреннее давление воздуха в шинах 4,0 кгс/см². Для определения расхода топлива на него был установлен колбовый расходомер. Параметры выбега измерялись с помощью двух секундомеров по спидометру, который был предварительно протарирован.

Методика проведения экспериментов состояла из следующих этапов.

Сначала определили расход топлива данного автомобиля при движении его на четвертой передаче в усложненных дорожных условиях со скоростью 30 км/ч. При криволинейном движении по кругу радиусом 30 м измеренный расход топлива составил $Q_{кр} = 56$ л/100 км, при движении по усложненной грунтовой дороге — $Q_{гр} = 45,5$ л/100 км.

Затем была проведена серия экспериментов, целью которых являлось получение расхода топлива автомобилем на горизонтальном участке дороги с цементобетонным покрытием, равным полученному в усложненных дорожных условиях. Для этого при последовательном увеличении сопротивления движению автомобиля измеряли расход топлива. Автомобиль двигался на четвертой передаче по горизонтальному участку дороги со скоростью 30 км/ч. Сопротивление движению изменялось путем снижения давления воздуха в шинах объекта исследований, присоединением прицепа, снижением давления воздуха в шинах прицепа. В качестве прицепа использовался автомобиль типа 6×6 полной массой 13,5 т, с централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах. Параллельно осуществлялись выбеги автомобиля (автопоезда). По параметрам выбегов [1 и 2] определяли коэффициенты, характеризующие сопротивление движению объекта исследований. Результаты данных опытов и расчетов по формуле (3) приведены в таблице.

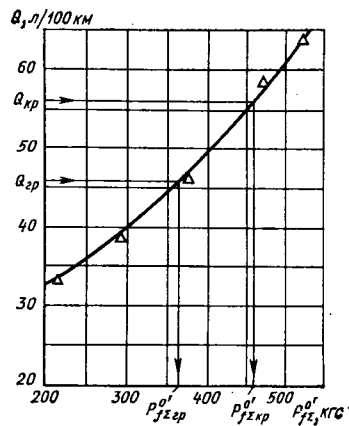
Объект исследования	Полная масса в т	Давление воздуха в шинах тягача и прицепа в кгс/см ²	$P_{fa_0}^0$ в кгс	c в кгс · ч ² /км ²	P_{fz}^0 в кгс	Q в л/100 км
Одиночный автомобиль	19,5	2,5	202	0,061	213	33,5
	19,5	1,5	280	0,064	294	38,5
Автопоезд	33	4,0/3,0	305	0,084	337	44,5
	33	2,5/3,0	362	0,086	396	46,2
	33	1,5/3,0	441	0,088	476	58,2
	33	1,5/2,0	486	0,092	525	63,5

С использованием данных таблицы, был построен график $Q = f(P_{fz}^0)$, (см. рисунок). С помощью этого графика и ранее найденных значений $Q_{гр} = 45,5$ л/100 км и $Q_{кр} = 56$ л/100 км определили сопротивление качению шин объекта исследований, как это показано стрелками на данном рисунке.

Таким образом, поставленная задача решена — найдено сопротивление качению шин данного автомобиля в усложненных дорожных условиях. Величина его на увлажненной грунтовой дороге составила 365 кгс, а при движении по кругу радиусом 30 м — 460 кгс. Крутящий момент M_a , подведенный к движителю, был соответственно равен 222 и 283 кгс·м.

При вычислении сопротивления качению колес во время криволинейного движения было принято, что аэродинамическое сопротивление не зависит от кривизны траектории в плане. Это допущение практически не повлияет на конечный результат, поскольку величина аэродинамического сопротивления при данном режиме движения имеет незначительный удельный вес в суммарном силовом балансе автомобиля.

Данный способ, обладая простотой в экспериментальном отношении, позволяет с минимальными затратами средств и времени получать материалы, которые можно использовать для рационального решения вопросов, связанных с повышением топливной экономичности, тягово-динамических качеств и проходимости автомобиля.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. Определение сопротивления движению автомобиля инерционным методом. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 16—19.
2. Московкин В. В., Евграфов А. Н., Петрушов В. А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и влияние его на топливную экономичность. М., НИИНавтопром, 1978.

3. Петрушов В. А. Обобщенный метод расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода. — «Труды НАМИ», 1965, вып. 73 и 76.
4. Пирковский Ю. В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. — Автомобильная промышленность, 1965, № 12, с. 26—29.
5. О сопротивлении качению прицепов тяжеловозов и выборе тягачей для их буксирования / С. А. Шуклин, В. В. Московкин, В. И. Быков и др. — Автомобильная промышленность, 1974, № 4, с. 24—26.

УДК 629.113.004

Экспериментально-расчетные методы определения тягово-скоростных характеристик автомобиля

В. С. КРУПЧЕНКОВ, В. А. ПУШКАРЕВ, канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ДЛЯ ОЦЕНКИ приспособленности автомобиля к работе на дорогах с разной величиной коэффициента дорожного сопротивления Е. А. Чудаковым было предложено понятие динамического фактора, зависимость которого от скорости движения автомобиля называется динамической характеристикой автомобиля.

Практическое использование динамического фактора или динамической характеристики автомобиля связано с определенными трудностями, вызываемыми сложностью определения сопротивления W воздуха и коэффициента f сопротивления качению. Поэтому для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием авторами разработаны экспериментально-расчетные методы получения и использования тяговой характеристики автомобиля и характеристики преодоления подъемов. Первая характеристика позволяет решать ряд задач при тяговых расчетах автомобиля, вторая — определять необходимую рабочую ступень трансмиссии и максимальную установившуюся скорость преодоления подъемов различной заданной крутизны, как этого требуют действующие нормативные документы.

Получаемые согласно этим методам характеристики многократно проверялись при испытаниях автомобилей на подъемах различной крутизны автополигона НАМИ. Эксперименты проводились применительно к легковому автомобилю, автобусу и автопоезду.

Проведен теоретическое обоснование полученных основных расчетных зависимостей для определения тяговой характеристики автомобиля и характеристики преодоления подъемов.

В исходном уравнении тягового баланса, представленного в общем виде, было принято, что суммарная сила тяги P_k на ведущих колесах равна суммарной силе P_c сопротивления движению, включающей потери в шинах на передачу крутящего момента $P_{ш}$, силы сопротивления качению P_f , воздуха P_w , подъему P_a , сопротивления в подшипниках ведомых колес P_n , силу инерции массы автомобиля и вращающихся его частей P_j .

При выбеге автомобиля на прямой горизонтальной дороге сила тяги P_k отсутствует и, как следствие, сила $P_{ш}$ равна нулю. Движение происходит за счет силы инерции P_j , уравновешиваемой суммой сил сопротивления движению P_f , P_w , P_n и дополнительно силой сопротивления трансмиссии на холостом ходу $P_{х.х}$, которая отсутствует в исходном уравнении тягового баланса. Эксперименты, проведенные авторами, показали, что величины потерь в шинах на передачу крутящего момента и сопротивления трансмиссии на холостом ходу соизмеримы между собой, поэтому для дальнейших расчетов примем $P_{х.х} \approx P_{ш}$.

Уравнение силового баланса при выбеге автомобиля представим как равенство суммарной силы сопротивлений движению на горизонтальной дороге $P_{c(0)}$ и силы инерционных сопротивлений $P_{j(0)}$:

$$P_{c(0)} = P_{j(0)} = \frac{G}{g} \delta_0 j_0, \quad (1)$$

где $\delta_0 = 1 + \frac{\sum J_k}{Gr_k^2} g$ — коэффициент учета вращающихся

масс при выбеге автомобиля;
 j_0 — отрицательное ускорение автомобиля при выбеге;
 G — полная масса автомобиля в кг;
 g — ускорение свободного падения в м/с²;
 $\sum J_k$ — суммарный момент инерции колес.

При ускоренном движении автомобиля уравнение тягового баланса можно представить в виде

$$P_{k(0)} = P_{c(0)} + P_j$$

В этом случае величина P_j численно равна запасу силы тяги $\Delta P_k = P_{k(0)} - P_{c(0)}$ на ведущих колесах при данной скорости. С другой стороны,

$$P_j = \frac{G}{g} \delta j \lambda, \quad (2)$$

где δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс при разгоне автомобиля;
 j — ускорение разгона автомобиля в м/с²;
 λ — коэффициент, учитывающий мощностные потери двигателя в зависимости от углового ускорения коленчатого вала¹.

Коэффициент δ определяют по формуле

$$\delta = 1 + a i_k^2 + b,$$

где i_k — передаточное число коробки передач;
 a, b — коэффициенты.

Для механической трансмиссии

$$a = \frac{J_m i_0^2 \eta_m g}{Gr_k^2},$$

для гидромеханической трансмиссии

$$a = \frac{J_1 i_0^2 \eta_m k g}{Gr_k^2 i^2} \left(1 - v \frac{d i}{d v} \right);$$

$$b = \sum J_k \frac{g}{Gr_k^2},$$

где J_m — момент инерции маховика двигателя;

i_0 — передаточное число ведущего моста;

η_m — механический КПД трансмиссии;

r_k — радиус качения ведущих колес;

J_1 — момент инерции маховика двигателя и насоса гидротрансформатора;

k — коэффициент трансформации момента;

i — передаточное число гидротрансформатора;

v — скорость движения автомобиля.

Механический КПД трансмиссии

$$\eta_m = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,99^m, \quad (3)$$

где k, l, m — соответственно числа пар цилиндрических и конических шестерен и число карданных сочленений.

При определении величин $P_{c(0)}$ и P_j исходными являются экспериментальные кривые $v = f(\tau)$ выбега и разгона автомобиля на прямой или высшей ступенях трансмиссии.

Суммируя величины $P_{c(0)}$ и P_j , полученные при одинаковых скоростях движения автомобиля, определяют значения силы тяги $P_{k(0)}$ на ведущих колесах при разгоне автомобиля на упомянутых ступенях трансмиссии на горизонтальной дороге. Значения силы тяги $P_{k(i)}$ на других ступенях трансмиссии определяют по формуле

$$P_{k(i)} = P_{k(0)} \eta_m(i) i_k \frac{1}{i_k(0)},$$

где $i_k, i_k(0)$ — соответственно передаточное число в коробке передач и при эксперименте.

¹ Данный коэффициент может изменяться в широких пределах в зависимости от передачи, на которой производится разгон автомобиля. При определении запаса силы тяги ΔP_k по результатам разгона на высшей передаче принимают $\lambda = 1$.

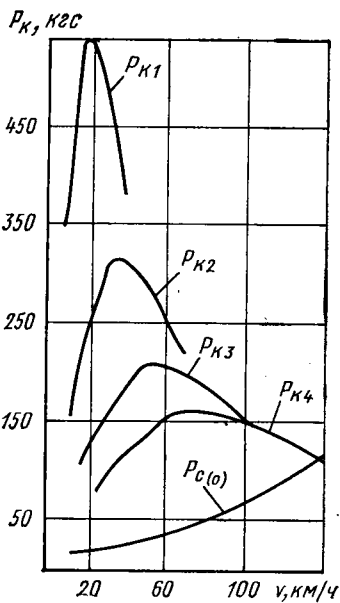


Рис. 1. Тяговая характеристика автомобиля:
 P_{k1} — P_{k4} — сила тяги на ведущих колесах соответственно на первой — четвертой ступенях трансмиссии

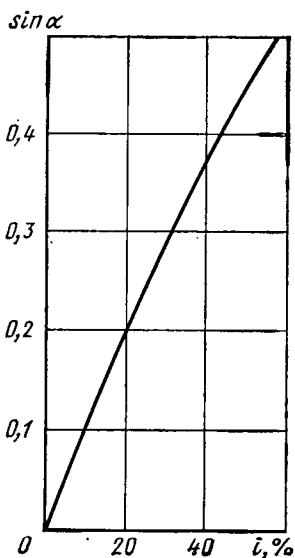


Рис. 2. Зависимость уклона от величины $\sin \alpha$

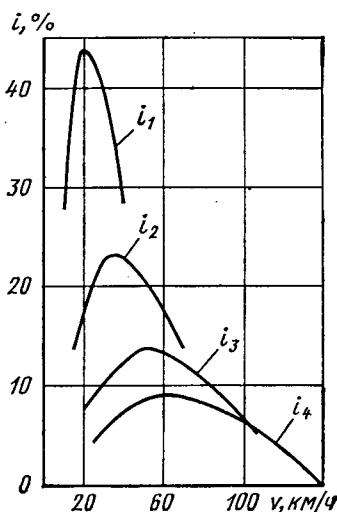


Рис. 3. Характеристика преодоления подъемов:
 i_1 — i_4 — первая — четвертая ступени трансмиссии

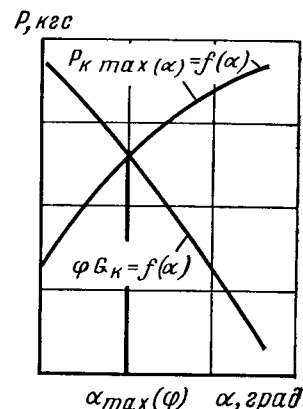


Рис. 4. Метод определения максимального угла подъема с учетом коэффициента сцепления колес с дорогой

Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при переходе с прямой на другие ступени, учитываются механическим КПД, определяемым по формуле (3).

Значения силы тяги $P_{k(i)}$ относят к соответствующим значениям скорости

$$v_i = v_0 \frac{i_{k(0)}}{i_k},$$

где v_0 — скорость движения автомобиля на прямой или высшей ступени трансмиссии, полученная на горизонтальной дороге.

По подсчитанным величинам $P_{k(i)}$ для каждой ступени трансмиссии строят (рис. 1) графическую зависимость $P_k = f(v)$. На этот же график наносят кривую $P_{c(0)} = f(v)$ суммарного сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге. Эти графические зависимости и представляют собой тяговую характеристику автомобиля.

Суммарные силы тяги $P_{k(0)}$ на ведущих колесах и сопротивления движению $P_{c(0)}$ при равномерном движении автомобиля на горизонтальной дороге можно определить, исходя из баланса сил

$$P_{k(0)} = P_{c(0)} = Gf + P'_c,$$

где $P'_c = P_{\text{ш}} + P_{\text{п}} + P_{\text{в}}$.

В случае движения на подъеме уравнение баланса сил примет вид

$$P_{k(\alpha)} = P_{c(\alpha)} = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) + P'_c.$$

Решая эти уравнения относительно синуса угла преодолеваемого подъема, получим

$$\sin \alpha = \Delta P_k / G + f(1 - \cos \alpha), \quad (4)$$

где $\Delta P_k = P_{k(\alpha)} - P_{k(0)}$.

Анализ формулы (4) показывает, что при практических расчетах величиной $f(1 - \cos \alpha)$ можно пренебречь, причем для углов до 30° ошибка определения величины $\sin \alpha$ не превышает 1%.

Таким образом, задача расчета максимального угла преодоления подъема сводится к определению величины ΔP_k . Для случая преодоления максимального подъема на заданной скорости

$$\Delta P_k = P_{k(\alpha)} - P_{c(0)} = P_{j(i)},$$

где $P_{j(i)}$ — сила сопротивления инерции на данной ступени трансмиссии.

Тогда $\sin \alpha = P_{j(i)} / G$. После преобразования этого выражения получим

$$\sin \alpha = \frac{\delta(i)}{g} J_{(i)} \lambda, \quad (5)$$

где $\delta(i)$ и $J_{(i)}$ — соответственно коэффициент учета вращающихся масс и ускорение разгона автомобиля на горизонтальной дороге на данной ступени трансмиссии.

Проведенный анализ позволяет заключить, что величину синуса угла подъема можно определить двумя способами, а именно по формуле (4) при наличии тяговой характеристики автомобиля и по формуле (5) при наличии характеристики ускорений на отдельных ступенях трансмиссии.

В практике величину уклона i дороги обычно выражают в процентах и подсчитывают по формуле

$$i = \text{tg arcsin } \alpha \cdot 100, \quad (6)$$

где $\arcsin \alpha$ — угол уклона в град.

При малых углах уклона принимают $\sin \alpha \approx \text{tg } \alpha$. Вместе с тем по данным расчетов установлено, что при углах уклона свыше 10° ($i = 17,6\%$) ошибка становится ощутимой и точную величину уклона необходимо определять, пользуясь таблицами тригонометрических функций (отыскивая значения $\text{tg } \alpha$ через величину $\sin \alpha$). Для приближенного определения величины уклона i можно использовать графическую зависимость, приведенную на рис. 2.

По подсчитанным значениям уклона i строят характеристику преодоления подъемов $i = f(v)$, представляющую собой зависимость преодолеваемого подъема на заданной ступени трансмиссии от скорости движения автомобиля (рис. 3).

Максимальная сила тяги и соответствующий ей угол подъема должны быть проверены (особенно на автомобилях с передним приводом и автопоездах) по условию сцепления ведущих колес с дорогой:

$$P_{k \text{ max } (\alpha)} = P_{k \text{ max } (0)} - P_{c(0)} \leq \varphi G_{k(\alpha)},$$

где $P_{k \text{ max } (\alpha)}$, $P_{k \text{ max } (0)}$ — максимальная сила тяги на ведущих колесах на подъеме и на горизонтальной дороге соответственно;

φ — коэффициент сцепления колес с дорогой;

$G_{k(\alpha)}$ — суммарная нормальная сила реакции на ведущих колесах автомобиля на максимальном уклоне, определяемая при помощи известных из теории автомобиля методов [2].

Если $P_{k \text{ max } (\alpha)} > \varphi G_{k(\alpha)}$, то максимальный угол подъема необходимо определять, учитывая сцепление ведущих колес с дорогой. С этой целью применяется графический метод, принцип действия которого показан на рис. 4. Угол $\alpha_{\text{max}}(\varphi)$ определяется при пересечении линий, отражающих функциональные зависимости тяговой и сцепной сил от угла подъема. Величины $\varphi G_{k(\alpha)}$ при разных углах подъема подсчитывают по формулам, приведенным в работе [2], а значение $P_{k \text{ max } (\alpha)}$ по формуле

$$P_{k \text{ max } (\alpha)} = \sin \alpha \cdot G.$$

Найдя графически угол α_{\max} , по формуле (6) определяют угол подъема (в %).

Экспериментальная проверка, проведенная на подъемах с различными углами наклона (4, 6, 8, 10, 30 и 40%) применительно к легковому автомобилю полной массой 1,29 т и двум автопоездам полной массой 34 и 48 т, показала достаточную для практики точность данного метода.

Таким образом, предлагаемые экспериментально-расчетные методы определения данных характеристик обладают следующими особенностями: простотой и малой трудоемкостью проведения необходимых экспериментальных работ; достоверностью и достаточной точностью получаемых результатов, так как расчеты базируются непосредственно на результатах дорожных испытаний; отсутствием дорогого оборудования (стендов, ди-

наметрических устройств и т. д.) и сложных трудоемких натурных тяговых испытаний в некоторых дорожных условиях; возможностью быстрого выбора вариантов передаточных чисел трансмиссии с тем, чтобы обеспечивалось соответствие тягово-скоростных свойств автомобиля требованиям по преодолению подъемов с заданным уклоном, в том числе тех, которые отсутствуют в числе испытательных дорожных сооружений; возможностью экстраполяции результатов испытаний серийных моделей автомобилей на опытные образцы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Изд-во АН СССР, 1961.
2. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959.

УДК 629.113.075

К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля

Канд. техн. наук М. А. НОСЕНКОВ, канд. техн. наук М. М. БАХМУТСКИЙ,

канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ, Б. В. КИСУЛЕНКО

НАМИ

АВТОМОБИЛЬ как звено системы водитель — автомобиль можно охарактеризовать величиной установившейся реакции и формой переходной реакции на управляющий сигнал «поворот руля». Наименее трудоемким видом испытаний автомобилей, который позволяет получить информацию об установившейся и переходной реакциях на поворот руля, является «вход в круг». Он заключается в быстром повороте рулевого колеса из нейтрального положения на определенный угол и в удержании его в таком положении в течение 3—4 с. Испытания ведутся при постоянном положении педали акселератора и отсутствии воздействий на остальные органы управления. Угол поворота руля при каждом заезде автомобиля постепенно увеличивается, а угловая скорость поворота руля должна быть не менее 7 рад/с, что соответствует требованиям к управляемости [1] и исследованиям, показывающим неизменность характера переходной реакции в диапазоне угловых скоростей поворота руля 6—12 рад/с. Переходные реакции можно получить также с помощью других управляющих сигналов, например гармонического. Однако из-за нелинейности объекта управления, нераспространенности гармонического сигнала в практике вождения и технологических сложностей проведения испытаний такого рода предпочтение отдается сигналу «быстрый поворот руля» [1].

Нормировать указанные реакции автомобиля на поворот руля целесообразно прежде всего для случая движения автомобиля по сухому асфальтобетонному покрытию вследствие наибольшей стабильности его остояния. Поскольку свойства устойчивости и управляемости автомобилей наиболее важны при их движении с высокой скоростью, нормирование должно касаться характеристик, полученных при скоростях не менее 60 (грузовые автомобили и автобусы) и 80 км/ч (легковые автомобили). Не следует допускать больших скоростей по условиям безопасности проведения испытаний на существующих испытательных участках. Для получения нормируемой переходной реакции при испытании бокового ускорения должно быть 4 м/с² (примерно соответствовать аварийным режимам движения), а для получения нормированной установившейся реакции — 1,5—4,5 м²/с (соответствовать различным режимам эксплуатации).

В качестве измерителя реакции автомобиля на поворот руля обычно принимают угловую скорость автомобиля ω_r . При этом переходную реакцию удобнее выражать в процентах от установившейся: $\omega_r / \omega_{rc} \cdot 100\%$, а установившуюся — целесообразно отнести к скорости автомобиля: ω_{rc} / v (получив таким образом кривизну траектории установившегося движения K), так как это отношение в меньшей степени зависит от колебаний скорости автомобиля от заезда к заезду. В качестве характеристики установившейся реакции можно принять зависимость кривизны траектории установившегося движения $K = \omega_{rc} / v$ от угла α поворота руля при скорости 80 ± 5 км/ч для легковых автомобилей и 60 ± 3 км/ч для грузовых автомобилей и автобусов. Данная зависимость позволяет оценить чувствительность автомобиля к повороту руля $\mu = \partial K / \partial \alpha$ и является характеристикой его устойчивости. Последнее утверждение очевидно уже потому, что характеристика легко преобразуется в диаграмму устойчивости [2], представляющую собой зависимость бокового ускорения ω_{rc} / v от раз-

ности углов увода передней и задней осей $\Delta \delta = \frac{\alpha}{l} - \frac{\omega_r L}{v^2}$

(l и L — соответственно передаточное число рулевого управления и колесная база автомобиля). Если при увеличении угла поворота руля чувствительность μ уменьшается, автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью (положительным запасом статической устойчивости); если чувствительность увеличивается, у автомобиля избыточная поворачиваемость (отрицательный запас статической устойчивости); если чувствительность неизменна, автомобиль нейтрален.

До проведения специальных исследований можно априори установить некоторые требования к этой характеристике. В работе [2] показано, что чувствительность автомобиля должна уменьшаться с увеличением угла поворота руля, т. е. характеристика должна быть выпуклой вверх и не иметь перегибов. Эргономические рекомендации устанавливают максимальный угол поворота руля автомобиля без «перехвата» до 120° [3], а на некоторых автомобилях — до 180°. В любом случае желательно, чтобы кривизна, равная $0,8 \cdot 10^{-2}$ 1/м (что соответствует при $v = 80$ км/ч боковому ускорению 4 м/с², а при $v = 60$ км/ч — боковому ускорению 2,2 м/с²), достигалась углом поворота руля, не превышающим 120—180°. Необходимость ограничивать минимальный угол поворота руля, при котором достигается определенная кривизна поворота автомобиля, объясняется тем, что недопустим слишком высокий коэффициент усиления объекта, вызывающий колебательную неустойчивость системы.

Характеристику переходной реакции автомобиля можно представить как изменение во времени выбранного параметра оценки $\omega_r / \omega_{rc} \cdot 100\%$. Она может быть как колебательной, так и аperiodической, но не должна быть слишком «растянутой» или слишком «резкой», т. е. должна быть согласованной с возможностями (характеристиками) водителя. Очевидна также необходимость ограничения «заброса» реакции.

Для проверки высказанных предположений и установления границ указанных выше характеристик проведено несколько серий экспериментальных работ. Эти эксперименты включали в себя испытания при смене полосы движения и при входе в поворот по размеченным траекториям. Водители при этом давали словесную оценку поведению автомобиля в следующей форме: «удовлетворительно» — управление автомобилем не требует повышенного внимания; «неудовлетворительно, зз-нос» — необходимо повысить внимание по устранению заноса; «неудовлетворительно, низкая чувствительность» — невозможно выполнять маневр из-за пониженной чувствительности автомобиля к повороту руля; «неудовлетворительно, большое запаздывание» — следует повысить внимание, чтобы упредить поворот руля; «неудовлетворительно, резкая реакция» — нужно повысить внимание из-за очень быстрого нарастания реакции автомобиля на поворот руля.

Серия испытаний включала в себя опыты с одним автомобилем, который подвергался конструктивным изменениям (изменение длин и узлов установки рычагов подвески, угловой и боковой жесткости подвески, передаточного отношения рулевого управления, регулировки амортизаторов и т. д.) для получения различных реакций на поворот руля, или опыты с несколькими автомобилями одного класса, обладающими разны-

ми реакциями на поворот руля. Стабилизирующее свойство рулевого управления у автомобилей в одной серии испытаний сохранялось постоянным. Всего было испытано 69 вариантов автомобилей, из них 46 легковых и 18 грузовых автомобилей (в том числе с прицепами), а также 5 автобусов. Все испытания проводили на сухом асфальтовом покрытии при $v=80$ км/ч (легковые автомобили) и $v=60$ км/ч (грузовые автомобили и автобусы) как с полной нагрузкой, так и без нагрузки.

На рис. 1 приведена зависимость $\omega_{yc}v$ от α . Параллельно оси $\omega_{yc}v$ нанесены оси боковых ускорений ω_y и ω_y'' , соответствующих скоростям движения 60 и 80 км/ч, а параллельно оси α нанесены оси разности углов увода осей $\Delta\delta$ для автомобилей с передаточными числами рулевого управления i , равными 20 и 25, и длинами колесной базы L , равными 3 и 5 м.

На рисунке обозначены границы I и II области нормальной, по оценке испытателя, чувствительности автомобиля к повороту руля, которая имеет три уровня по кривизне траектории: $K_1=0,001\div 0,003$ 1/м (а); $K_2=0,003\div 0,009$ 1/м (б); $K_3=0,009\div 0,015$ 1/м (в) при скоростях движения 60 и 80 км/ч (а, б) и 60 км/ч (в). Для движения со скоростью 80 км/ч характеристику чувствительности можно нормировать в пределах уровней K_1 и K_2 , для движения со скоростью 60 км/ч — на всех трех уровнях. На рисунке приведены характеристики легковых (№ 1 и № 2) и грузовых (№ 3) автомобилей. Сплошные линии указывают на оценку «удовлетворительно», штриховые — «неудовлетворительно, низкая чувствительность», штрихпунктирные — «неудовлетворительно, занос». Характеристики для автомобиля № 1 наиболее высокие по расположению на графике из всех полученных. Характеристика для автомобиля № 3 близка к характеристике автомобиля, получившего оценку «удовлетворительно». Все автомобили, характеристики которых лежат ниже границы II, получили оценку «неудовлетворительно, низкая чувствительность». Характеристик, расположенных выше границы I, у обследованных автомобилей не оказалось. Однако целесообразно ограничить область нормальной чувствительности также верхней границей, так как слишком высокая чувствительность приводит к колебательному процессу. Поскольку ни один из испытанных автомобилей не получил неудовлетворительной оценки благодаря близкому расположению его характеристики к границе I, то ограничение «сверху» не должно быть категоричным.

Все автомобили, характеристики которых на уровне K_2 были с перегибом, получили неудовлетворительную оценку, вследствие ощущения испытателем склонности автомобиля к заносу (штрихпунктирные линии). Если касательная к характеристике на уровнях K_2 и K_3 имела меньший угол наклона к оси абсцисс, чем граница II, автомобиль оценивался неудовлетворительно вследствие низкой чувствительности к повороту руля; а если она имела больший угол наклона к оси абсцисс, чем граница I, автомобиль оценивался неудовлетворительно вследствие его склонности к заносу. Перегиб в характеристике грузового автомобиля или автобуса на уровне K_3 не вызывал неудовлетворительной оценки испытателя в том случае, если угол наклона касательной к характеристике не был меньше угла наклона границы II и больше угла наклона границ I области нормальной чувствительности.

Таким образом, можно констатировать, что характеристика установившейся реакции автомобиля не должна выходить за границу II области нормальной чувствительности (рис. 1). При выходе за границу I необходимо убедиться в отсутствии повышенных колебаний автомобиля при прямолинейном движении, смене полосы движения и входе в поворот. На уровне K_2 характеристика должна быть выпуклой вверх и без перегибов. В связи с тем, что на уровне K_3 легковые автомобили приближаются к пределу сцепления колес с дорогой, а грузовые, испытываемые с меньшей скоростью, имеют меньший запас курсовой устойчивости, можно допустить выпуклость характеристики вниз и перегибы. Однако на уровнях K_2 и K_3 углы наклона касательных к характеристикам не должны быть больше угла наклона границы I и меньше угла наклона границы II к оси абсцисс. Для легковых автомобилей характеристика должна нормироваться на уровнях K_1 и K_2 , а для грузовых и автобусов ее необходимо нормировать на уровнях K_1 , K_2 и K_3 для достижения бокового ускорения $\omega_y > 4$ м/с².

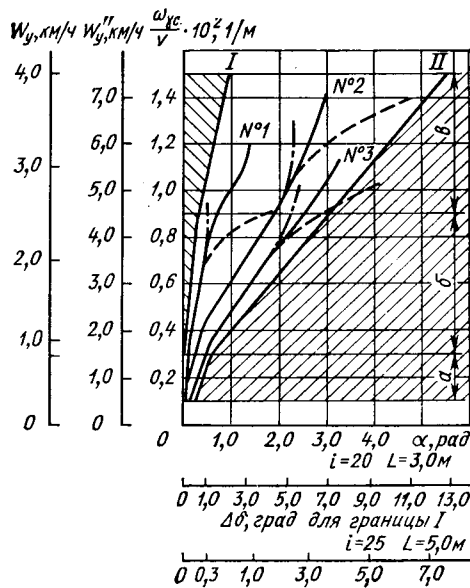
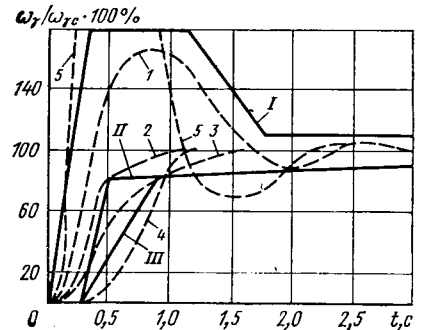


Рис. 1. Границы удовлетворительного изменения установившейся реакции автомобиля на поворот руля

Рис. 2. Границы удовлетворительного протекания переходной реакции автомобиля на поворот руля



На рис. 2 показан характер переходной реакции автомобиля на быстрый поворот руля. Кривые I—III показывают соответственно верхние и нижние границы удовлетворительного протекания переходной реакции на поворот руля, причем кривая II относится к легковым автомобилям, а кривая III — к грузовым и автобусам. Кривые 1 и 2 относятся к переходным реакциям на поворот руля легковых автомобилей с соответственно высоким и низким запасом устойчивости, кривая 3 показывает характер протекания переходной реакции на поворот руля грузового автомобиля или автобуса с запасом статической устойчивости, близким к нулю. Кривая 4 показывает протекание переходной реакции автомобиля, получившего оценку «неудовлетворительно, большое запаздывание», кривая 5 — автомобиля, получившего оценку «неудовлетворительно, резкая реакция». Переходные реакции автомобилей определяли при управляющем сигнале, обеспечивающем установившуюся реакцию по боковому ускорению, равную 4 м/с².

Анализ результатов испытаний показал, что водитель удовлетворительно воспринимает «заброс» реакции до 180% и практически мало ощущает колебания реакции в пределах $\pm 10\%$. Можно констатировать, что 85% реакции должны достигаться за время, не превышающее 0,5 и 0,9 с соответственно для легкового и грузового автомобилей (автобуса), а 100 $\pm 10\%$ реакции — за время, не превышающее 1,75 с. Вместе с тем время достижения 100%-ной реакции не должно быть меньше 0,2 с. Переходная реакция на поворот руля со скоростью, не меньшей 7 рад/с, при достижении установившейся реакции по боковому ускорению, равной 4 м/с², и скорости движения 80 км/ч для легковых автомобилей и 60 км/ч для грузовых и автобусов может считаться нормальной, если не выходит за границы, приведенные на рис. 2.

Автомобили, реакции которых не выходят за границы, обозначенные на рис. 1 и 2, можно считать удовлетворительными, однако это не означает, что их можно считать одинаковыми. Исследования [4] показывают, что по установившимся реакциям тот автомобиль лучше, характеристика которого лежит выше и имеет максимальную выпуклость вверх. Таким образом, стремление к увеличению кинематической чувствительности автомобиля к повороту руля $1/L$ должно сопровождаться существенным повышением запаса статической устойчивости. Оптимальное соотношение между этими показателями до сих пор не найдено, тем более, что повышение запаса статической устойчивости, как правило, ведет к увеличению «заброса» переходной реакции. Вместе с тем исследования [4] показывают, что по переходным реакциям тот автомобиль лучше, у которого заброс реакции и общее время переходного процесса меньше. Изложенный выше материал может быть основой нормирования реакции автомобиля на поворот руля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ESV. — SAE Preprint, № 720069.
2. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М., Машгиз, 1947.
3. Вудсон У., Коновер Д. Справочник по инженерной психологии для инженеров и художников-конструкторов. М., Мир, 1968.
4. О взаимной сопряженности управляемости легкового автомобиля и некоторых его объективных характеристик / Л. Л. Гинцбург, О. Д. Златовратский, С. А. Липгарт и др. — Автомобильная промышленность, 1973, № 8, с. 13 и 14.

Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамичность автомобиля с противоблокировочными системами

Канд. техн. наук И. К. ПЧЕЛИН, д-р техн. наук В. А. ИЛАРИОНОВ
Московский автомобильно-дорожный институт

ПРИМЕНЕНИЕ противоблокировочных систем, автоматически поддерживающих оптимальный режим торможения и предотвращающих блокирование колес, является одним из наиболее перспективных способов повышения активной безопасности автомобиля. Созданию эффективных противоблокировочных систем препятствует разнообразие условий эксплуатации автомобиля и обилие факторов, обуславливающих процесс торможения. Многие из этих факторов не всегда можно достаточно точно учесть при проектировании и доводке противоблокировочных систем, их влияние выявляется лишь при экспериментальных и эксплуатационных испытаниях. Так, из отечественной и зарубежной практики известно, что часто эти системы, успешно прошедшие лабораторно-стендовые испытания, оказываются неработоспособными в дорожных условиях [1—4]. Одной из основных причин такого положения является наличие случайных возмущений, действующих при движении автомобиля, и их высокий уровень.

Испытания и доводка противоблокировочных систем на автомобиле в дорожных условиях требуют больших затрат времени и средств, поэтому необходимы эффективные способы расчета системы автомобиль — противоблокировочная система — дорога, позволяющие уменьшить объем натурных испытаний. В этом отношении наиболее перспективным созданием математической модели, достаточно полно учитывающей особенности динамики системы, и разработка программ для исследования с помощью ЭЦВМ. Большое количество источников случайных возмущений в системе и разнохарактерность воздействий очень усложняют задачу. Вследствие этого прежде всего рассмотрим модель с учетом основных источников: ровности и скользкости дорожного покрытия и колебаний в вертикальной продольной плоскости.

Расчетная схема автомобиля при торможении с учетом случайных возмущений приведена на рис. 1. Микропрофиль дороги вызывает колебания автомобиля на подвеске и шинах и приводит к изменению вертикальных реакций, действующих на колеса. Изменением вертикальных реакций в сочетании со случайными изменениями коэффициента сцепления обуславливает изменение касательных реакций дороги. При наличии противоблокировочной системы процесс взаимодействия автомобиля и дороги усложняется еще функционированием устройств, изменяющих величины и закономерности тормозных моментов, влияющих также на скорость автомобиля и на величины нормальных и касательных реакций.

Вертикальные координаты ξ_i центров колеса и z_i точек кузова, расположенных над осями, отсчитывают вверх от положений, в которых указанные на схеме точки находятся при недеформированных шинах и рессорах. Дифференциальные уравнения движения автомобиля с точностью до величин второго порядка малости имеют следующий вид:

$$\ddot{\omega}_i = - \frac{1}{J_i} [M_{Ti} + f_{ki} F_{\text{ши}i} - X_i (R_i + \delta R_i)];$$

$$\ddot{S} = - \frac{1}{m} (X_1 + X_2 + \bar{w}_b \dot{S}^2);$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_k} (\mu_a F_{p1} + \mu_{ab} F_{p2}) + \frac{a}{\rho^2} \left(h_{k0} + \frac{bz_1 + az_2}{L} \right) \dot{S} + \frac{aw_h}{m_k \rho^2} \left(h_{k0} + h_{cb} + \frac{bz_1 + az_2}{L} \right) \dot{S}^2 - \frac{a}{m_k \rho^2} \times (M_{T1} + M_{T2}) - g;$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_k} (\mu_{ab} F_{p1} + \mu_b F_{p2}) - \frac{b}{\rho^2} \left(h_{k0} + \frac{bz_1 + az_2}{L} \right) \dot{S} - \frac{bw_h}{m_k \rho^2} \left(h_{k0} + h_{cb} + \frac{bz_1 + az_2}{L} \right) \dot{S}^2 + \frac{b}{m_k \rho^2} \times (M_{T1} + M_{T2}) - g;$$

$$\ddot{\xi}_i = \frac{1}{m_i} (F_{\text{ши}i} - F_{pi}) - g,$$

S — перемещение автомобиля;
 f_{ki} — коэффициенты сопротивления качению колес;
 ρ — радиус инерции поддресоренных масс (кузова) автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести;
 w_b — фактор обтекаемости;
 h_{k0} — высота центра тяжести неподдресоренных масс над осями колес при недеформированных рессорах;
 h_{cb} — высота метацентра автомобиля над центром тяжести кузова;
 J_i — приведенные моменты инерции колес;
 m, m_k, m_i — соответственно массы автомобиля поддресоренных и неподдресоренных частей;
 g — ускорение свободного падения;
 μ_a, μ_b, μ_{ab} — коэффициенты, равные

$$\mu_a = \frac{a^2 + \rho^2}{\rho^2}; \mu_b = \frac{b^2 + \rho^2}{\rho^2}; \mu_{ab} = \frac{\rho^2 - ab}{\rho^2};$$

$F_{\text{ши}i} = F_{\text{ши}}(q_i - \xi_i)$ — характеристики радиальных восстанавливающих сил передних и задних шин автомобиля (включающие также возможность отрыва шин от поверхности дороги);

$q_i = q_i(S_i)$ — воздействие микропрофиля дороги, задаваемое в виде случайной функции перемещения S_i , при этом $q_2 = q(S)$, а $q_1 = q(S+L)$ (L — база автомобиля);

$F_{pi} = F_{pi}[(\xi_i - z_i), (\dot{\xi}_i - \dot{z}_i)]$ — нелинейные функции, определяющие, восстанавливающие и демпфирующие силы в рессорах.

Касательные реакции дороги определяются в виде [2]

$$X_i = C_{\eta i} \eta_i,$$

где $C_{\eta i}, \eta_i$ — соответственно тангенциальные жесткость и деформация шин.

Кроме того, к системе уравнений (1) добавляются уравнения, описывающие протекание тангенциальных деформаций шины (уравнение кинематических связей):

$$\dot{\eta}_i = - (R_i + \delta R_i) \omega_i + \dot{S} \left(1 - \frac{\lambda_{kpi} C_{\eta i}}{F_{\text{ши}i} \varphi_{ki}} \eta_i \right) \text{ при } \lambda_i < \lambda_{kpi};$$

$$\eta_i = \frac{F_{\text{ши}i}}{C_{\eta i}} \{ \varphi_{ki} - \alpha_i [\varphi_{mx} - \varphi_{mn} + (\alpha_\varphi - \alpha_k) \dot{S}] \} \text{ при } \lambda_i > \lambda_{kpi};$$

$$\alpha_i = \frac{\lambda_i - \lambda_{kpi}}{1 - \lambda_{kpi}}; \lambda_i = 1 - \frac{(R_i + \delta R_i) \omega_i}{\dot{S}},$$

где $R_i, \delta R_i$ — радиусы колес (свободные) и радиальные деформации шин;

λ_{kpi} — критическое проскальзывание;
 φ_{ki} — коэффициент сцепления, задаваемый в виде случайной функции перемещения автомобиля.

При этом

$$\varphi_{ki} = \varphi_{mx} - \alpha_k \dot{S} + \varphi_c(S_i),$$

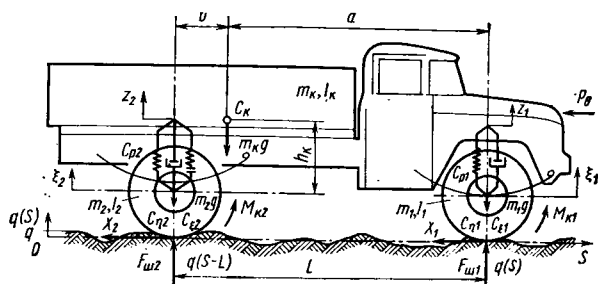


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля при торможении с учетом случайных возмущений

Автомобильная промышленность № 3, 1979 г.

где $\varphi_{m\lambda}$ — максимальное значение математического ожидания коэффициента сцепления при $\lambda = \lambda_{кр}$;
 φ_{m1} — максимальное значение математического ожидания коэффициента сцепления при $\lambda = 1$;
 α_i, α_φ — коэффициенты, учитывающие уменьшение φ с ростом скорости;
 $\varphi_c(S_i)$ — случайные отклонения от математического ожидания.

Для более грубых расчетов можно использовать приближенный способ задания касательных реакций [5]. В этом случае

$$X_i = \varphi_i F_{ши},$$

где φ_i — случайная функция, задаваемая в виде

$$\varphi_i = \varphi(\lambda_i, \dot{S}) + \varphi_0(\lambda_i, S_i);$$

$\varphi(\lambda_i, \dot{S})$ — математическое ожидание реализуемого коэффициента сцепления, рассматриваемого в виде случайной функции проскальзывания λ и скорости автомобиля \dot{S} ;
 $\varphi_0(\lambda_i, S_i)$ — случайные отклонения от математического ожидания.

Законы изменения тормозных моментов на колесах автомобиля зависят от типа тормозного привода и в общем виде могут быть описаны с помощью передаточных функций или дифференциальных уравнений. Например, для пневматического тормозного привода удовлетворительное приближение дают следующие дифференциальные уравнения:

при затормаживании

$$\dot{M}_{Ti} = -\alpha_{Bi}(M_{Ti} - M_{Mi}); \quad (4)$$

при растормаживании

$$\dot{M}_{Ti} = -\alpha_{yi}(M_{Ti} - M_{mi}), \quad (5)$$

где M_{Mi}, M_{mi} — максимальные и минимальные значения тормозных моментов, реализуемых при работе противоблокировочного устройства;

α_{Bi}, α_{yi} — эмпирические коэффициенты, зависящие от типа тормозной системы.

Для фазы затормаживания система уравнений (1) решается совместно с уравнением (4), а для фазы растормаживания — совместно с уравнением (5). Сигналы на затормаживание и растормаживание механизмов вырабатываются в зависимости от значений управляющих параметров в соответствии с алгоритмом функционирования противоблокировочного устройства.

Ровность и скользкость дороги удобно задавать с помощью корреляционных функций. Поскольку в процессе торможения скорость и замедление автомобиля изменяются, случайные возмущения необходимо задавать в виде функции перемещения S автомобиля. Так, корреляционную функцию микропрофиля участка дороги, на котором происходит торможение, можно выразить формулой [5]

$$K_q(s) = D_q e^{-a_q s} \cos(\omega_q s), \quad (6)$$

а случайную функцию сцепления

$$K_\varphi(s) = D_\varphi e^{-a_\varphi s} \cos(\omega_\varphi s), \quad (7)$$

где D_q, D_φ — дисперсии функций микропрофиля дороги и сцепления;

$\omega_q, \omega_\varphi, a_q, a_\varphi$ — коэффициенты корреляционных связей;

s — переменный интервал протяженности дороги.

Решение уравнений (1)–(5) с учетом условий функционирования противоблокировочной системы дает возможность получить все необходимые характеристики движения автомобиля. Исследование данных решений при различных сочетаниях параметров системы и случайных возмущений позволяет определять статистические показатели тормозной динамичности автомобиля, оценивать влияние характеристик дорожного покрытия на эти показатели, а также рассчитывать параметры и уточнять настройку противоблокировочной системы с учетом случайных возмущений.

Исследования выполняют с помощью ЭЦВМ. Ввиду сложности дифференциальных уравнений и необходимости формирования различных реализаций случайных функций расчеты, как показывает опыт, требуют значительных затрат машинного времени. Так, расчет варианта при одной реализации случайных возмущений на ЕС 1020 занимает 10–15 мин. Вместе с тем эти затраты намного меньше затрат на дорожные испытания.

Рассмотрим некоторые результаты исследования тормозной динамичности грузового автомобиля типа ЗИЛ-130 применительно к торможению на сухом асфальтобетоне с начальной скоростью $v_0 = 20$ м/с. Алгоритм функционирования противоблокировочного устройства был принят аналогичным описанному в работе [3].

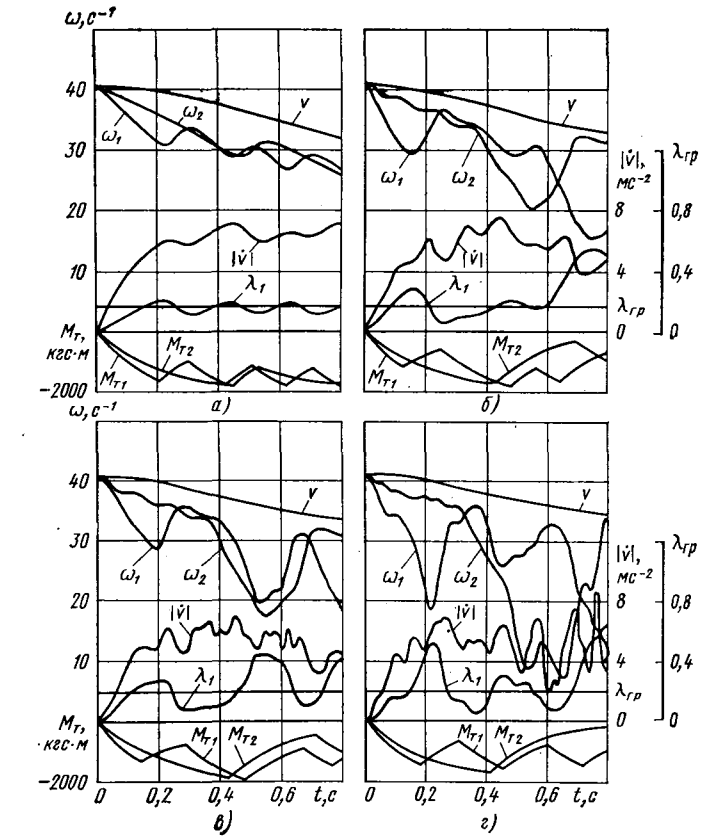


Рис. 2. Характеристики процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой для: расчетной схемы без учета колебаний и случайных возмущений (а), схемы с подвеской (рис. 1), но также без случайных возмущений (б), при случайных изменениях коэффициента сцепления (в), при случайных изменениях коэффициента сцепления и случайных воздействиях от микропрофиля дороги (г)

блокировочного устройства был принят аналогичным описанному в работе [3].

Параметры автомобиля следующие: $m_k = 7850$ кг; $m_1 = 555$ кг; $m_2 = 1150$ кг; $\rho = 1,9$ м; $J_1 = 2,4$ кгс·м·с²; $J_2 = 5,0$ кгс·м·с²; $R_1 = R_2 = 0,5$ м; $a = 2,83$ м; $b = 0,97$ м; $h_{к0} = 1,07$ м; $f_{к1} = 0,018$; $\omega_b = 0,25$ кгс·с²·м⁻²; $C_{m1} = 116 000$ кгс·м⁻¹; $C_{m2} = 272 000$ кгс·м⁻¹; $C_{p1} = 27 000$ кгс·см⁻¹; $C_{p2} = 86 000$ кгс·м⁻¹; $M_{M1} = 2500$ кгс·м; $M_{M2} = 2000$ кгс·м; $\alpha_{Bi} = \alpha_{yi} = 5,0$ с⁻¹; $M_{mi} = 50$ кгс·м.

Характеристики демпфирования в рессорах приняты теми же, что и у стандартного автомобиля ЗИЛ-130. Запаздывание между моментами достижения управляющим параметром λ_i граничного значения и началом изменения тормозных моментов варьировалось в пределах $\tau = 0,005 \div 0,05$ с.

Дисперсии случайных функций приняты равными: $D_q = 10^{-4}$ м² и $D_\varphi = 10^{-2}$, а коэффициенты корреляции —

$$a_q = 0,5 \text{ м}^{-1}; \omega_q = 0,5 \text{ м}^{-1}; a_\varphi = 3 \text{ м}^{-1}; \omega_\varphi = 2 \text{ м}^{-1}.$$

Эти значения, характеризующие микропрофиль и функцию сцепления, соответствуют дороге с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии.

Случайные возмущения задавались предварительным формированием по специально разработанным программам реализаций случайных функций $q(S)$ и $\varphi(S)$ с заданным шагом по S (в рассматриваемом случае шаг составлял 0,04 м), с последующей выборкой требуемых значений при решении системы на ЭЦВМ в зависимости от вычисленных значений S_i .

На рис. 2 показаны графики, иллюстрирующие влияние колебаний и случайных возмущений на характеристики тормозной динамичности автомобиля и функционирование блокировочного устройства. Кривые на рис. 2, а рассчитаны без учета эластичности подвески и шин для случая движения автомобиля по абсолютно ровной дороге с коэффициентом сцепления, зависящим лишь от скорости и степени проскальзывания. Такой случай подробно рассмотрен в работе [3].

Как видно на рис. 2, а, угловые скорости колес ω_1 и ω_2 меняются в соответствии с изменениями тормозных моментов M_{T1} и M_{T2} , а значение степени проскальзывания λ_1 равномерно колеблется относительно граничного значения $\lambda_{гр}$, причем амплитуда отклонений невелика. Такой же характер имеет и изменение λ_2 (на рис. 2 не показано).

Рис. 2, б иллюстрирует результаты расчетов, проведенных с учетом колебаний и случайных воздействий от микропрофиля дороги.

кировочного устройства. Параметры дороги остались теми же, что и для рис. 2, а. Колебания колес и кузова автомобиля на подвеске и шинах, вызываемые периодическим изменением тормозных моментов, при работе противоблокировочного устройства существенно изменяют все характеристики процесса. Последнее в свою очередь отражается на функционировании устройства. В частности, ширина диапазона изменения тормозных моментов увеличивается почти в 2 раза, а частота их срабатывания становится нестабильной. Резко увеличиваются колебания других параметров.

Зависимости, приведенные на рис. 2, в, получены при дополнительном введении в расчет случайных изменений коэффициента сцепления, а зависимости, приведенные на рис. 2, г, — еще с добавлением возмущений от микропрофиля дорожного покрытия. При наличии случайных воздействий изменение характеристик движения автомобиля полностью утрачивают свою определенность, а размахи колебаний еще более возрастают.

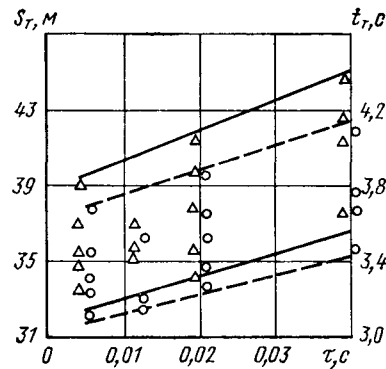
Параметры	Изменение параметров при диапазоне скоростей от $v_0=20$ м/с до $v=15$ м/с				Изменение параметров при диапазоне скоростей от $v_0=20$ м/с до $v=2$ м/с			
	Рис. 2, а	Рис. 2, б	Рис. 2, в	Рис. 2, г	Рис. 2, а	Рис. 2, б	Рис. 2, в	Рис. 2, г
S в м	15,35	17,31	17,67	19,63	30,72	36,24	37,10	41,80
t в с	0,86	0,98	1,00	1,12	2,63	3,12	3,15	3,80
v_{1cp} в Гц	7,00	5,10	5,00	5,35	7,60	6,08	5,37	6,05
v_{2cp} в Гц	2,33	2,04	2,00	1,78	4,56	2,89	2,88	2,90

В таблице для рассмотренных четырех случаев приведены величины пути и времени торможения, а также средние частоты срабатывания противоблокировочного устройства, передней v_{1cp} и задней v_{2cp} осей (в Гц) при торможении в двух диапазонах скорости: от 20 до 15 м/с и от 20 до 2 м/с. Колебания пружинных и непружинных частей автомобиля и случайные возмущения существенно увеличивают значения тормозного пути и времени торможения. Так, тормозной путь автомобиля с рассматриваемой схемой функционирования противоблокировочной системы в наиболее общем случае (рис. 2, г) увеличивается на 35%, а время торможения — на 45% по сравнению с величинами, полученными для рис. 2, а, т. е. без учета подвески и случайных возмущений.

Выходные характеристики процесса торможения S_T и t_T в общем случае являются случайными функциями нескольких стохастических факторов. Поэтому каждый расчет, проведенный для одной конкретной реализации случайных факторов, дает лишь одно из возможных значений параметров. Для оценки ширины разброса и определения наиболее вероятных значений S_T и t_T необходимо проводить расчеты для нескольких реализаций случайных воздействий и обработать статистически полученные результаты. Опыт свидетельствует, что для уверенной оценки практически достаточно задать 8—10 реализаций.

Одной из основных характеристик противоблокировочного устройства является время запаздывания τ — промежуток между сигналом на затормаживание (или растормаживание) и началом фактического нарастания (или убывания) тормозного момента. На рис. 3 показано влияние τ на время и путь торможения. Величины S_T и t_T вычислялись для четырех зна-

Рис. 3. Влияние запаздывания τ на путь S_T и время t_T торможения при случайных воздействиях



чений τ (0,006; 0,012; 0,02; 0,04 с) при нескольких различных реализациях микропрофиля и функции сцепления. Точки, соответствующие полученным значениям S_T и t_T , нанесены на рисунок. Сплошными линиями обозначены примерные границы разброса значений тормозного пути, штриховыми — времени торможения. Нижняя граница графика S_T (31 м) соответствует значению тормозного пути, вычисленному по простейшей формуле для среднего значения $\phi=0,65$. Ширина области разброса значений составляет около 20% среднего значения S_T при $\tau=0,02$ с. Такие же значения ширины областей разброса были получены с помощью приближенной оценки, рассмотренной в работе [5], что свидетельствует о возможности применения этой оценки для практических целей.

Таким образом, разработанные модели, алгоритмы и программы для исследования с помощью ЭЦВМ процесса торможения автомобиля и функционирования противоблокировочной системы с учетом случайных возмущений позволяют с достаточной полнотой проводить анализ различных алгоритмов функционирования этой системы и оценивать их эффективность, производить подбор параметров или коррекцию системы для обеспечения ее устойчивой работы и т. п. В настоящее время эти разработки используются СКБ Калужского завода автомобильного электрооборудования им. 60-летия Октября для исследования влияния случайных воздействий и разброса параметров управляющих блоков противоблокировочной системы на функционирование замкнутой системы автомобиль — колесо — тормозной механизм — управляющий блок — дорога и в Московском автомобильно-дорожном институте при теоретических и экспериментальных исследованиях тормозной динамичности автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, Западно-Сибирское издательство, 1973.
2. Иларионов В. А., Пчелин И. К. — Науч. тр. / МАДИ, 1978, вып. 113.
3. Пчелин И. К., Иларионов В. А. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1976, № 1, с. 19—21.
4. Пчелин И. К., Иларионов В. А. Тормозная динамичность автомобиля с противоблокировочными устройствами. — Автомобильная промышленность, 1977, № 2, с. 13—16.
5. Пчелин И. К., Иларионов В. А. Оценка тормозной динамичности автомобиля с учетом случайных возмущений. — Автомобильная промышленность, 1978, № 3, с. 23—25.

УДК 629.113.004

Вопросы совместной работы несбалансированных деталей в трансмиссии автомобиля

Канд. техн. наук В. В. СЕРЕБРЯКОВ

Московский автомеханический институт

ТРАНСМИССИЯ легкового автомобиля с двухшарнирной карданной передачей обладает определенными преимуществами перед трансмиссией с трехшарнирной карданной передачей. Основными из них являются меньшая сложность изготовления, технологичность сборки и надежность. Однако у такой трансмиссии при наличии удлинитель картера коробки передач имеются и существенные недостатки, которые проявляются в процессе эксплуатации автомобиля.

Одним из таких недостатков является возникновение резонансных явлений в трансмиссии автомобиля при больших скоростях движения. Появление резонансных колебаний деталей трансмиссии обусловлено недостаточной жесткостью передней опоры карданного вала, роль которой выполняет удлинитель картера коробки передач. Система картерных деталей, включающая в себя и удлинитель картера коробки передач, благо-

даря малой изгибной жесткости последнего совместно с карданным валом как массой обладает довольно низкой собственной частотой и предрасположена к возникновению резонансных изгибных колебаний в зоне рабочих скоростей. Основным возбудителем этих колебаний является вращающийся неуравновешенный карданный вал.

Однако возникновение и величина резонансных колебаний зависят и от такого возбудителя колебаний, каким является неуравновешенный маховик двигателя в сборе со сцеплением (в дальнейшем для краткости будем употреблять термин маховик).

Экспериментальные исследования, проведенные на трансмиссионном стенде, показали, что увеличение дисбаланса D маховика от номинального значения для маховика данного двигателя за 0 г·см, до 250 г·см приве-

ло к увеличению резонансного изгибающего момента M_z , фиксируемого на удлинителе картера коробки передач, с 2 до 14 кгс·м. При этом в коробке передач была включена нейтраль и карданный вал был неподвижен.

Еще большее влияние на динамическую нагруженность картерных деталей трансмиссии оказывает совместное воздействие дисбалансов вращающихся маховика и карданного вала. Это было обнаружено в процессе экспериментов, целью которых было определить влияние дисбаланса карданного вала на нагруженность картерных изделий трансмиссии. Было отмечено, что при одних и тех же значениях дисбаланса карданного вала и маховика резонансный изгибающий момент, фиксируемый на картерных деталях трансмиссии, резко меняется от заезда к заезду. Анализ возможных причин этого явления привел к выводу о том, что оно может происходить из-за изменения угла между плоскостями, в которых находятся дисбалансы карданного вала и маховика (в дальнейшем условимся называть этот угол фазой дисбалансов карданного вала и маховика). За фазовый угол был принят угол смещения «тяжелой точки» переднего конца карданного вала относительно «тяжелой точки» маховика по часовой стрелке, если наблюдать это смещение со стороны карданного вала.

Для экспериментального исследования была разработана методика, позволяющая с достаточной достоверностью судить о влиянии фазы дисбалансов маховика и карданного вала на изгибающий резонансный момент. В задачи методики входило обеспечение возможности точной фиксации фазы дисбалансов маховика и карданного вала, а также возможно более точное в условиях лаборатории определение плоскостей нахождения «тяжелых точек» маховика и переднего конца карданного вала. Исследование проводилось на трансмиссионном стенде, состоящем из двигателя, сцепления, коробки передач с удлинителем картера, карданной передачи и ведущего моста автомобиля малого класса. Ведущий мост при помощи ременных передач был связан с инерционной массой, имитирующей массу автомобиля, и гидравлическим тормозом, имитирующим сопротивление движению автомобиля.

Точная фиксация фазы дисбалансов на автомобиле и на трансмиссионном стенде, оборудованном гидравлическим тормозом и инерционной массой, практически невозможна. На трансмиссионном стенде фиксация фазы дисбалансов стала возможной после отсоединения ведущего моста от гидравлического тормоза и инерционной массы. При таком переоборудовании стенда уменьшилось сопротивление при разгоне трансмиссии и стал возможен пуск двигателя при зафиксированной фазе дисбалансов карданного вала и маховика на прямой передаче. Для фиксации фазы дисбалансов на карданном валу и на маховике двигателя в «тяжелых точках» были нанесены метки.

Величину дисбаланса изменяли установкой грузов в местах расположения меток (на маховике — под болтом крепления корпуса сцепления, на карданном валу — специальным болтом к цилиндрической части передней вилки карданной трубы). Перед началом эксперимента маховик двигателя устанавливали меткой вниз и в этом положении сцепление выключали. Выключение сцепления позволяло ведомому и нажимному дискам смещаться вниз на величину возможных зазоров в соединениях, увеличивая тем самым дисбаланс в «тяжелой точке» маховика. В таком положении сцепление включали и не выключали на протяжении всего эксперимента. Фазу дисбалансов маховика и карданного вала меняли поворотом их относительно друг друга при нейтральной передаче в коробке передач.

Во время эксперимента по меткам устанавливали нужную фазу дисбалансов маховика и карданного вала и включали прямую передачу. В таком положении двигатель, соединенный с трансмиссией, пускали и разгоняли от минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала до 6100 об/мин с интенсивностью, соответствующей интенсивности разгона автомобиля на прямой передаче. Тензодатчики были наклеены на картере сцепления, картере коробки передач и на удлинителе картера коробки передач. Они фиксировали изгибающие моменты, действующие на указанные узлы. Обработку данных вели по величине максимальных резонансных изгибающих моментов, действующих на картерные детали трансмиссии.

Поскольку условия работы трансмиссии с отключенной инерционной массой и гидравлическим тормозом значительно отличались от реальных, были проведены дополнительные исследования, которые дали возможность оценить влияние отключения данных элементов на исследуемые параметры.

В дальнейшем все исследования по выявлению влияния дисбалансов маховика и карданного вала на нагруженность трансмиссии проводили на стенде с отключенными инерционной массой и гидравлическим тормозом, поэтому для приведения полученных результатов к нормально нагруженной трансмиссии при

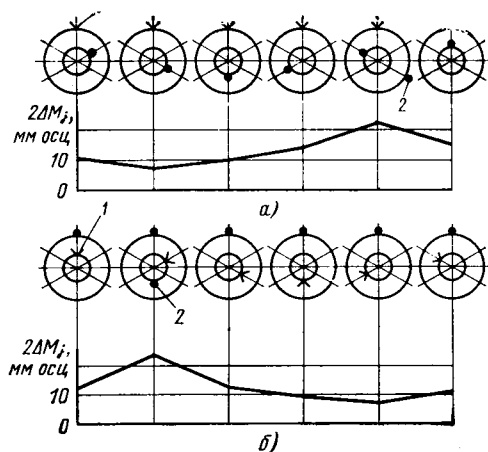


Рис. 1. Методика определения положения «тяжелых точек»: а — на маховике; б — на карданном валу; 1 — метка (произвольная); 2 — «тяжелая точка»

обработке результатов эксперимента была учтена разница, вносимая отключением этих агрегатов.

Перед проведением основного эксперимента с целью выявления влияния фазы дисбалансов маховика и карданного вала на величину резонансного изгибающего момента, действующего на картерные детали трансмиссии, на маховике и трубе карданного вала были произвольно установлены грузы, заводом превышающие возможные дисбалансы этих деталей. В таком состоянии трансмиссия автомобиля была подвергнута испытаниям по рассмотренной методике, причем фазу дисбалансов маховика и карданного вала меняли с шагом 60° от $\varphi=0^\circ$ до $\varphi=360^\circ$. В результате эксперимента было выявлено, что резонансный изгибающий момент, действующий на детали трансмиссии и фиксируемый на удлинителе картера коробки передач при фазе дисбалансов $\varphi=180^\circ$, в несколько раз превышает момент при $\varphi=0^\circ$. Это подтвердило результаты аналитических расчетов и позволило в дальнейшем более подробно исследовать указанное явление.

С этой целью прежде всего была разработана методика определения «тяжелых точек» маховика и карданного вала в лабораторных условиях. Поскольку положение о том, что резонансный изгибающий момент на картерных деталях трансмиссии максимален при фазе дисбалансов маховика и карданного вала $\varphi=180^\circ$ и минимален при $\varphi=0^\circ$ было подтверждено аналитически и экспериментально, то для определения положения «тяжелых точек» была проведена следующая работа. На маховике и на карданном валу было нанесено по окружности по шесть меток. На маховике эти метки располагались в местах установки болтов крепления, а на карданном валу — напротив шести отверстий с резьбой М5, специально просверленных по окружности переднего конца трубы на одинаковом расстоянии друг от друга.

Для определения положения «тяжелой точки» маховика дополнительный груз устанавливали напротив одной из шести меток карданного вала. На маховике произвольно выбирали одну из меток, относительно которой фиксировали положение дисбаланса карданного вала. Производили серию включений стенда с различными положениями (через 60°) дисбаланса карданного вала относительно выбранной метки на маховике. По величине резонансного изгибающего момента делали заключение о положении «тяжелой точки» на маховике. «Тяжелую точку» карданного вала определяли аналогично, но с той только разницей, что дополнительный груз устанавливали в «тяжелой точке» маховика, а произвольная метка, относительно которой фиксировали его положение, находилась на карданном валу. Результаты этих экспериментов приведены на рис. 1.

Для более полной количественной оценки влияния фазы дисбалансов карданного вала и маховика на нагруженность картерных деталей трансмиссии был проведен дополнительный эксперимент. В «тяжелых точках» маховика и карданного вала, положение которых было определено ранее, были установлены дополнительные грузы, увеличивающие дисбаланс маховика на 175 г·см и дисбаланс карданного вала на 104 г·см. При этих значениях дисбалансов проводили серию включений стенда с фиксацией фазы дисбалансов маховика и карданного вала. Результаты эксперимента показали, что резонансный изгибающий момент на удлинителе картера коробки передач при фазе дисбалансов $\varphi=180^\circ$ в среднем более чем в 4 раза превышает этот момент при $\varphi=0^\circ$ (рис. 2). Аналогичные результаты были получены при других значениях дисбалансов, а также при других жесткостях картерных деталей трансмиссии. В

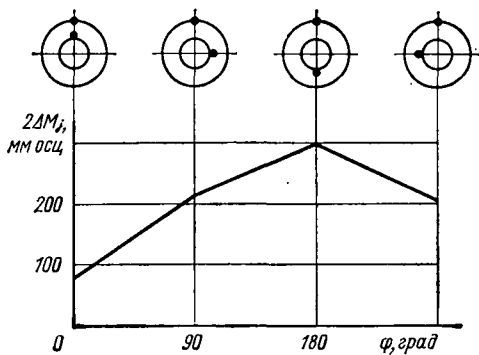


Рис. 2. Влияние фазы дисбалансов маховика и карданного вала на нагруженность трансмиссии

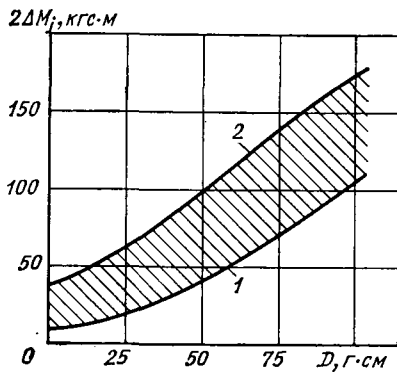


Рис. 3. Влияние дисбаланса переднего конца карданного вала на нагруженность трансмиссии: 1 — при фазе дисбалансов $\varphi = 0^\circ$; 2 — при фазе дисбалансов $\varphi = 180^\circ$

связи с этим можно сделать вывод о том, что исследование влияния дисбалансов маховика и карданного вала на нагруженность трансмиссии и назначение допустимых величин остаточных дисбалансов этих деталей необходимо проводить с учетом возможных изменений фазы дисбалансов, значительно влияющей на величины нагруженности деталей трансмиссии.

На примере автомобиля малого класса, имеющего двухшарнирную карданную передачу, было исследовано влияние дисбаланса карданного вала на нагруженность резонансным изгибающим моментом деталей трансмиссии с учетом фазы дисбаланса маховика и карданного вала. Исследование проводили при двух наиболее характерных фазах дисбалансов $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$. Очевидно, что во время движения автомобиля резонансный изгибающий момент может принимать различные значения, расположенные между значениями этого момента при $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$. Проведенные эксперименты позволили получить поле возможных значений изгибающего момента в трансмиссии при изменении величины дисбаланса карданного вала. Во время исследований были приняты следующие значения дисбалансов карданного вала: 0 г·см (дисбаланс, который имел карданный вал при тщательной балансировке на заводе), 14 г·см, 36 г·см, 58 г·см, 80 г·см и 104 г·см. Маховик в этом случае не имел искусственного дисбаланса. Метка на маховике была нанесена в «тяжелой точке».

Из таблицы и рис. 3 видно, что при изменении дисбаланса карданного вала от 0 г·см до 104 г·см при $\varphi = 0^\circ$ изгибающий

момент на удлинителе картера коробки передач увеличивается с 17,8 до 107,2 кгс·м, а при $\varphi = 180^\circ$ с 39,8 до 172,3 кгс·м, т. е. при всех значениях дисбалансов карданного вала изгибающий момент, действующий в трансмиссии при $\varphi = 180^\circ$, более чем в 1,5 раза превышает момент при $\varphi = 0^\circ$.

Поскольку в процессе эксплуатации автомобиля установить желаемую фазу дисбалансов маховика и карданного вала невозможно, то назначать допустимые величины остаточных дисбалансов карданного вала и маховика необходимо из условий работы автомобиля при наименее благоприятной фазе дисбалансов, т. е. при $\varphi = 180^\circ$.

При назначении допустимых остаточных дисбалансов следует учитывать также, что увеличение остаточного дисбаланса карданного вала приводит к бо-

лее резкому нарастанию значений изгибающего момента в картерных деталях

Фаза дисбалансов φ в град	Дисбаланс D в г·см	$f_{ру}$ в Гц	$2\Delta M_j$ в кгс·м	$n_{ру}$ в об/мин
0	0	85,3	17,8	5110
	14	86,2	20,1	5170
	36	89,6	25,4	5380
	58	93,5	52,1	5610
	80	94,7	82,0	5630
	104	96,3	107,2	5780
180	0	93,0	39,8	5580
	14	100,0	50,2	6000
	36	101,5	79,4	6100
	58	101,0	118,0	6070
	80	100,7	156,4	6050
	104	98,9	172,3	5930

трансмиссии при постоянном дисбалансе маховика, чем увеличение дисбаланса маховика при постоянном дисбалансе карданного вала. Поэтому в первую очередь следует искать пути уменьшения остаточного дисбаланса карданного вала. Решение этой задачи позволит в значительной мере снизить нагруженность деталей трансмиссии изгибающим моментом.

УДК 629.114.3.075

Аналитический метод определения угла складывания автопоезда

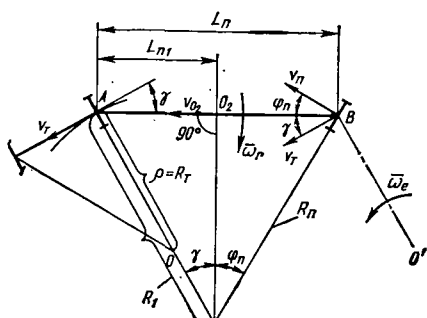
Н. И. КРЫШЕНЬ

ПКБ Министерства сельского строительства БССР

В НАСТОЯЩЕЕ время наряду с автопоездами с неуправляемыми полуприцепами широко используются автопоезда с управляемыми полуприцепами. Благодаря оснащению полуприцепов управляемыми колесами углы складывания таких автопоездов (следовательно, и траектории) существенно отличаются от углов складывания автопоездов с неуправляемыми полуприцепами.

Известны формулы [1—3] для определения угла складывания автопоезда с неуправляемым полуприцепом при движении тягача по круговой траектории (что соответствует входу автопоезда в поворот) и по прямой (что соответствует выходу автопоезда из поворота).

Рассмотрим метод определения угла складывания автопоезда как с управляемым, так и с неуправляемым полуприцепом



$$\omega = \frac{v_r}{R_1} = \frac{v_n}{R_n} = \frac{v_r \sin(\gamma + \varphi_n)}{L_n \cos \varphi_n} = \frac{v_r}{L_n} (\sin \gamma + \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_n), \quad (1)$$

где v_r , v_n — скорость движения соответственно тягача и полуприцепа;
 R_1 , R_n — мгновенный радиус поворота соответственно точек A и B полуприцепа;
 L_n — база полуприцепа;
 γ — угол складывания автопоезда;
 φ_n — приведенный угол поворота управляемых колес или поворотной тележки полуприцепа.

Всякое плоскопараллельное движение можно рассматривать как составное, состоящее из переносного поступательного и относительного вращательного [4]. Звено AB , т. е. все его точки, в переносном движении совершает круговое поступательное движение с переносной скоростью

$$\omega_e = v_r / \rho, \quad (2)$$

где ρ — радиус кривизны траектории тягача (точки A на рисунке).

В относительном движении точка B (следовательно, и звено AB) совершает вращательное движение в горизонтальной плоскости вокруг точки A с относительной скоростью ω_r , характеризующей скорость изменения угла γ .

Следовательно,

$$\omega_r = d\gamma / dt. \quad (3)$$

Известно, что угловые скорости складываются как векторы [4], т. е.

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_e + \vec{\omega}_r. \quad (4)$$

Поскольку вектор $\vec{\omega}_r$ направлен в сторону, противоположную вектору $\vec{\omega}_e$ (см. рисунок), то с учетом полученных значений для ω_1 , ω_e , ω_r в формулах (1)–(3) уравнение (4) примет вид

$$\frac{v_r \sin(\gamma + \varphi_n)}{L_n \cos \varphi_n} = \frac{v_r}{\rho} - \frac{d\gamma}{dt} \quad (5)$$

или

$$\frac{v_r}{L_n} (\sin \gamma + \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_n) = \frac{v_r}{\rho} - \frac{d\gamma}{dt}. \quad (5a)$$

Автоматические приводы управляют поворотом колес (тележки) полуприцепа в зависимости от угла складывания автопоезда. Следовательно, $\varphi_n = f(\gamma)$. Из тригонометрических соотношений величин L_n , L_{n1} , γ и φ_n (см. рисунок) следует, что

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \left(\frac{L_n}{L_{n1}} - 1 \right) \operatorname{tg} \gamma, \quad (6)$$

где L_{n1} — часть базы полуприцепа, определяемая величиной AO_2 .

С учетом зависимости (6) уравнение (5a) примет вид

$$\frac{v_r}{L_{n1}} \sin \gamma = \frac{v_r}{\rho} - \frac{d\gamma}{dt}. \quad (7)$$

Дифференциальное уравнение (7) можно решить при условии, что $L_{n1} = \text{const}$, $\rho = R_T = \text{const}$ или $\rho = \infty$.

Преобразуя уравнение (7) с учетом того, что $v_r / R_T = d\alpha / dt$ и $v_r = dS / dt$, и решая его относительно величин α и S , получим:

1) для входной траектории полуприцепа, когда тягач перемещается по дуге окружности радиуса R_T ,

$$\alpha = \int \frac{d\gamma}{1 - \frac{R_T}{L_{n1}} \sin \gamma} = \int \frac{d\gamma}{1 - \lambda \sin \gamma}, \quad (8)$$

где $\lambda = R_T / L_{n1}$;

α — угол поворота тягача (ведущей точки полуприцепа) при входе автопоезда в поворот;

2) для выходной траектории полуприцепа, когда тягач перемещается по прямой,

$$S = -L_{n1} \int \frac{d\gamma}{\sin \gamma}, \quad (9)$$

где S — путь, пройденный тягачом (ведущей точкой полуприцепа) при выходе автопоезда из поворота.

В момент входа автопоезда в поворот продольные оси тягача и полуприцепа совпадают и угол складывания автопоезда $\gamma_0 = 0$. С учетом этого решение уравнения (8) приводит к следующим зависимостям для определения угла γ на входной траектории:

при $\lambda > 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{e^{\alpha} \sqrt{\lambda^2 - 1} - 1}{(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) e^{\alpha} \sqrt{\lambda^2 - 1} - (\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1})}; \quad (10)$$

при $\lambda < 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha \sqrt{1 - \lambda^2}}{2} \right)}{\sqrt{1 - \lambda^2} + \lambda \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha \sqrt{1 - \lambda^2}}{2} \right)}; \quad (11)$$

при $\lambda = 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{\alpha}{\alpha + 2}. \quad (12)$$

Решая уравнение (9), получим зависимость для определения угла γ на выходной траектории:

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = e^{-S/L_{n1}} \operatorname{tg} \frac{\gamma_0}{2}, \quad (13)$$

где γ_0 — угол складывания автопоезда в момент выхода тягача из поворота.

Из уравнения (6) следует, что

$$L_{n1} = L_n / (1 + \operatorname{tg} \varphi_n / \operatorname{tg} \gamma). \quad (14)$$

Если привод управляет поворотом тележки полуприцепа так, что $\operatorname{tg} \varphi_n / \operatorname{tg} \gamma = a = \text{const}$, то в этом случае

$$L_{n1} = \frac{L_n}{1 + a} = \text{const};$$

$$\lambda = \frac{R_T(1 + a)}{L_n} = \text{const}.$$

Например, для автопоезда с неуправляемым полуприцепом угол $\varphi_n = 0$ независим от величины угла γ . В этом случае $a = 0$; $L_{n1} = L_n$ и $\lambda = R_T / L_n$. Для автопоезда с управляемым полуприцепом, привод которого поворачивает колеса или тележку по закону $\varphi_n = \gamma$, параметр $a = 1$, $L_{n1} = 0,5 L_n$ и $\lambda = R_T / 0,5 L_n$.

Сравнительный анализ уравнений (10)–(13) с уравнениями для определения углов складывания автопоезда с неуправляемым полуприцепом, полученными, например, в работе [3], позволяет сделать следующий вывод. Угол складывания автопоезда с управляемым полуприцепом, база которого равна L_n , равен углу складывания автопоезда с неуправляемым полуприцепом, база которого равна L_{n1} . Физический смысл этого вывода объясняется тем, что вектор скорости \vec{v}_{O_2} точки O_2 (см. рисунок) всегда направлен вдоль продольной оси полуприцепа.

Если привод управляет поворотом колес (или тележки) полуприцепа так, что $\operatorname{tg} \varphi_n / \operatorname{tg} \gamma \neq \text{const}$, то в этом случае следует определить средние значения L_{n1} для определенных интервалов значений γ и, приняв средние значения L_{n1} за постоянные величины, определить промежуточные значения угла γ по формулам (10)–(13).

Полуприцепы с одноосной поворотной тележкой теряют устойчивость при больших углах ее поворота. Поэтому в последнее время ведутся работы по созданию таких приводов, которые бы поворачивали тележку полуприцепа на определенный угол $\varphi_{n \max}$, обеспечивающий надлежащую устойчивость полуприцепа. Такой привод будет поворачивать тележку полуприцепа до тех пор, пока угол φ_n не станет равным углу $\varphi_{n \max}$. В дальнейшем полуприцеп будет перемещаться как неуправляемый, но с тележкой, повернутой на угол $\varphi_{n \max}$.

Решая уравнение (5) при условии, что $\varphi_n = \varphi_{n \max}$, $\rho = R_T = \text{const}$ и $\rho = \infty$, получим следующие зависимости для определения угла γ :

1) для входной траектории при $\lambda > 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma + \varphi_{n \max}}{2} = \frac{(\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1}) e^{(\alpha - \alpha_0) \sqrt{\lambda^2 - 1}} - b(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})}{e^{(\alpha - \alpha_0) \sqrt{\lambda^2 - 1}} - b}, \quad (15)$$

$$\text{где } b = \frac{(\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1}) - \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}}{(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) - \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}};$$

$$\lambda = R_T / L_n \cos \varphi_{n \max};$$

α и α_0 — соответственно угол поворота тягача и угол складывания автопоезда в момент поворота тележки полуприцепа на угол $\varphi_{n \max}$;

при $\lambda < 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma + \varphi_{n \max}}{2} = \frac{\left(1 + \lambda \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}\right) \operatorname{tg} \left[\frac{(\alpha - \alpha_0) \sqrt{1 - \lambda^2}}{2} \right] - \sqrt{1 - \lambda^2} \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}}{\sqrt{1 - \lambda^2} + \left(\lambda - \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}\right) \operatorname{tg} \left[\frac{(\alpha - \alpha_0) \sqrt{1 - \lambda^2}}{2} \right]}; \quad (16)$$

при $\lambda = 1$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma + \varphi_{n \max}}{2} = \frac{\alpha - \left[\alpha_0 + 1 - \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2} \right) \right]}{\alpha - \left[\alpha_0 - 1 - \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2} \right) \right]}; \quad (17)$$

2) для выходной траектории

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma + \varphi_{n \max}}{2} = e^{-S/L_n \cos \varphi_{n \max}} \operatorname{tg} \frac{\gamma_0 + \varphi_{n \max}}{2}. \quad (18)$$

Полученные формулы позволяют определять углы складывания автопоезда как с управляемым, так и с неуправляемым по-

луприцепом, что в свою очередь дает возможность установить траектории движения полуприцепов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. — Автомобильная промышленность, 1973, № 10, с. 15—16.
2. Марголин И. И. Криволинейное движение автопоезда. — Автомобильная промышленность, 1972, № 2, с. 21—23.
3. Сигал Я. Е. К теории поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена. — Автомобильная промышленность, 1974, № 10, с. 23—25.
4. Гернет М. М. Курс теоретической механики. М., Высшая школа, 1970.



Влияние условий закрепления тонкостенного стержня открытого профиля на его напряженное и деформированное состояние

Канд. техн. наук М. Н. ЗАКС, А. А. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук В. Н. БЕЛОКУРОВ

Мытищинский машиностроительный завод, завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

В ТЕОРИИ тонкостенных стержней [1] и в большинстве работ, посвященных этому вопросу, рассматривались такие граничные условия, при которых концевые сечения стержней остаются плоскими (зашемление) или деформируются в соответствии с эпюрой главных секториальных координат. Такие граничные условия считаются однородными и применяются в методах расчета автомобильных рам. При этом передача усилий и перемещений с поперечины на лонжерон и обратно осуществляется всем контуром поперечного сечения стержня. Узел рамы рассматривается как точечное пересечение продольного и поперечного элементов, что характерно для рам из стержней сплошного сечения.

Тонкостенный стержень представляет собой пространственный элемент, поэтому общепринятое понятие узла для рам из тонкостенных стержней имеет ограниченное применение [2]. Общим принципом рассмотрения пространственного узла является неразрывность деформаций в соединении, а также равенство нулю виртуальной работы всех сил, приложенных к узлу.

Указанные выше граничные условия для тонкостенных стержней во многих конструкциях не соблюдаются. Известны соединения продольного и поперечного стержней, в которых отсутствует равенство мер деформаций и бимоментов, а перемещения концевых сечений не соответствуют эпюре главных секториальных координат. Такие граничные условия, при которых деформация концевых сечений не соответствует эпюре главных секториальных координат, являются неоднородными.

Влияние характера закрепления тонкостенного стержня на его деформацию и напряженное состояние исследовалось на стержне швеллерного профиля. Длина стержня $L=50$ см, размеры сечения профиля: $H=10$ см; $B=8$ см; $\delta=0,4$ см. Вначале стержень имел полное заземление концевых сечений, осуществленное приваркой к ним толстых пластин. В дальнейшем одну из полок около заделки поэтапно разрезали, что имитировало частичное соединение контура концевой сечения стержня с пластиной (рис. 1).

При различной длине прорези полки ($a=0; 35; 80$ мм) определяли угол закручивания стержня крутящим моментом $M_{кр} = 1500$ кгс·см и деформации в точках сечений, указанных на рис. 1. Сечения А—А и С—С расположены вблизи заделки, а

сечение В—В — на расстоянии ширины полки от заделки. На полках измерение деформаций производилось как на наружной стороне, так и на внутренней, чтобы учесть местные деформации полки, вызванные в основном деформацией сечения [3].

На рис. 2 показаны экспериментальные эпюры напряжений в измеряемых сечениях стержня при отсутствии прорези ($a=0$), частично разрезанной полке ($a=35$ мм) и полностью разрезанной полке ($a=80$ мм), а также приведены экспериментальные значения углов закручивания стержня.

В первом случае ($a=0$) экспериментальные значения напряжений и угла закручивания совпадают с расчетными значениями, полученными для стержня с обоими зашеченными

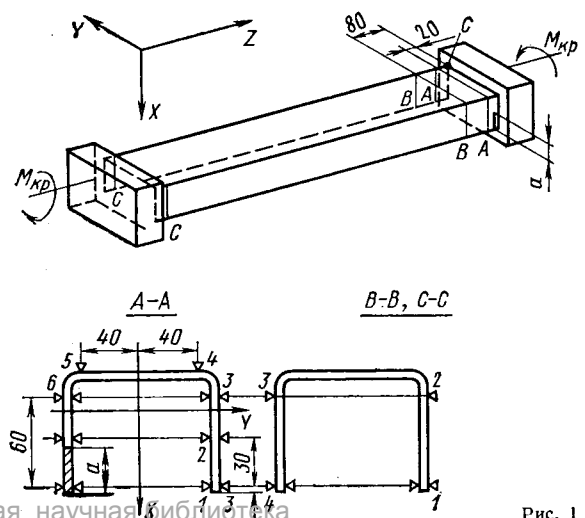


Рис. 1

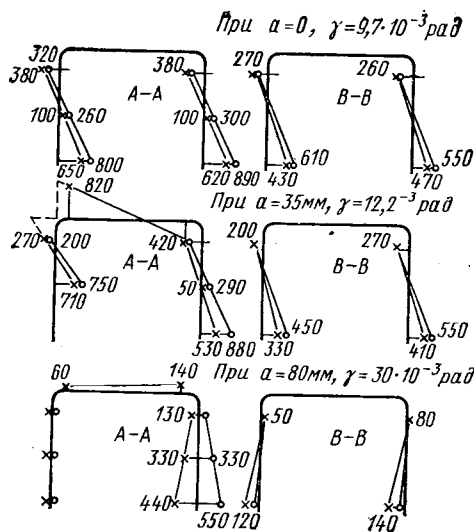


Рис. 2

концами. Значения напряжений в сечении С—С такие же, как и в сечении А—А, но обратного знака.

В третьем случае ($\alpha=80$ мм) экспериментальные значения хорошо согласуются с расчетными, полученными для стержня, один конец которого полностью защемлен, а другой свободно деформируется. О свободной деформации концевого сечения при полностью разрезанной полке говорит и характер напряжений в сечениях А—А и В—В; при этом деформация концевого сечения не соответствует эпюре главных секториальных координат, так как пластина препятствует продольным перемещениям присоединенной части контура сечения. Напряжения в точках 1 и 4 средней линии сечения С—С соответственно равны ± 1200 кгс/см².

Разрезанная полка освобождена от связи с пластиной. Оставшаяся часть контура, связанная с пластиной, представляет собой угольковое сечение, срединная линия которого при кручении не деформируется. Центр деформации такого сечения расположен в точке пересечения срединных линий стенки и полки (точка С на рис. 1). Положение центра деформации всего концевого сечения в точке С позволяет этому сечению при кручении свободно деформироваться, удовлетворяя требованиям закрепления.

Таким образом, условия закрепления концевых сечений стержней определяют деформацию всего стержня при кручении. Напряженное состояние стержня определяется величиной бимомента, действующего в данном сечении, и распределяется по сечению в соответствии с эпюрой главных секториальных координат (см. эпюры напряжений при $\alpha=80$ мм на рис. 2).

При частично разрезанной полке ($\alpha=35$ мм) угол закручивания стержня больше, чем в первом случае ($\alpha=0$), хотя получившийся контур концевого сечения, соединенный с пластиной, теоретически не может деформироваться. Некоторая возможность деформации этого сечения появляется за счет местных деформаций. Степень деформации невозможно определить, используя только теорию тонкостенных стержней, но, зная экспериментальные значения угла закручивания, можно определить величины бимоментов, действующие в сечениях стержня, при условии, что деформация другого конца стержня ($z=0$) равна нулю:

$$B_z = M_{кр} \frac{L}{\kappa} \left(\operatorname{sh} \frac{\kappa z}{L} - \frac{\operatorname{sh} \kappa - \kappa}{\operatorname{ch} \kappa - 1} \right) - GJ_{\kappa} \frac{\operatorname{ch} \frac{\kappa z}{L}}{\operatorname{ch} \kappa - 1}, \gamma$$

где $\kappa = L \sqrt{\frac{GJ_{\kappa}}{I J_{\omega}}}$ — изгибно-крутильная характеристика тонкостенного стержня [1].

Сечение А—А ($z=L$) имеет контур закрепления, для которого были определены секториальный момент инерции J_{ω}^* и главные секториальные координаты ω_i^* .

Расчетные величины напряжений определялись по известной зависимости $\sigma_i = \frac{B_i \omega_i^*}{J_{\omega}^*}$. Они сравнивались с экспериментальными значениями напряжений (см. таблицу).

В этой же таблице приведены расчетные и экспериментальные значения напряжений для сечения В—В ($z=42$ см). Сравнение полученных расчетных и экспериментальных данных показывает

Номер точки (см. рис. 1)	Параметры		
	ω_i в см ²	σ_i в кгс/см ²	$\sigma_{i \text{ э}}$ в кгс/см ²
Сечение А—А*			
1	-8,0	710	700
2	-1,9	170	170
3	4,2	-370	-360
4	6,2	-550	-410
5	-10,4	920	820
6	-0,5	45	230
Сечение В—В**			
1	-20,6	380	480
2	9,2	-170	270
3	-9,2	170	200
4	20,6	-380	-390

* $B_{\omega} = -3,12 \cdot 10^4$ кгс · см²; $J_{\omega}^* = 352$ см⁶.
 ** $B_{\omega} = -1,84 \cdot 10^6$ кгс · см²; $J_{\omega} = 1010$ см⁶.

их хорошую сопоставимость, что подтверждает распределение напряжений по сечению в соответствии с эпюрой главных секториальных координат.

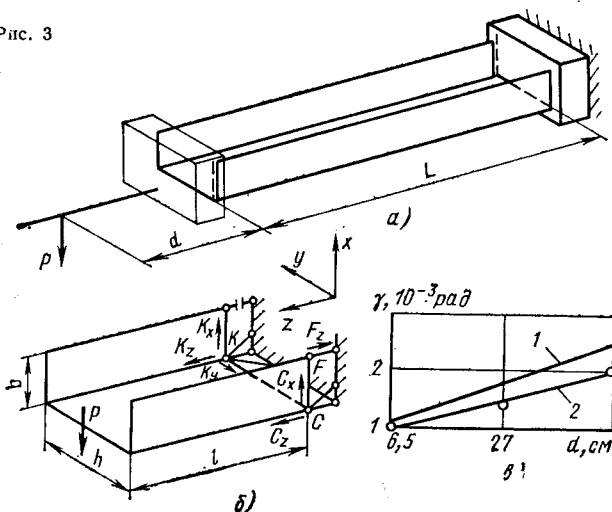
Так как эпюра продольных перемещений, связанных с деформацией концевого сечения при неоднородных граничных условиях закрепления, не соответствует эпюре главных секториальных координат, то на этих перемещениях будут совершать работу продольные элементарные силы от изгиба и растяжения сечения. Эти силы относительно главных секториальных координат могут быть приведены к бимоменту, от действия которого стержень закручивается.

В исследуемом стержне около второй пластины (заделки) была разрезана одна полка, противоположная разрезанной полке около первой заделки (рис. 3, а), в результате чего был получен стержень, имеющий неоднородные граничные условия закрепления обоих концевых сечений. Такой стержень был подвергнут изгибу поперечной силой P , проходящей через линию центров изгиба. При этом стержень закручивался.

Изгибающий момент, создаваемый силой P , воспринимается в основном полкой профиля, прикрепленной к пластине. Перенес этот реактивный момент в плоскость действия силы P (плоскость активного изгибающего момента), получим изгибающий момент и бимомент в концевом сечении стержня, равный $B=0,5Plh$, где l — плечо силы P ; h — высота профиля стержня по средней линии. От действия этого бимомента происходит закручивание стержня.

Появление бимомента в концевом сечении можно объяснить и другим способом. Представим, что концевое сечение прикреплено к пластине при помощи стержней-связей, работающих только на растяжение-сжатие, длина которых равна нулю. Чтобы воспрепятствовать любому перемещению сечения, контур которого согласно теории тонкостенных стержней считается жестким, необходимо иметь в общем случае не менее семи таких связей. Эти связи ограничивают перемещение сечения вдоль осей координат, поворот сечения относительно осей координат и деформацию сечения. Схема приложения таких связей к концевому сечению исследуемого стержня показана на рис. 3, б. В результате полного разреза полки одна связь удаляется (на рис. 3, б эта связь разрезана). Реакции в остальных связях от действия силы P можно определить из уравнений статики.

Рис. 3



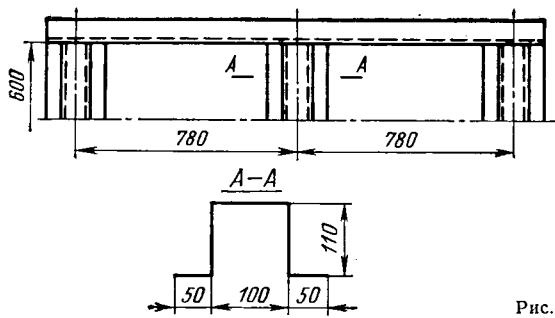


Рис. 4

Тогда

$$K_z = K_y = 0; K_x = C_x = 0,5P; C_z = F_z = \frac{Pl}{b},$$

где b — ширина полки по средней линии профиля. Изгибающий момент Pl уравнивается продольными реакциями C_x и F_z закрепленной полки. Эти реакции создают бимомент $B = 0,5Plh$. Закрепленное сечение при этом деформируется согласно эпюре секториальных площадей с полюсом в точке C (см. рис. 3, б).

При изменении расстояния d от точки приложения силы P до ближайшего кондового сечения стержня величины бимоментов по концам стержня будут изменяться пропорционально d :

$$B_{\text{лев}} = 0,5Pdh; B_{\text{прав}} = 0,5P(d + L)h.$$

От действия этих бимоментов при условии свободной деформации кондовых сечений стержень должен закручиваться на угол

$$\varphi_p = \frac{(B_{\text{лев}} + B_{\text{прав}})L^2}{EJ_{\omega} \kappa^2}.$$

Эта расчетная величина сравнивалась с экспериментальными значениями, полученными при трех значениях d и силе $P = 19,6$ кгс (рис. 3, в). Как видно из приведенного графика, получилось удовлетворительное совпадение расчетной I и экспериментальной 2 линий. Некоторое превышение расчетного значения угла закручивания над экспериментальным можно объяснить тем, что в расчете не учитывался местный изгиб полок профиля, который при значительной деформации кондовых сечений достигает существенной величины. При этом часть рабо-

ты внешней нагрузки затрачивается на увеличение потенциальной энергии местных деформаций. Напряжения местного изгиба полок [3] приводятся к бимоменту, который в данном случае уменьшает основной бимомент, вызывающий закручивание стержня.

Таким образом, проведенное исследование показывает, что напряженное и деформированное состояние тонкостенного стержня зависит от характера закрепления кондовых сечений.

Это условие может быть использовано при проектировании рамных конструкций. Например, в раме, состоящей из двух продольных прокатных швеллеров № 12 и трех поперечин омегаобразного профиля (рис. 4), нижние полки всех поперечин в месте соединения с продольными балками были разрезаны. Получившиеся кондовые сечения поперечин, прикрепленные к стенкам швеллеров, имели П-образный профиль, который, согласно работе [4], в рамках лестничного типа не препятствует свободной деформации стержней. При закручивании такой рамы ее жесткость зависит от жесткости стержней при кручении.

Это было подтверждено экспериментально. После разреза полок поперечин жесткость рамы на кручение уменьшилась в несколько раз по сравнению с первоначальным вариантом, когда кондовые сечения поперечин были присоединены по всему контуру. Экспериментальная жесткость рамы с разрезанными полками мало отличалась от расчетной, определенной при учете только чистого кручения стержней: $C_{pz} = 4,85$ кгс·м/град; $C_{\phi} = 5,76$ кгс·м/град. Бимоментные напряжения в раме практически стали равны нулю.

Такой способ уменьшения жесткости рамы на кручение был использован при проектировании надрамника опытного самосвала и показал хорошие результаты при полигонных испытаниях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. М., Физматгиз, 1959. 568 с.
2. Закс М. Н., Белокуров В. Н. Уравнение бимоментов в «мягком» узле автомобильной рамы. — Автомобильная промышленность, 1973, № 5, с. 23—24.
3. Белокуров В. Н., Закс М. Н. Исследование деформаций элементов тонкостенного стержня, вызванных деформацией узла. — Строительная механика и расчет сооружений, 1970, № 6, с. 26—29.
4. Закс М. Н., Белокуров В. Н. Исследование конструктивной схемы «мягкого» узла автомобильной рамы при кручении. — Автомобильная промышленность, 1971, № 5, с. 29—33.

УДК 629.113:621.983

Совмещенный способ пробивки и отбортовки отверстий в горловине корпуса бензобака

С. З. ЮДОВИЧ, В. Ф. ПИСКОВ, С. И. КРАВЧУН

Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря

В ЛИСТОВОЙ штамповке широко применяется операция отбортовки отверстий, в результате которой образуется горловина, служащая соединительным звеном с другими деталями при сварке, клепке и др. Горловина является также элементом, повышающим жесткость детали.

Обычно технологический процесс штамповки горловины состоит из двух операций: разделительной, в результате которой получается отверстие в заготовках, и формообразующей, обеспечивающей образование горловины. По такому технологическому процессу проводили штамповку горловины в корпусе бензобака автомобиля «Запорожец». Для этого в одном штампе в корпусе бензобака (рис. 1), изготовленного из листовой стали 08кп вг, пробивали отверстие диаметром 51,6 мм. Затем в другом штампе формировали горловину.

С целью интенсификации процесса штамповки горловины в последнее время в промышленности стали применять совмещенный способ пробивки и отбортовки отверстий, позволяющий в одном штампе получать горловину диаметром до 50 мм при толщине металла до 2 мм [1—3].

Исследования совмещенного способа пробивки и отбортовки отверстий в листовых металлах в более широком диапазоне изменения размеров горловин, проведенные в Запорожском машиностроительном институте им. В. Я. Чубаря, позволили разработать и внедрить на Запорожском автозаводе «Коммунар» новый технологический процесс штамповки горловины корпуса бензобака.

Исследования показали, что обычный способ совмещенной пробивки и отбортовки отверстий, который применяется при штамповке горловин диаметром до 50 мм, непригоден для гор-

ловин диаметром 60,8 мм, так как во время пробивки отверстия отход полностью не отделяется от заготовки и получить годную горловину сложно.

Для успешного ведения процесса совмещенной пробивки и отбортовки отверстий применен другой способ. Он отличается тем, что для полного отделения отхода от заготовки используется специальный прижим. Перед началом штамповки (рис. 2, а) заготовка 1 зажимается между плоскостью матрицы 2 и верхним прижимом 3, а отделяемая часть 4 (рис. 2, б) — между нижним прижимом 5 и торцом пробивного пуансона 6.

Из рис. 2 видна последовательность технологического процесса совмещенной пробивки и отбортовки отверстий.

Во время формовки (рис. 2, б) в заготовке под действием пробивного пуансона 6 образуется полость усеченного конуса вследствие растяжения и утонения металла свободной, незажатой кольцевой части заготовки, расположенной между кромками матрицы 2 и пробивного пуансона 6. Площадь поверхности заготовки, идущей на формирование горловины, при этом увеличивается.

Пробивка отверстия в конической полости (рис. 2, б) происходит при определенной глубине формовки, когда концентрация растягивающих напряжений в заготовке в опасной

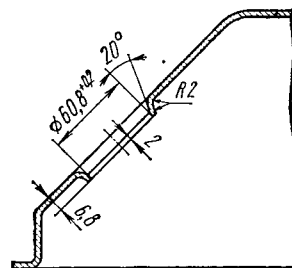


Рис. 1. Корпус бензобака

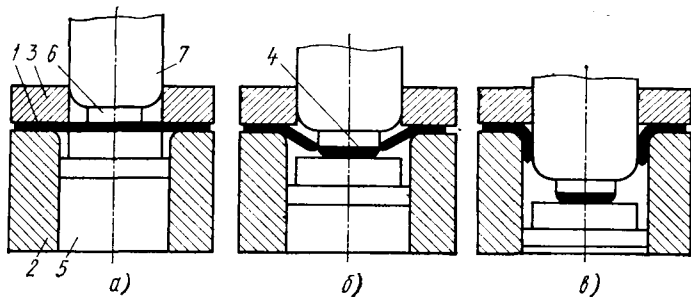


Рис. 2. Схема совмещенного способа пробивки и отбортовки отверстия в горловине корпуса бензобака

зоне у острой кромки пробивного пуансона достигает максимальной величины. Металл разрушается по замкнутому контуру пробивного пуансона, в результате чего отход полностью отделяется от заготовки. Кромки образовавшегося отверстия получают форму, благоприятную для отбортовки: верхняя кромка имеет тупой угол, а нижняя кромка — скругление.

Отбортовка отверстия (рис. 2, e) осуществляется под действием отбортовочного пуансона 7 в матрице 2. Коническая поверхность формируется в горловину, высота которой имеет естественное увеличение в связи с растяжением и утонением металла. Торцовая часть горловины с наружной стороны имеет скругление, переходящее в фаску с внутренней стороны. Благодаря этому обеспечиваются хорошие условия для сборки горловины с другими деталями без дополнительной механической обработки.

На рис. 3 показан штамп для совмещенного способа пробивки и отбортовки отверстия в горловине корпуса бензобака. Поскольку горловина расположена на боковой наклонной поверхности детали, штамп выполнен с клиновым механизмом.

Штамп работает следующим образом. При опускании верхней его части призма 1 давит на ползун 2 и перемещает его вместе с прикрепленным к нему инструментом. Прижим-съемник 3 под действием пружин прижимает заготовку 4 к плоскости матрицы 5. Затем торец пробивного пуансона 6, опираясь в заготовку, которая удерживается нижним прижимом-выталкивателем 7 через пневмоцилиндр 8, производит формовку, а затем отрыв отхода 9 от заготовки 4. Образовавшееся отверстие отбортовывается при дальнейшем опускании отбортовочного пуансона 10.

При обратном ходе ползуна горловина снимается с пуансона 10 прижимом-съемником 3, удерживаемым ограничительными винтами 11. Отход 9 выталкивается из полости матрицы прижимом-выталкивателем 7.

Прилипание отхода 9 к торцу пробивного пуансона 6 и к плоскости нижнего прижима-выталкивателя 7 устраняется прижимными сбрасывателями 12. Это обеспечивает удаление отхода 9 из штампа под действием собственной массы. При вертикальном положении инструмента отход легко удаляется воздухом или пинцетом.

Чтобы избежать порчи горловины при обратном ходе ползуна, так как усилие нижнего прижима составляет около 500 кгс, верхняя часть нижнего прижима-выталкивателя 7 имеет наружную проточку, величина которой несколько больше размеров профиля стенки горловины. Поэтому горловина остается в полости матрицы, однако она легко извлекается оттуда в связи с тем, что ее наружный размер уменьшается вследствие утонения и пружинения стенки горловины.

Штамповку горловин корпусов бензобаков совмещенным способом выполняли при одинаковых размерах инструмента, как и при раздельном способе. Высота полученных горловин

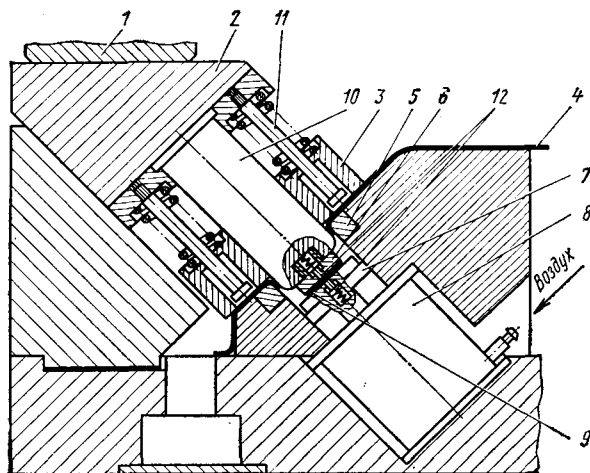


Рис. 3. Штамп для совмещенной пробивки и отбортовки отверстия в горловине корпуса бензобака

имела увеличение на 0,7 мм. Толщина стенок горловин у края торцевой части составляла 0,6 мм, а при раздельном способе 0,7 мм.

Во время испытания инструмента на стойкость было обнаружено, что при раздельном способе штамповки после пробивки отверстий на 1200 деталях на кромках отверстий появились значительные заусенцы, а в результате отбортовки на торцах горловин были трещины и разрывы до 2 мм. При совмещенном способе штамповки 50 тыс. деталей торцы горловин были чистыми, даже без мелких трещин.

Стойкость инструмента повышается вследствие того, что уменьшается усилие пробивки. Исследования показали, что во время штамповки горловины сферическим пуансоном при коэффициенте отбортовки $K \geq 0,55$ или цилиндрическим пуансоном при коэффициенте отбортовки $K \geq 0,75$ усилие пробивки без учета усилия прижима можно определить по формуле

$$P = 1,57 \sigma_b d S,$$

где σ_b — предел прочности;
 d — диаметр пробивного пуансона;
 S — толщина заготовки.

При этом усилие нижнего прижима $P_{пр}$ определено экспериментально и составляет около 20% усилия пробивки.

Общее усилие пробивки с учетом усилия прижима $P_{общ} = 1,9 \sigma_b d S$.

Промышленные испытания показали, что штамповка горловин бензобаков совмещенным способом по сравнению с раздельным имеет следующие технико-экономические преимущества; увеличивается производительность труда, обеспечивается высокое качество изделий, уменьшается количество необходимой технологической оснастки и оборудования, значительно повышается стойкость инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. М., Машиностроение, 1971.
2. Шапты для холодной листовой штамповки. Расчеты и конструирование. РТМ 34—65. М., Изд-во стандартов, 1966.
3. Малов А. Н. Технология холодной штамповки. М., Машгиз, 1963.

УДК 629.113:620.197

Защитные материалы для наружных и скрытых поверхностей легковых автомобилей

А. САБЫРЖАНОВ, Ю. Н. ШЕХТЕР, А. А. ГУРЕЕВ, И. А. ТИМОХИН, Е. А. КОНСТАНТИНОВ

Московский институт нефтехимической и газовой промышленности им. И. М. Губкина

ПОТРЕБНОСТЬ в капитальном ремонте или в списании автомобиля определяется состоянием его базовых агрегатов и узлов — двигателя, шасси, кузова, рамы и кабины. Во время эксплуатации двигатель и силовые агрегаты трансмиссии подвергаются в основном механическому износу, а кузова, рама и кабина подвержены больше коррозионному разрушению. Если учесть высокие эксплуатационные качества механических агрегатов автомобиля и возможность их замены новыми, основной причиной списания или капитального ремонта автомобиля является коррозия кузова [1 и 2].

Для элементов конструкции кузовов легковых автомобилей большинство моделей причиной коррозионных разрушений являются [1—6]: для наружных и внутренних брусков, поперечин, лонжеронов и других полых профилей — влага и дорожная грязь, попадающие в зазоры, сварные швы и т. д.; для секции пола кузова — повреждение защитных покрытий кузовными щелями, зазоры и выступы на днище, служащие ловушками для дорожной грязи, вода, попадающая в салон и накапливающаяся под резиновыми ковриками; для дверей — влага и вода, собирающаяся в недостаточно провертываемых вну-

Покрытия	Физико-химические свойства				Защитные свойства ¹			
	Толщина пленки в мкм	Вязкость по ВЭ-4 в с	Содержание активного вещества в % масс	Температура каплепадения в °С	В камере влажности, 1000 ч	В морской воде, 300 ч	В камере солевого тумана, 600 ч	В камере дождевания, 50°С, время до появления коррозии в ч
Группы Д-1:								
Тектил 122* (Вальволин Ойл, США)	113	—	57,2	125	1,5	2	10	0 (40 ч)
Тектил 506* (Вальволин Ойл, США)	100	160	55,5	114	0	2	2	60 (1 ч)
Протекс КАР 1910* (Миллол, Италия)	235	—	—	—	0	0	1	30 (4 ч)
НГ-216А (СССР)	80	110	58,8	82	0	0	1	0 (40 ч)
Группы Д-2:								
Тектил 469А* (Вальволин Ойл, США)	20	38	44	133	0	0	5	50 (2 ч)
Протекс Р/36* (Миллол, Италия)	56	49	40	118	0	0,2	0,6	35 (32 ч)
Прот-В* (ФИАТ, Италия)	25	18	37,4	118	0	0	1	90 (1 ч)
НГ-216Б (СССР)	20	22	41	80	0	0	0	2 (32 ч)
Группы МЛ:								
Тектил 309 МЛ* (Вальволин Ойл, США)	35	20	52	55	0,1 (500 ч)	0	5 (300 ч)	100 (2 ч)
Элаксон*, (ГДР)	14	16	48	51	20 (144 ч)	1,5	8	60 (2 ч)
Мовиль* (СССР)	30	19	40	60	0 (500 ч)	0	0	100 (2 ч)
Группы ЗЧ:								
Лаолин Протекс* (Миллол, Италия)	20	11	25	57	0 (600 ч)	0	1 (300 ч)	30 (1 ч)
НГ-216В (СССР)	13	12	25	57	0 (600 ч)	0	1 (300 ч)	20 (7 ч)

¹ По ГОСТ 9.054—75, пластинки из стали марки 10, процент пораженной части поверхности.

трених полостях дверей; для крыльев и ниш фар — повреждения защитного покрытия кусочками щебня, вылетающими из-под колес, дорожная грязь и водяные брызги; для кронштейнов рессорных пружин и других опор, воспринимающих нагрузки. — влага и дорожная грязь, собирающиеся на выступах и заполняющие зазоры.

Таким образом, характер коррозионных повреждений автомобильных кузовов указывает на необходимость предупреждения коррозионных разрушений деталей и узлов кузова, являющегося одним из основных агрегатов автомобиля и определяющего его состояние.

Один из способов дополнительной защиты автомобильного кузова от коррозии — применение защитных смазочных материалов, содержащих в своем составе специальные присадки — ингибиторы коррозии металлов. Защитные свойства таких материалов определяются двумя факторами: механической изоляцией поверхности металла от влаги и кислорода воздуха слоем смазки или покрытия, а также торможением электрохимических процессов коррозии благодаря концентрационной анодной и катодной поляризации, адсорбции и хемосорбции маслярастворимых ингибиторов коррозии [7]. При этом защита кузова легкового автомобиля от коррозии заключается в нанесении антикоррозионных составов во внутренние скрытые сечения, на днища и на наружную поверхность в случае длительного хранения или транспортирования. Широкое применение при этом находят ингибированные тонкопленочные покрытия.

Согласно принятой в нашей стране классификации (ГОСТ 9.028—74) все ингибированные покрытия делятся на снимаемые, неснимаемые и смываемые. Последние наиболее распространены в автомобилестроении и представляют собой продукты, пленки которых легко удаляются нефтяными растворителями. Покрытия этого класса можно условно разделить на следующие группы: Д-1, Д-2, МЛ и ЗЧ.

Покрытия группы Д-1, предназначенные для длительной наружной консервации металлических изделий, можно наносить методом распыления или кистью. При периодической эксплуатации техники они могут выполнять роль смазочного материала. В связи с этим после окончания срока хранения покрытие можно не удалять, так как оно не препятствует вводу изделия в эксплуатацию. Некоторые виды покрытия Д-1, вырабатываемые специально для защиты днища автомобилей, имеют в названии индекс «шасси».

Материалы, предназначенные для консервации днища автомобиля, кроме защитных свойств должны иметь высокую механическую прочность, повышенную адгезию к поверхности металла и обладать противозумными свойствами. Днища всех автомобилей обрабатывают специальными материалами непосредственно на автозаводах, используя для этих целей асфальтобитумные мастики типа БПМ-1, МСА и др., хорошо снижающие шумы, но обладающие недостаточными защитными свойствами. Подобные покрытия могут предохранить днище автомобиля от коррозии в течение незначительного срока эксплуатации, благодаря изоляции поверхности от грязи и влаги, однако они не могут противостоять длительному воздействию растворов солей и других веществ. Разработанные в последние годы покрытия, состоящие из ингибиторов коррозии, комплексных загустителей, наполнителей и наносимые из органических растворителей, сочетают в себе высокие защитные свойства, устойчивы к ударным нагрузкам и действию агрессивных растворов солей. Отечественные покрытия этой группы НГ-216А по

своим защитным свойствам не уступает зарубежным аналогам (см. таблицу).

Покрытия группы Д-2 предназначены для тех же целей, что и покрытия группы Д-1. Однако они образуют на металле более тонкие пленки и обеспечивают менее длительные сроки защиты изделий от коррозии.

Покрытия группы МЛ используют для консервации скрытых и труднодоступных поверхностей кузова, например скрытых поверхностей лонжеронов, дверных порогов, внутренних поверхностей фар, дверей и т. п. Покрытия этого типа в отличие от покрытий первых групп имеют высокий уровень проникающей способности, быстроедействие и водовытесняющих свойств, но низкую абразиво- и атмосфероустойчивость. Для обработки полостей такими составами шведская фирма Моторман Лаурин разработала технологию, получившую название метода МЛ [4—6]. По этому методу антикоррозионный состав распыляется во внутренние полости всех полых профилей автомобильного кузова под давлением 40—60 кг/см². Распыление проводят при помощи форсунок со специальными сменными головками различной формы и с разным углом разбрызгивания. Для подвода распылителей во внутренние полости используют дренажные отверстия или просверливают новые отверстия в необходимых местах, которые после антикоррозионной обработки закрывают резиновыми заглушками.

Сравнительные испытания покрытий этой группы показали, что отечественное покрытие «Мовиль» обладает хорошими защитными свойствами.

Покрытия группы ЗЧ, применяемые для консервации хранящихся на складах или в герметической таре и упаковке запасных частей и металлоизделий, обладают хорошими защитными свойствами, имеют удовлетворительную проникающую и водовытесняющую способность, но низкую абразивоустойчивость.

На отечественных автозаводах дополнительная антикоррозионная обработка применяется сравнительно недавно, в основном для легковых автомобилей. Незначительная часть парка автомобилей подвергается подобной обработке на специализированных станциях технического обслуживания, где для этих целей используют антикоррозионные материалы типа «Тектил» (США), «Прот» (Италия), «Лобакон» (Австрия) и другие.

Разработанные в последние годы отечественные продукты НГ-216А, НГ-216Б, НГ-216В и «Мовиль» по своим физико-химическим и защитным свойствам не уступают зарубежным продуктам аналогичного назначения, а в некоторых случаях превосходят их.

Широкое внедрение перечисленных составов для защиты кузовов автомобилей от коррозии будет способствовать увеличению долговечности автомобилей, что даст значительный экономический эффект в народном хозяйстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малышев Г. А., Хромов Л. Н. — Автомобильная промышленность, 1975, № 4, с. 32—34.
2. Luskat S., Staub-Reinhalt. Zuff, 1974, 34, № 6.
3. Йомamoto Т. — Босёку гидзюцу, 1975, vol. 24, № 8.
4. Iwanow I., Zawadski I., Zeitschrift Korrosion des ZKS, Dresden, 1972, Heft 1, SS. 13—16; Zawadski I. — Technika Motoryzacyjna, 1972, vol. 22, № 11, pp. 337—342.
5. Reichelt W. — Kraftfahrzeugtechnik, 1973, Bd. 23, № 8, SS. 225—258; Kraftfahrzeugtechnik, 1974, Bd. 24, № 2, SS. 66—67.
6. Gars Go Rustu, AB Svensk Bilprovning, Stokholm, 1973.
7. Шехтер Ю. Н., Крейн С. Э. Поверхностно-активные вещества на нефтяной основе. М., Химия, 1971.

Новый способ изготовления тонких колец и шайб

В. П. ШИТОВ, канд. техн. наук В. Т. СИНИЦЫН
Ярославский политехнический институт

ИЗГОТОВЛЕНИЕ тонких колец и шайб методом листовой штамповки благодаря высокой производительности и простоте оснастки широко применяется в машиностроении. Однако существенным недостатком этого метода являются значительные отходы [1]. Процесс изготовления таких деталей из трубных заготовок [2] в настоящее время еще недостаточно разработан. Известен также ряд способов безотходной резки проката и, в частности, труб на заготовки [3—5]. Однако не все из них могут быть использованы для отрезки от трубы коротких заготовок.

Достаточно широко распространена резка труб дисковыми ножами [3 и 4], однако существующие конструкции режущих дисков не дают возможности отрезать заготовки длиной менее 0,8—0,6 толщины стенки трубы. Это объясняется, во-первых, тем, что применяются в основном дисковые ножи с симметричной заточкой режущего клина, а это приводит при отрезке коротких заготовок к их деформации. Последнее связано с возникновением значительных осевых нагрузок на инструмент со стороны металла трубы, направленных в сторону отрезаемой заготовки. Поскольку сила, действующая на инструмент со стороны трубы, значительно больше силы, действующей со стороны отрезаемой заготовки, режущая кромка перемещается в сторону отрезаемой заготовки и при малой ее толщине приводит к преждевременному отрыву. Кроме того, торцовая поверхность заготовок, отрезанных дисковыми ножами с симметричной заточкой, имеет коническую форму. Во-вторых, угол контакта трубы с инструментом незначителен и не может превышать 17° [5], уменьшаясь по мере внедрения дискового ножа в металл трубы. Величина угла контакта зависит от соотношения диаметров трубы и дискового ножа, а также от величины радиальной подачи на один оборот трубы. Это приводит при отрезке коротких заготовок к интенсивной деформации изгиба в начальной зоне дуги контакта инструмента и трубы, что влечет за собой возникновение значительных по величине напряжений в отрезаемой заготовке и ее разрыв в диаметральной плоскости.

В Ярославском политехническом институте разработан способ изготовления тонких кольцевых деталей и режущий инструмент для его осуществления (рис. 1), который лишен недостатков, присущих дисковому ножу, и сохраняет в то же время их достоинства. Инструмент выполнен в виде кольца. На внутренней его поверхности расположено несимметричное клиновое режущее лезвие, поверхности которого образуют режущую кромку. Кольцевая режущая кромка устанавливается в плоскости, перпендикулярной оси вращения трубы. Отрезка осуществляется при помощи приспособления, в котором смонтирован режущий инструмент. Это приспособление устанавливается на универсальном токарном станке либо на токарном автомате следующим образом: трубной заготовке сообщается вращение, а кольцевой нож имеет поперечное перемещение.

Разработанная конструкция инструмента позволяет значительно увеличить угол контакта его с трубой. Расчеты величины угла контакта по мере внедрения в металл трубы дискового ножа, проведенные по известным зависимостям [4], и кольцевого ножа, результаты которых представлены на рис. 2, показывают, что в любой момент времени внедрения угол контакта трубы с кольцевым инструментом значительно больше, чем с дисковым. Кроме того, представленные в различных источниках формулы для определения угла контакта не учиты-

вают того, что контакт инструмента с трубой не прерывается на линии, соединяющей центры инструмента и трубы, а распространяется еще на некоторую величину, определяемую углом перебега δ (рис. 3). Как показали расчеты, величина этого угла при резке кольцевым ножом может достигать $4-7^\circ$:

$$\delta = \arctg \frac{R_n s}{(R_n - R_r + s\varphi)(R_n - 1)}$$

где R_n — радиус режущей кромки инструмента в мм;
 R_r — наружный радиус трубы в мм;
 s — подача на 1 рад поворота трубы в мм;
 φ — угол поворота трубы с начала резания в рад.

Кольцевая форма инструмента не вызывает интенсивной деформации отрезаемой заготовки в начальной зоне дуги контакта, чем исключается ее разрыв.

В процессе отрезки возможны три режима работы кольцевого инструмента: самовращение за счет сил трения; фиксированное положение режущего инструмента и его поворот по мере затупления режущей кромки; принудительное вращение инструмента по направлению или против направления вращения трубы.

Экспериментальные исследования получения кольцевых деталей из цветных металлов, применяемых в качестве уплотнительных колец в топливно- и маслосистемах двигателей, были проведены на универсальном токарном станке с использованием инструмента из сталей У8А и Р6М5 при скорости резания до 160 м/мин и поперечной подаче до 0,15—0,20 мм/об. В качестве заготовки были использованы трубы из алюминия, меди, латуни диаметром 10—45 мм, с толщиной стенки 1—4 мм. Длину отрезаемых заготовок изменяли от 1 до 0,2 мм. Время отрезки заготовки от трубы с толщиной стенки 3 мм составляло при наивысших режимах 0,5 с.

Опыты показали, что работа инструмента по первому режиму нецелесообразна из-за ощутимой усадки отрезаемой заготовки по диаметру, а также из-за малой стойкости инструмента. Во втором случае стойкость инструмента значительно выше вследствие касательного к режущей кромке действия силы резания. Усадка заготовки значительно меньше и не превышает 1,5—3%. Однако постоянный контакт участка режущей кромки инструмента с металлом трубы может привести к чрезмерному нагреву и выходу данного участка из строя. Поэтому, чтобы предотвратить перегрев инструмента и обеспечить нормальную его работу, необходимо использовать смазочно-охлаждающую жидкость. Наиболее целесообразна работа инструмента по третьему режиму, при котором устраняются недостатки, присущие первым двум, хотя кинематически осуществление ее более сложно.

Анализ способов изготовления тонких кольцевых деталей и возможности использования трубной заготовки для их получения, а также проведенные исследования позволили выявить следующие преимущества нового способа: возможность исключения отходов металла; достаточно высокую производительность в связи с большей длиной контакта режущей кромки с обрабатываемой заготовкой; непрерывное обновление контактирующего участка режущей кромки; возможность отрезки от трубы кольцевых деталей толщиной до 0,2—0,3 мм независимо от толщины стенки в исследованном диапазоне диаметров и толщин стенок разрезаемых труб.

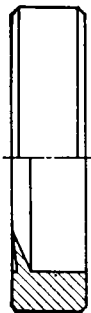


Рис. 1. Кольцевой инструмент

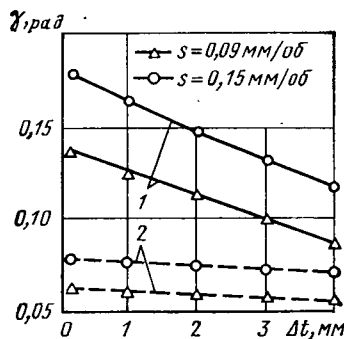


Рис. 2. Зависимость угла контакта с трубой от глубины внедрения Δl инструмента и подачи s :
1 — при отрезке кольцевым ножом; 2 — при отрезке дисковым ножом

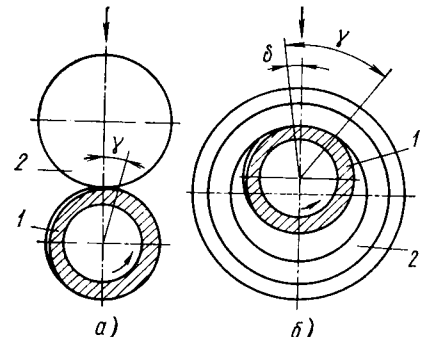


Рис. 3. Схема для определения угла контакта γ при отрезке дисковым (а) и кольцевым (б) ножом:
1 — трубная заготовка; 2 — нож

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хубадзе Б. И., Пушкарев В. Ф. Исследование процесса изготовления плоских колец из грубных заготовок. — В сб.: Материалы научно-технической конференции. Воронеж, Воронежский политехнический институт, 1972, с. 62.
2. Попов Е. А. Использование трубной заготовки вместо листовой. — В сб.: Новые процессы обработки металлов давлением. М., Изд-во АН СССР, 1962, с. 144—150.

3. Коваленко В. Ф. Анализ схем холодной резки сортового проката сдвигом. — Кузнечно-штамповочное производство, 1968, № 5, с. 18—21.
4. Афонин М. Д., Денисов Ю. В. Разрезание роликом трубчатых заготовок. — Вестник машиностроения, 1972, № 11, с. 75—76.
5. Крестешников Г. М. Основные технологические параметры резки труб дисковыми ножами. — Станки и инструмент, 1968, № 7, с. 21—22.



УДК 629.113.001(520)

ПУТИ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЯПОНИИ

В НАСТОЯЩЕЕ время Япония занимает второе место в мире после США по выпуску автомобилей.

Успех японских автомобилей на мировом рынке объясняется относительно невысокой их стоимостью, количеством моделей, экономичностью и надежностью.

Низкая себестоимость автомобилей достигается за счет высокой производительности труда, автоматизации, организации производства и сравнительно невысокого уровня зарплат.

Основные автомобильные предприятия географически расположены в трех регионах страны на самом большом острове Хонсю (Хондо), центрами которых являются: Токио-Иокогама (примерно 37%); Негоя-Тоёда на побережье залива Исе (~30%) и Хиросима на побережье Ака-Нада (12%).

До Второй мировой войны Япония изготовляла в основном трехколесные грузовые автомобили, причем по количеству выпускаемой продукции она занимала одно из последних мест среди развитых капиталистических стран.

единиц, т. е. увеличился на 8,6% по сравнению с предыдущим годом.

Развитие производства автомобилей в Японии по отношению к другим странам характеризуется данными табл. 1, которые показывают, что за последние годы темп роста производства автомобилей в Японии по отношению к другим странам несколько снизился.

Автомобильная промышленность Японии потребляет значительную часть выпускаемых в стране материалов: 12,2% углеродистой стали, 13,5% специальных сталей, 67,6% алюминиевого литья под давлением и 67,3% других легких цветных сплавов, 41,3% резиновых изделий, 19% лакокрасочных материалов, 26% стекла и др. Выпуск ее составляют: легковые и грузовые автомобили, автобусы, мотоциклы, велосипеды, автопогрузчики, запасные части к автомобилям и мотоциклам, а также различная побочная продукция и продукция специального назначения.

По производству автомобилей специализируется одиннадцать фирм, в число

Все автомобильные фирмы объединены в Японскую ассоциацию автомобильных производителей в г. Токио.

По структуре выпускаемых автомобилей Япония отличается от других стран. До 1968 г. преобладало производство грузовых автомобилей и автобусов, и только в 1968 г. стал преобладающим выпуск легковых автомобилей.

Длительное время Япония была единственной страной в мире, выпускавшей в больших количествах трехколесные, преимущественно грузовые автомобили. Наибольший выпуск трехколесных автомобилей был в 1960 г. и составил 278 тыс., или 58% всего количества выпущенных в этом году автомобилей.

С 1975 г. производство автомобилей этого типа прекратилось. Объем и структура производства автомобилей в Японии за последние пять лет приведены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что производство автомобилей все время увеличивается, хотя темпы роста выпуска значительно ниже, чем в шестидесятых и начале семидесятых годов. Однако в 1978 г. темп роста производства автомобилей увеличился.

Легковые автомобили. Выпускаемые в Японии легковые автомобили можно разбить на четыре группы: с двигателями рабочим объемом цилиндров 0,5 л и ниже, с микро-малолитражными двигателями ($V_A = 0,5 \div 1,5$ л), со среднелитражными двигателями ($V_A = 1,5 \div 2$ л), с двигателями рабочим объемом цилиндров более 2 л.

В 1976 г. автомобилей первой группы было произведено 3% общего количества выпускаемых автомобилей, второй группы — 42%, третьей группы — 49%, и четвертой — 6%.

Грузовые автомобили. Из всех выпущенных в 1976 г. грузовых автомобилей 83,4% (2323,4 тыс.) составляли автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т и меньше.

За период с 1975 по 1976 г. выпуск грузовых автомобилей (в тыс. шт.) в

Таблица 1

Страна	1960 г.	1965 г.	1970 г.	1975 г.	1976 г.	1977 г.
США	7905,1	1118,0	8283,9	8085,1	11472,6	12679,8
Япония	481,5	1875,6	5289,2	6941,6	7841,4	8514,5
ФРГ	2055,1	2976,5	3842,3	3186,2	3868,1	4104,2
Франция	1349,2	1616,1	2750,2	3297,4	3402,7	3507,3
Великобритания	1810,7	2177,3	2098,4	1648,4	1705,5	1714,2
Италия	1644,6	1191,3	1864,2	1458,6	1590,7	1583,9
	14246,2 (3,4)	20954,8 (9,0)	24128,2 (21,9)	24617,3 (28,2)	29881,0 (26,2)	32104,4 (26,3)

Примечание. В скобках указан удельный вес выпуска японских автомобилей в автомобильном производстве указанных стран (в %).

Производство автомобилей было возобновлено после окончания Второй мировой войны: в 1946 г. был налажен выпуск грузовых, а в 1947 г. — легковых автомобилей. В дальнейшем выпуск автомобилей стал быстро расти. В 1946 г. было выпущено 14,9 тыс. четырехколесных автомобилей, а в 1954 г. — 70,1 тыс. Особенно быстро расширялось производство автомобилей в шестидесятых годах. С 1954 по 1964 г. производство автомобилей в стране увеличилось в 24 раза.

За десятилетие с 1966 по 1976 г. выпуск автомобилей возрос с 2286,4 тыс. до 7841,4 тыс. единиц, т. е. увеличился в 3,4 раза, а в 1977 г. — достиг 8514,5 тыс.

которых входят Тойота и Ниссан. Почти 300 сравнительно крупных фирм выпускают агрегаты, детали и запасные части к автомобилям, около 100 фирм — кузова, 4 фирмы — мотоциклы.

Таблица 2

Виды автомобилей	1973 г.	1974 г.	1975 г.	1976 г.	1977 г.
Легковые	4470,5	3931,8	4567,8	5027,8	5431,0
Грузовые	2570,9	2574,2	2337,6	2771,5	3035,0
Автобусы	41,3	45,8	36,1	42,1	48,5
	7082,7	6551,8	6941,5	7841,4	8514,5

Японии, по данным ассоциации автомобильных производителей, приведен в табл. 3.

Таблица 3

Автомобили	1975 г.	1976 г.
Грузоподъемностью:		
1—2 т и ниже	2049,2	2323,4
От 3 до 4 т	187,1	354,6
От 5 до 6 т	29,6	30,0
От 7 до 8 т	19,8	17,9
От 9 до 10 т и выше	43,5	37,4
Тягачи	4,3	5,1
Тягачи-краны	3,2	2,4
Спецмашины	0,7	0,7
	2337,4	2771,5

Автобусы. По количеству изготовляемых автобусов Япония занимает первое место среди капиталистических стран. Однако доля их в общем производстве автомобилей немногим более 0,5%. В 1976 г. было выпущено 42,1 тыс., а в 1977 г. — 48,5 тыс. автобусов. В табл. 4 приведены данные по выпуску

Таблица 4

Страна	1975 г.	1976 г.
Япония	36,1	42,1
Англия	35,6	33,2
ФРГ	19,2	20,1
Италия	6,4	5,1
Франция	3,4	3,8

автобусов в 1976 г. развитыми капиталистическими странами (в тыс. шт.), кроме США.

В основном в Японии выпускают небольшие автобусы, рассчитанные на 8—15 мест для сидения.

Мотоциклы. По производству мотоциклов Япония занимает первое место среди развитых капиталистических стран.

Доля Японии в выпуске мотоциклов развитыми странами составляет 65%. Из выпущенных в 1976 г. мотоциклов в Японии 34,8% приходится на машины с двигателем рабочим объемом 50 см³ и ниже, 44,6% — от 51 до 125 см³, 6,6% — от 126 до 250 см³ и 14,0 — 250 см³ и выше.

Компания Хонда Мотор Ко за тридцатилетнее существование изготовила 30 млн. мотоциклов, включая 3,8 млн. мотоциклов «Хонда», выпущенных на ее 25 заводах в 24 странах мира. Эта крупнейшая в мире компания была основана в сентябре 1948 г. Экспорт в 125 стран за этот период составил 15,23 млн. шт.

В 1977 г. было выпущено 5577,3 тыс. мотоциклов, из которых 45% — на экспорт. Четыре фирмы выпустили в 1976 г. 99,5% всех изготовленных в стране мотоциклов.

Кузова и прицепы. На изготовлении кузовов и прицепов занято около 250 небольших фирм с количеством работающих около 65 тыс. человек.

Производством деталей, агрегатов и запасных частей занято около 10 тыс. небольших фирм, специализирующихся по выпуску деталей или агрегатов. Около 7 тыс. этих фирм, каждую из которых обслуживают от 2—3 до 10 человек, выпускают 1—2 детали. Однако количество таких маленьких фирм с каждым годом уменьшается, так как они объединяются в более крупные фирмы.

Правительство Японии предложило объединить национальную автомобильную промышленность в три группы, которые возглавят крупнейшие автомобильные компании: Тойота, Ниссан и Той-Когё. На долю этих трех компаний

в 1977 г. приходилось 55,4% всего национального производства автомобилей.

Такая концентрация уже осуществляется. Так, в группу Тойота, кроме компании Тойта Мотор, вместе со смежными фирмами входят Дайхатцу Мотор и Хино Моторс, а также примыкает и сотрудничает, но официально не входит в ее состав компания Судзуки Мотор. На долю группы Тойта в 1976 г. приходилось 3008,9 тыс. автомобилей, или 38,3% производства автомобилей в Японии, а в 1977 г. — 39%.

В группу Ниссан, кроме Ниссан Мотор, со смежными предприятиями входят фирмы Принц Мотор (с 1966 г.), Ниссан Дизель Мотор и Фудзи Хэви Инд. На долю этой группы в 1976 г. приходилось 32,8% производства автомобилей в Японии, а в 1977 г. — 29%.

Пути развития японского автомобилестроения в отличие от развитых капиталистических стран имеют некоторые характерные черты.

В начальный период развития японские автомобильные компании считали целесообразным не затрачивать время и средства на создание собственных моделей автомобилей, а приобретать патенты и лицензии у западноевропейских и американских фирм как на отдельные конструкции, так и на технологию их изготовления. Заключались договоры на техническую помощь по освоению производства этих автомобилей, закупалось самое современное технологическое оборудование.

Были приобретены лицензии у английской фирмы Остин на изготовление легкового автомобиля А40, у французской фирмы Рено — на модель легкового автомобиля 4СУ, у английской фирмы Ритс — на легковой автомобиль Хилман, у английской фирмы Перкинс групп — на автомобильные дизели, у американской фирмы Виллис (теперь принадлежащей компании Америкэн Моторс) — на автомобиль «Джил», у фирмы НСУ (ФРГ) — на роторно-поршневой двигатель Ванкеля и т. д.

Первоначально производство автомобилей осуществлялось на базе импортного, преимущественно американского, технологического оборудования. Позднее автозаводы стали пополняться станочным оборудованием отечественного производства. В последнее время автомобильные фирмы сочли целесообразным организовать производство на своих предприятиях необходимого им технологического оборудования.

Многие автомобильные фирмы имеют собственное станкостроительное производство.

Освоено производство станочного оборудования как на станкостроительных предприятиях, так и на самих автозаводах.

Станочное производство некоторых автомобильных фирм выделено в самостоятельную дочернюю фирму, имеющую свою производственную программу, свой баланс, свою прибыль и пр. Так, компания Тойта Мотор создала дочернюю специализированную фирму Тойта Мэшин Уоркс Лтд. Производственная площадь предприятий этой фирмы 45 тыс. м². Количество работающих 3300 человек, в том числе 300 конструкторов. Ежемесячный выпуск составляет 70—80 единиц различного оборудования: специальных токарных, фрезерных, копировальных, координатно-шлифовальных и других станков. Кроме того, выпускают центры механической обработки, например «Центр механической обработки с вер-

тикальной осью револьверной головки» (модель FTN 350-1/FTN 380-1), «Горизонтальный центр механической обработки» (модель СНН), «Центр механической обработки деталей» (модель DXN 350-1) и др.

На многих автозаводах применяются различные производственные центры: прессы, механической обработки и др. Эти центры, заменяя несколько станков, выпускают ту же продукцию за более короткое время, высвобождают рабочую силу, требуют меньшую производственную площадь, обеспечивают лучший контроль качества изделий, дают возможность обрабатывать детали сложной конфигурации, которая трудно поддается обработке на существующих серийных станках.

Фирма Тойта Мэшин Уоркс Лтд в значительной степени обеспечивает потребность в станочном оборудовании не только предприятий компании Тойта Мотор, но и других фирм, конкурируя со специальными станкостроительными фирмами.

Фирма Хонда Мотор имеет также свое собственное станкостроение. В 1971 г. была создана самостоятельная дочерняя фирма Хонда Инжинеринг. Производственная площадь предприятий этой фирмы 20 тыс. м², количество работающих 1500 человек, из них 800 рабочих и 700 ИТР. В проектно-конструкторском отделе занято 450 человек, в том числе 100 конструкторов. Кроме того, 100 конструкторов работают в конструкторском бюро. Годовой выпуск составляет 1000—1200 станков.

Дочерняя фирма обеспечивает предприятия компании необходимым технологическим оборудованием, а также продает значительную часть своей продукции на сторону. Общая стоимость годовой продукции 7—8 млрд. иен (30—32 млн. долл.).

Создали свои дочерние станкостроительные фирмы также и автомобильные компании Той Когё, Мицубиси Мотор и др. Дочерние фирмы выпускают самое совершенное технологическое оборудование, которым обеспечивают прежде всего предприятия компании, конкурируя со станкостроительными фирмами на внутреннем и внешнем рынках.

Главное внимание технологов, особенно в начале шестидесятих годов, было направлено на создание гибкого автоматизированного оборудования и автоматических линий, которые без значительных затрат времени и средств могли бы легко перестраиваться в соответствии с часто меняющимися требованиями рынка и часто меняющимися моделями автомобилей. Были определены три основных пути создания нового автоматического оборудования, заимствованных в основном из американской практики:

1) быстро и легко заменять оборудование автоматических линий или переключать его на новые процессы и объекты;

2) концентрировать возможно большее количество операций разных методов обработки (токарные, фрезерные, сверлильные, шлифовальные и др.) в одном станочном агрегате;

3) изготавливать разные детали на одном оборудовании.

В шестидесятих годах технология изготовления автомобилей в Японии осуществлялась в основном по этим направлениям, выявляя все большие возможности для увеличения производительности, снижения трудоемкости и большей экономичности процессов.

За последнее время наблюдается все продолжающееся совершенствование технологий в заготовительном, сварочном, сборочном, отделочном и других производствах.

Автомобильные компании исключительное внимание уделяют вопросам организации производства автомобилей, в частности, вопросам специализации и кооперирования производства, считая его одним из рычагов увеличения производительности, повышения качества и снижения себестоимости выпускаемой продукции и, следовательно, повышения конкурентоспособности.

Металлические детали и агрегаты, необходимые для комплектации автомобиля, группируют по конструктивно-технологической однородности. Массовый выпуск их сосредоточен на специализированных предприятиях — фирмах, где приспособлено все оборудование, а работающий персонал имеет необходимые навыки.

Японские фирмы, широко используя опыт американского автомобилестроения и оценив преимущества специализации и кооперирования, стали на путь ускоренной организации специализированных предприятий оптимальной мощности и широких кооперированных связей не только внутри отрасли и страны, но и между различными странами.

Структура заводов автомобильной промышленности определяется в соответствии с экономико-техническими принципами. На основании этого созданы и развиваются заводы, осуществляющие отдельные стадии технологического процесса изготовления автомобиля (литейные, кузнечные, пресово-штамповочные и др.), заводы, специализированные на изготовлении отдельных деталей, узлов, агрегатов, а также сборочные заводы.

Все заводы формируются с учетом наиболее эффективного использования основных производственных фондов, максимальной загрузки современного технологического оборудования.

Для успешного осуществления специализации, в особенности подетальной, необходимо развитие стандартизации и унификации узлов и деталей автомобилей (мостов, коробок передач, карданных валов, рулевых управлений, деталей двигателей, рессор, колес и др.).

Наряду с внедрением новой техники специализации и кооперирования производства стали одними из основных условий, позволивших автомобильной промышленности Японии в короткие сроки занять второе место в мире по выпуску продукции.

Таким образом, к особым путям развития японского автомобилестроения следует отнести: широкое и быстрое освоение передового зарубежного опыта в области технологии и управления, углубление специализации и кооперирования производства как внутри страны, так и между странами, собственное станкостроение, высокая производительность труда и сравнительно низкая себестоимость.

С увеличением выпуска продукции началась постепенная дифференциация производства, уменьшение номенклатуры изделий, закрепленных за тем или иным заводом, и специализация предприятий на изготовлении определенной продукции. При этом наблюдалось стремление автомобильных компаний значительную часть деталей и агрегатов, необходимых для комплектации автомобилей, передать для изготовления другим, преимущественно небольшим фирмам, которые спе-

циализировались на производстве какой-либо одной или нескольких деталей и агрегатов.

Тщательный анализ и экономический подсчет показали, что при узкой специализации фирма часто с помощью основной автомобильной компании изготавливает детали или агрегаты лучшего качества и более дешевые по сравнению с теми, которые изготавливала автомобильная компания.

В целях получения более дешевых и качественных деталей и других комплектующих изделий автомобильные компании стремятся найти поставщиков из других стран.

На базовом заводе, как правило, изготавливают двигатели, кузова автомобилей и некоторые отдельные агрегаты и детали, а также осуществляют окончательную сборку и выпуск автомобилей в целом.

Уровень кооперирования в автомобильном производстве Японии достигает 65—80%. Например, компании Тойота Мотор и Ниссан Мотор имеют примерно по 300 смежных предприятий, представляющих отдельные детали и агрегаты, различные материалы и другие комплектующие изделия. Другие автомобильные фирмы для сборки автомобилей используют продукцию примерно 250 смежных фирм, среди которых Дайдо Стил, поставляющая крупные штамповки (полуоси, коленчатые валы, передние балки и др.), Айсин Сэйки и Токой рика дэнки, поставляющая муфты сцепления и отдельные детали; Сумитомо электрик индастрис, Акиболо брэнк индастри, Токкио, поставляющие детали тормозной системы и дисковые тормоза; Спак Плаг К^о Лтд, поставляющая свечи зажигания; Ниппон-Сейко — механизмы рулевого управления, НКХ-Спринг — рессоры, Яцуги Ауто Патс — детали двигателя.

В автомобильной промышленности занято 650 тыс. человек. Из них 370 тыс. человек (57%) — непосредственно на автозаводах и 280 тыс. (43%) — на смежных заводах, выпускающих автомобильные детали и агрегаты, поставляемые ими автомобильным предприятиям.

Компания Тоёта Мотор, располагая восемью заводами, из которых четыре (т. е. 25%) — сборочные, в 1977 г. выпустила 2720,8 автомобилей, что в среднем составило 680 тыс. автомобилей на один сборочный завод.

На сборочных заводах, как правило, изготавливают кузова, при этом осуществляют пресово-штамповочные работы, сварку кузова, подготовку черного кузова к окраске, окраску кузова, внутреннюю компоновку кузова и сборку автомобиля в целом. Отдельные агрегаты, узлы и другие комплектующие изделия завод получает в порядке кооперирования от других заводов данной компании или от предприятий других смежных фирм. Так организованы сборочные заводы компании Тоёта Мотор, расположенные в Цуцуми, Такаока, Мотомачи; компании Ниссан Мотор — в Точиги, Мураяме, Оппама. Сборочный завод фирм Тоёта Мотор и Ниссан Мотор выпускает в среднем 500—700 тыс. автомобилей в год, а заводы других японских фирм — до 400—450 тыс. в год и меньше.

Сборочный завод фирмы Ниссан Мотор в Оппама, на котором работают 6,7 тыс. человек, выпускает в год до 500 тыс. легковых автомобилей рабочим объемом двигателя 1,6 и 2,8 л, т. е. 75 автомобилей на одного работающего в год.

Компания Тоё-Когё выпустила в 1977 г. 800 тыс. автомобилей, в том числе 498,7 тыс. легковых, 300,6 тыс. грузовых и 0,7 тыс. автобусов. Компания имеет семь заводов, в том числе основной производственный комплекс в г. Хиросима, сборочные заводы «Удзина», «Усома» и «Бофу», два завода двигателей и завод дизелей.

В начале семидесятых годов автомобильные компании начали вступать в деловые контакты со своими конкурентами и стали заключать с ними соглашения о кооперировании в различных направлениях производственной деятельности.

Так, фирма Мицубиси Мотор Корп заключила соглашение с американским концерном Крайслер о совместном создании легкового автомобиля «Кольт» для местных и зарубежных рынков. Выпуск этих автомобилей начался в 1972 г. Концерн «Крайслер» через свою сбытовую сеть обязался продавать автомобили «Кольт» на территории США, а фирма Мицубиси Мотор Корп. — автомобили концерна «Крайслер» на местных рынках. В 1977 г. было продано более 70 тыс. автомобилей «Кольт», но значительно меньше автомобилей «Крайслер».

В целях снижения издержек по производству своих автомобилей оба партнера наметили стандартизировать и унифицировать максимальное количество деталей и агрегатов, используемых в соответствующих автомобилях, выпускаемых каждым партнером.

Концерн Крайслер и фирма Мицубиси Мотор Корп. достигли также соглашения о кооперировании научно-исследовательских работ. Предусмотрена совместная разработка газотурбинного и парового двигателей, а также создание электромотоцикла. Соглашением предусматривается также обмен технологиями между обеими сторонами.

Реализация этих соглашений позволила снизить издержки по производству автомобилей, т. е. снизить их себестоимость, устранить дублирование в научно-исследовательских работах, обеспечить сбыт автомобилей и получить ряд других положительных взаимовыгодных позиций.

Японская фирма Исудзу Мотор и американский концерн Джeneral Моторс заключили договор о кооперации в конструировании и производстве ряда автомобилей. В соответствии с соглашением обе стороны совместно сконструировали небольшой легковой автомобиль «Джеммини», производство которого началось в 1974 г. на одном из заводов фирмы Исудзу Моторс.

В 1977 г. было выпущено таких автомобилей 75 тыс. шт. Автомобиль имеет двигатель рабочим объемом 1,2 л и снабжен устройством для очистки отработавших газов, разработанным концерном Джeneral Моторс. Фирма Исудзу Мотор, используя в значительной степени опыт конструкторов и технологию производства концерна Джeneral Моторс, значительно увеличила производство автомобилей. Концерн укрепил свои позиции в Японии и имеет свою долю прибыли в производственной деятельности фирмы.

Между японскими фирмами Ниссан Мотор и Тоё Когё и американским концерном Форд заключено соглашение о совместном производстве на территории Японии автоматических коробок передач. Была создана совместная фирма Джанпан Отомотив Трансмисшн. У этой фирмы 50% акций принадлежит концерну Форд

Типы СТО	Число СТО, обслуживаемых механиками в количестве					Всего
	1—5	6—10	11—20	21—30	свыше 30	
Независимые	34 707	9112	2037	291	243	46 390
Входящие в дилеровскую сеть автомобильных фирм	9 034	4925	2462	607	312	17 340
Принадлежащие автотранспортным фирмам	3 327	1219	539	156	145	5 386
	47 068	15 256	5038	1054	700	69 116

и по 25% акций получила каждая из японских фирм. В г. Фудзи Сита (в 100 км от г. Токио) построен завод. Проектная мощность завода 300 тыс. автоматических коробок передач в год. Основное количество этих агрегатов экспортируется в США.

В результате реализации данного соглашения концерн Форд получает автоматические коробки передач по значительно меньшей стоимости, чем американские, но не уступающие им по качеству. Кроме того, он укрепил свои позиции в Японии с перспективой дальнейшего проникновения в японскую автомобильную промышленность и рынок. Японские фирмы с минимальными капитальными вложениями получили готовую совершенную конструкцию нужного им агрегата и прогрессивную американскую технологию его изготовления, а также денежные средства (50%), необходимые для постройки завода и осуществления договора в целом.

Аналогичное соглашение о кооперации изготовления автоматических коробок передач заключено между японской фирмой Эйзин Сейки (филиал компании Тоёга Мотор) и американской фирмой Борг Уорнер.

Автомобильный парк. В Японии он превышает 32 млн. автомобилей и занимает по количеству автомобилей в стране второе место в мире, уступая только США.

Характерно, что продажа легковых автомобилей в крупных городах Японии, таких, как Токио, Киото, замедлилась, а в сельскохозяйственных районах, наоборот — увеличилась. Если за период с 1970 по 1974 г. регистрация легковых автомобилей по стране в целом увеличилась на 14%, то в крупных городах за этот же период она сократилась на 10%, а в сельскохозяйственных районах — увеличилась более чем на 50%.

В автомобильном парке Японии 68,8% легковых, 65,3% грузовых, 58,6% специальных автомобилей и 45,4% автобусов имеют срок службы до 5 лет. Техническое обслуживание действующего ав-

томобильного парка осуществляют широко разветвленная и хорошо организованная отрасль, в которой работает более полумиллиона человек.

Помимо 69116 основных станций технического обслуживания (СТО) визуальный технический осмотр и устранение незначительных дефектов осуществляют также 45 тыс. заправочных станций.

По количеству имеющихся механиков все основные СТО можно разбить на пять групп (табл. 5). Из всех СТО 68% составляют небольшие предприятия, насчитывающие от одного до пяти механиков в каждой.

Техническое обслуживание в послепродажный период, т. е. после 1000 и 5000 км, а в ряде случаев и после 10 000 км пробега производится исключительно на СТО, входящих в дилеровскую сеть автомобильных фирм, выпускающих автомобили. Это связано с тем, что техническое обслуживание в этот период осуществляется бесплатно. Владелец автомобиля оплачивает только стоимость материалов.

В последующий период только 30—40% автомобилей проходят обслуживание на дилеровских СТО, а остальные — на независимых СТО.

В Японии большое внимание уделяется обучению специалистов по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей. Для этих целей в стране работает 64 центра и около 400 школ по подго-

товке кадров и повышению квалификации специалистов. Ежегодно в них обучается более 100 тыс. человек. Существуют также и другие формы обучения: техникумы, центры обучения во время каникул, обучение непосредственно на СТО и др.

Периодичность технического обслуживания автомобиля регулируется законом — все автомобили обязаны пройти его один раз в шесть месяцев. Кроме того, существуют обязательные технические осмотры автомобилей: для легковых автомобилей, находящихся в индивидуальном пользовании, один раз в два года, для остальных автомобилей ежегодно.

На станциях технического обслуживания ведется учет автомобилей, проходящих на ней техническое обслуживание, с тем, чтобы владельцу автомобиля своевременно сообщить о наступившем сроке обслуживания.

Снабжение запасными частями производится или через дилеровскую сеть автомобильной фирмы, или через оптовые компании по продаже запасных частей. Заявка на запасную часть выполняется в течение 24 ч с момента поступления ее на склад.

Канд. экон. наук А. А. НЕВЕЛЕВ,
Ф. Н. КОЛЕСНИКОВ

УДК 629.113:62-762.63

КОНСТРУКЦИИ МАНЖЕТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГЛАВНЫХ ЦИЛИНДРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ

В ПРОЕКТИРУЕМЫХ уплотнениях для подвижных соединений главных цилиндров гидравлических тормозов автомобилей необходимо обеспечить малое трение и практически абсолютную герметичность в условиях повышенных и пониженных температур окружающей среды, причем надежность и долговечность этих уплотнений — основное и необходимое условие безопасности. В любых условиях эксплуатации уплотнения должны исключать возможность попадания воздуха во внутреннюю полость главного цилиндра тормоза.

Для уплотнения штока и поршня в главных цилиндрах гидравлических тормозов применяются манжетные уплотнения (манжеты) П-, С-, Т-, Г-, Л-, V- и U-образных поперечных сечений, изготовленные из резины, прорезиненной хлопчатобумажной ткани, капрона, полихлорвинила, прорезиненного текстолита, асбестовой и асбометаллической ткани, кожи и других материалов.

В общем случае манжета создает герметичность не столько за счет первоначального натяга, сколько за счет последующего прижатия ее контактной по-

верхности к корпусу цилиндра под действием давления рабочей жидкости.

Манжетное уплотнение штока (рис. 1), обладающее повышенной герметичностью, состоит из набора колец 1, изготовленных из пластичного материала, например фторопласта, с подманжетным кольцом 2, имеющим ограниченное перемещение, которое регулируется пружиной 3. Манжета со стороны действия рабочей жидкости по наружному диаметру имеет конический ус 4, поджимаемый корпусом 5 подманжетного кольца. При нормальной температуре уплотняемой среды герметичность уплотнения достигается благодаря натягу между уплотняемыми поверхностями 6, 7 и набором колец 1. С повышением температуры герметичность устройства улучшается. Это происходит при увеличении объема колец из фторопласта, обладающего более высоким коэффициентом объемного расширения по сравнению с материалом корпуса 8 и подвижной части 9. При понижении температуры окружающей среды наружный диаметр колец 1 уменьшается, что может привести к образованию зазоров в сопряжении. Этот недостаток ма-

териала колец устраняется постоянным поджатием конического уса 4 пружиной 3 через подманжетное кольцо 2 с уплотняемыми поверхностями 6. Тем самым достигается герметичность по наружному диаметру колец. При последующих термоскачках уплотнение работает по аналогичной схеме. Заклинивание подманжетного кольца 2 и повреждение уса 4 из-за попадания в зазоры механических частиц из загрязненной циркулирующей уплотняемой среды устраняются конусными кольцами 10 и 11.

Одной из разновидностей уплотнений являются шевронные уплотнения из V-образных манжет, собираемых в пакет по несколько штук. Такое уплотнение состоит из нажимного и опорного колец из бронзы, капрона, фторопласта и т. д., а также набора шевронных манжет, изготовленных из полихлорвинила, резины, прорезиненных тканей или кожи. Регулировка затяжки манжет осуществляется соответствующим подбором шайб. Широко применяются также уплотнительные узлы с пружинным сжатием манжет. Недостатком шевронных уплотнений является сравнительно большое трение,

особенно при тугой затяжке уплотнительного пакета.

Шевронные уплотнения с поперечным сечением V-образной формы [1] создают значительное трение за счет поджатия манжет к штоку, что приводит к износу штоков и самих уплотнений. На рис. 2 показано поперечное сечение манжеты, позволяющей уменьшить силу трения. В собранном уплотнении манжеты вставляются одна в другую. Опорное и нажимное кольца имеют аналогичные профили. Внутренние поверхности уплотняющих кромок 1 и 2 контактируют с фасками 3 и 4. Благодаря наличию зазоров в комплекте манжет между выступами 5 и канавками 6, а также тому, что канавки 7 и 8 препятствуют радиальным перемещениям кромок 1 и 2, обеспечивается уменьшение поджатия этих кромок к уплотняемым поверхностям.

В шевронном уплотнении другой конструкции подманжетное и надманжетное кольца соприкасаются с манжетами лишь по плоским площадкам, находящимся в средней части поперечного сечения, а «усы» манжет соприкасаются с ними лишь в случае предельных давлений. При этом начальное давление на поверхности контакта манжет со штоком достигается за счет их предварительного натяга в канавке в диаметральной направлении, возникающего при соответствующем выборе размеров канавки и манжет. Конструкция уплотнения обеспечивает значительное снижение величины трения, и потому отсутствует износ шевронного уплотнения, особенно при низких и средних давлениях.

Манжетное уплотнение штока, разработанное одной из фирм ФРГ, состоит из трех последовательно расположенных эластичных колец с поперечным сечением прямоугольной формы, имеющих выемки. Крайние кольца, расстояние между которыми больше хода штока, установлены в канавках на корпусе цилиндра, а среднее кольцо — в канавке на штоке. Внутреннее и среднее кольца имеют радиальные выемки на своих торцовых плоскостях, обращенных к полости внутреннего давления. Благодаря этому они работают подобно обратным клапанам поршневого насоса, т. е. при движении штока наружу препятствуют выходу жидкости, а при движении штока внутрь пропускают жидкость обратно в уплотняемую полость. Внешнее кольцо обеспечивает герметичность уплотнения в статическом состоянии. Для улучшения уплотнительного действия внешнее кольцо имеет упругую кромку, которая при остановленном штоке прижимается к нему под действием давления. Во время движения штока

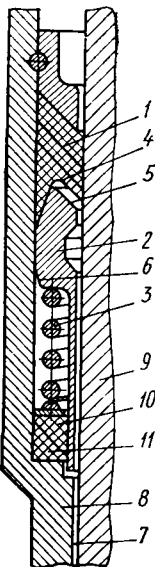


Рис. 1

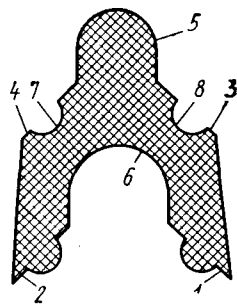


Рис. 2

давление перед внешним кольцом уменьшается и кромка отходит от штока, благодаря чему снижаются потери на трение. Чтобы избежать разрежения и подсоса воздуха, полость между внешним и средним кольцами сообщается с полостью между средним и внутренним кольцами через магистраль со встроенным запорным клапаном. Последний открывается при помощи подпружиненной мембраны, если давление в полости достигло критической величины.

Эластичная манжета с U-образным поперечным сечением [2] для герметизации поршневого штока отличается способом крепления к неподвижной поверхности сопряжения. После установки манжеты в крышку цилиндра до упора в нее запрессовывается удерживающее кольцо, которое входит в канавку манжеты и прижимает одну ее боковую полку к стенке крышки. Чтобы кольцо не смещалось относительно манжеты, на его наружной поверхности выполнено несколько кольцевых канавок, образующих фиксирующие гребни кольца. Вторая боковая полка манжеты упруго прилегает к поршневому штоку.

На рис. 3, а показана манжета, торцовые поверхности 1, 2 которой и основание 3 выполнены с наклоном соответственно под углом 4 и 20° [3]. Манжета изготовлена из относительно твердого эластомера, обладающего хорошим сопротивлением износу. Тело манжеты имеет на одном конце реборду 4 и самое тонкое сечение в точке 5. При установке манжеты в гнездо тело 6 деформируется до принятия прямоугольной формы и поверхность 1 поворачивается относительно точки 5. В результате поверхность 7 губы 8 прижимается со значительным общим усилием к герметизируемой поверхности. Поскольку контактная поверхность 7 имеет большие размеры, износ манжеты незначителен, что обеспечивает ее высокую долговечность.

Уплотнение штока, показанное на рис. 3, б, характеризуется повышенной надежностью и долговечностью при работе в диапазоне температур от -60 до +300°C и давлениях уплотняемой жидкости ~350 кгс/см². Уплотнение содержит эластичную манжету 1 уголкового типа. На воротнике 2 манжеты имеется кольцевой выступ 3, который контактирует с упругими лепестками 4 пружины 5, поджатой гайкой 6 к манжете. Вороник 2 манжеты контактирует со штоком 7, смонтированным в опоре 8.

Уплотняемую жидкость к манжете подводят со стороны пружины 5. Вороник

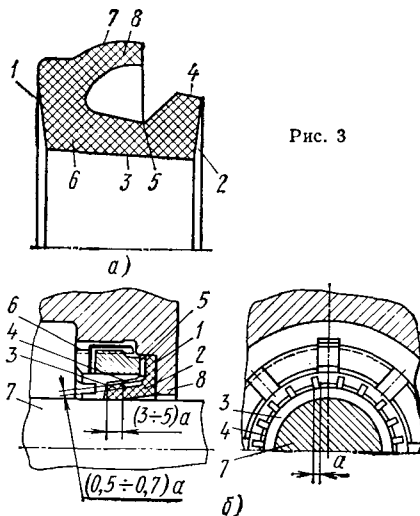


Рис. 3

ник манжеты прижимается усилием лепестков и давлением уплотняемой жидкости к поверхности штока, чем и обеспечивается уплотнение. Высота выступа 3 равна 0,5—0,7 расстояния a между соседними упругими лепестками 4 пружины 5, а ширина больше этого расстояния в 3—5 раз.

При совершенствовании конструкций уплотнений поршня была создана манжета с плоским основанием в поперечном сечении. Это основание соединено с двумя широкими кольцами, имеющими небольшое сужение к основанию и закругленные вершины. Размеры сечения манжеты по отношению к номиналу составляют: ширина основания 97%, наружное расстояние между кольцами 110%, зазор между кольцами в самом узком месте 6,25%. При установке манжеты в уплотнительную выточку кольца сходятся, зазор между ними исчезает, закругленные части прижимаются друг к другу и создают натяг, обеспечивая надежное уплотнение соединения как при низких, так и при высоких давлениях. Манжета, изготовляемая из резины или синтетических материалов (например, полиуретана), отличается надежностью и долговечностью в работе.

Для уплотнения пар, совершающих возвратно-поступательное движение, американская фирма Кемпрен выпускает манжеты двустороннего действия из эластичного материала. При установке манжеты в канавку выступы 1 и 2 (рис. 4) деформируются и надежное уплотнение достигается за счет деформации одного

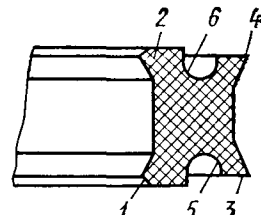


Рис. 4

из выступов 3 или 4 под действием давления уплотняемой среды со стороны канавки 5 или 6.

Чашечные манжеты, изготовленные из резины, прорезиненной ткани, кожи, фторопласта-4 и других эластичных материалов, обеспечивают минимальные потери на трение. Особенно мало в этом случае трение при холостом ходе поршня.

Конструкция уплотнения поршня представляет собой две обычные чашечные манжеты из синтетического каучука с тканевым усилением, соединенные путем вулканизации своей внутренней поверхностью с центральным сердечником из мягкой резины. Наружная конфигурация сердечника точно соответствует внутренним поверхностям манжет. Уплотнение надевается на поршень, состоящий из двух половин с фланцами, и занимает пространство между фланцами обеих половин. При этом высота уплотнения меньше расстояния между фланцами на $\frac{1}{5}$ радиальной толщины. Половины поршня с промежуточным уплотнительным кольцом зажимаются на хвостовике штока гайкой. После установки поршня с уплотнением в цилиндр кромки манжет прилегают к стенке цилиндра на половине своей длины. При работе цилиндра жидкость поступает в зазор между торцами одной манжеты и смежного фланца поршня и все уплотнение сжимается в осевом направлении. Усилие сжатия передается через сердечник на вторую манжету, кромка которой плотно прижима-

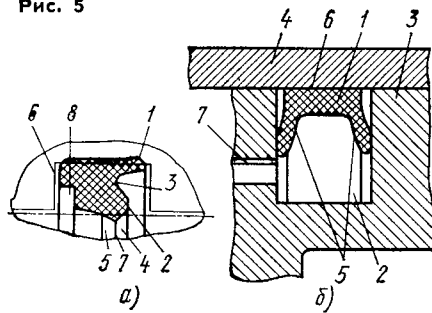
ется к стенке цилиндра, обеспечивая требуемую герметичность. Одновременно кромка первой манжеты смазывается рабочей жидкостью. В случае больших рабочих давлений по обеим сторонам уплотнения устанавливаются защитные кольца против выдавливания манжет, служащие также для направления поршня в цилиндре.

С целью обеспечения хорошей герметизации зазора между цилиндрической поверхностью корпуса цилиндра и поршнем при уменьшенном трении на поршне помимо двух резиновых чашечных манжет, обеспечивающих двустороннюю герметизацию зазора, закрепляется широкое кольцо из тефлона или другого материала, имеющего малый коэффициент трения о материал корпуса и высокую износостойкость [4]. Кольцо располагается в средней части боковой поверхности поршня между манжетами в зоне, куда не проникает рабочая жидкость. Кольцо изготавливается методом нанесения расплавленного и распыленного тефлона на поверхность поршня в специально изготовленную расточку глубиной 2—3 мм. Края расточки имеют скошенную форму для устранения концентрации напряжений в материале кольца и предохранения его от разрушения при работе.

Манжетное уплотнение поршня [5], показанное на рис. 5, а, имеет в поперечном сечении два выступа 1 и 2, разделенных U-образной выемкой 3. Боковые стороны 4 и 5 выступа 2 расположены под углом соответственно 100 и 120°. При установке манжеты в выточку 6 поршня деформация манжеты составляет примерно 10% общей ее высоты, что создает плотный контакт между кромкой 7 манжеты и уплотняемой поверхностью 8. Уплотнение изготавливается из полиуретана с модулем упругости 14 кгс/см² при 100%-ном сжатии давлением.

Запатентованное в ФРГ уплотнение

Рис. 5



поршня [6] представляет собой эластичную манжету с конической наружной уплотняющей поверхностью, которая разделена кольцевой канавкой на две части. При нерабочем ходе поршня к корпусу прижимается та часть поверхности манжеты, которая имеет больший диаметр. При рабочем ходе манжета прижимается к зеркалу цилиндра всей наружной поверхностью, причем ее вторая часть снабжена продольными канавками, которые параллельны оси поршня и имеют асимметричную форму поперечного сечения. Благодаря наличию канавок подобной формы манжета поворачивается вокруг оси во время рабочего хода поршня, что способствует равномерному износу последнего и уплотнения.

Уплотнение поршня повышенной долговечности [7] показано на рис. 5, б. Манжета 1, изготовляемая из резины, устанавливается в канавке 2 поршня 3. С уплотняемой поверхностью цилиндра 4 манжета контактирует не упругими губами 5, а своей тыльной относительно жесткой частью 6. Давление во внутреннюю полость уплотнения поступает через отверстие 7.

Большое количество патентов, выдаваемых ежегодно на конструкции уплотнений для соединений с возвратно-поступа-

тельным движением, показывает, что создание оптимальной конструкции уплотнения является одной из важнейших задач в мировой технике. Именно состояние уплотнений определяет в настоящее время возможные рабочие параметры, ресурс и надежность главных цилиндров гидравлических тормозов автомобилей, а также их дальнейшее развитие.

Анализ патентных материалов позволяет определить, что основные тенденции в развитии конструкций манжетных уплотнений для подвижных соединений главных цилиндров гидравлических тормозов направлены на увеличение надежности и долговечности, применение новых материалов, имеющих повышенную износостойкость в различных условиях работы, упрощение технологии изготовления и удешевление стоимости производства уплотнений, создание новых форм уплотняющего элемента, оказывающих значительное влияние на работу уплотнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент США № 3833223, класс 277-208.
2. Патент Великобритании № 1385882, класс F2B.
3. Патент Франции № 2231269, класс F16j.
4. Патент Японии № 47-38834, класс 54B.
5. Патент США № 3594012, класс 277-208.
6. Патент ФРГ № 1475867, класс 47f2.
7. Патент Австралии № 25528, класс 60-7.

В. В. БУРЕНИН,

канд. техн. наук Д. Т. ГАЕВИК,

В. П. ДРОНОВ

УДК 629.113:667.63

ПРОИЗВОДСТВО ЛАКОКРАСОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ФРГ

ПО ПРОИЗВОДСТВУ лакокрасочных материалов ФРГ занимает второе место в мире после США и первое место в Европе. По экспорту лакокрасочных материалов ФРГ занимает также первое место в мире.

По оценке специалистов ФРГ, 25% общего количества выпускаемых лакокрасочных материалов потребляет автомобильная промышленность.

Одной из самых крупных фирм ФРГ, производящих лакокрасочные материалы для автомобильной промышленности, является фирма Глазурит, основанная в 1888 г. В 1965 г. она вошла в состав Бадише Анилин-сода-фабрик. Фирма производит лакокрасочные материалы для различных отраслей промышленности. Однако наибольшее количество лакокрасочных материалов производится для электроосаждения, электростатического распыления и порошковых красок, применяемых в автомобильной промышленности.

Фирма Вульфринг основана в 1883 г. В 1961 г. фирма стала компаньоном американской фирмы Глиден Дюрк. Фирма придает большое значение разработке лаков на основе полиэфирных смол, производит лакокрасочные материалы для окраски методом электроосаждения, лаки, отверждающиеся при низких температурах, порошковые краски. Последние отличаются высо-

кой стойкостью к химическому, физическому и механическому воздействию.

Фирма Хербертс — одна из наиболее значительных, поставляющих материалы многим автомобилестроительным фирмам Западной Европы. Еще 10 лет назад фирма занималась изучением процессов грунтовки и окраски методом электроосаждения. Для отработки процесса электроосаждения была создана испытательная установка с ванной емкостью 86 м³. Фирма поставляет материал для 88 ванн общим объемом 2899 м³. Фирма выпускает промышленными порциями порошковые краски, предлагает широкую гамму расцветок покрывных эмалей для окраски автомобилей, в том числе эмали с «металлическим эффектом».

Производством лакокрасочных материалов в ФРГ занимаются также фирмы Деркен, Рвт, Герболь и Видерхоль.

Фирма Деркен впервые была представлена на выставке «Эурофиниш—73», где она продемонстрировала материалы для электроосаждения, белые краски для приборов, холодильников, решеток, светильников. Заслуживают внимания лакокрасочные материалы этой фирмы для покрытия новым методом «Триклин» (обезжиривающий, фосфатирующий раствор и краска на основе трихлорэтилена).

Покрываются, полученные этим методом,

имеют очень высокие показатели по качеству и внешнему виду. Однако примененные материалы для процесса «Триклин», моющий и фосфатирующий растворы, а также эмали, растворенные в трихлорэтилене, дорогие.

Современный уровень развития технологии окраски автомобилей характеризуется применением водорастворимых лакокрасочных материалов не только для грунтовки, но и для окраски.

Грунтовка кузова легкового автомобиля электроосаждением началась практически в 1964 г., и за короткое время этот метод получил самое широкое распространение. В 1967 г. в эксплуатации находились 133 крупные установки. В настоящее время в Западной Европе, в том числе в ФРГ, все кузова легковых автомобилей и большинство кабин грузовых автомобилей грунтуются водорастворимыми материалами электроосаждением. В ФРГ эксплуатируется только крупных 44 установки электроосаждения, а всего в Западной Европе более 450 крупных и средних установок. В США, например, крупных установок электроосаждения эксплуатируется более 100, в Японии за последние три года пущено 50 установок.

Перспективность водорастворимых грунтов и эмалей в автомобильной промышленности не вызывает никаких сом-

нений. Применение их будет в дальнейшем расширено. Известно, что область применения водорастворимых лакокрасочных материалов расширилась значительно, они стали использоваться также в сельскохозяйственном машиностроении, в бытовой технике (металлическая мебель, холодильники, стиральные машины, светильники), приборостроении и др. В связи с этим фирмы-потребители предъявили фирмам-поставщикам новые требования по качеству, расцветке и другим специфическим свойствам грунтов и эмалей для электроосаждения. За короткое время разработана широкая гамма цветов, прозрачных и белых, с «металлическим эффектом». Созданы эмали для окраски дисков колес и других деталей и узлов методом электроосаждения.

Одним из перспективных способов грунтовки кузова может являться катодное электроосаждение, или катафорез. Его преимущества перед анодным следующие: отсутствие электрохимического растворения катода (изделия); широкий диапазон pH; отсутствие окисления пленки вследствие выделения на катоде водорода, а не кислорода; повышенная производительность ванны; возможность одновременного покрытия разнородных металлов; повышенная коррозионная стойкость (в 4—8 раз по сравнению с анодным покрытием).

По мнению специалистов ФРГ, внедрение этого метода сейчас затруднено из-за отсутствия специальных лакокрасочных материалов.

Специалисты фирм Дюрр и Металлге-

зельштафт, принимавшие участие в симпозиуме в сентябре 1975 г. Союза лакокрасочной промышленности в г. Гамбурге, посвященном защите окружающей среды, доложили, что в недалеком будущем предполагается изменение конъюнктуры рынка, возможен переход на матовые (недекоративные) покрытия автомобилей. Это может произойти по многим причинам, прежде всего следующим: охрана окружающей среды; повышенные требования к антикоррозионной защите кузова; снижение трудоемкости при обработке поверхности; замена многослойных систем однослойными; соответствие полного функционального назначения автомобиля как средства передвижения, а не как средства для украшения улиц городов.

Совсем недавно применялись хромированные буфер и решетка, их площади были довольно большими, однако сейчас на многих автомобилях буфер и решетки не блестят, они изготовлены из пластмассы в основном матового черного цвета. Многие считают это эстетичным и модным. То же может произойти и с кузовом в целом. Гораздо легче кузова защитить антикоррозионными покрытиями, не добиваясь при этом высокого декоративного вида.

На указанном симпозиуме также было отмечено, что порошковые покрытия перспективны.

В настоящее время при антикоррозионной защите кузова предпочтение отдается электрофорезной грунтовке, при этом водоразбавляемый материал должен

иметь большой сухой остаток, и покрывным полиуретановым двухкомпонентным эмалем.

По вопросу широкого применения порошковых красок высказываются весьма сдержанные мнения, несмотря на значительную, с первого взгляда, простоту метода нанесения порошковых красок, отсутствия растворителя, загрязнения окружающей среды, а также химическую и механическую прочность. Считается, что применение порошковых красок будет расти прежде всего в металлургической промышленности при производстве листа, профильного проката, труб; в электротехнической промышленности; при изготовлении бытовой техники и др. Порошковые краски будут применяться там, где уже оправдала себя электроокраска эмалями на растворителях, где требуется очень хорошее сцепление, износостойкость, достаточно большая толщина.

Что касается окраски автомобилей порошковыми красками, то еще не решен вопрос их ремонтпригодности, смены цветов и др.

В настоящее время, по мнению специалистов ФРГ, порошковые краски найдут применение в автомобильной промышленности в качестве грунта. Но в дальнейшем, возможно, при изменении конъюнктуры рынка, когда появится спрос на недекоративные, так называемые функциональные покрытия, возможен переход полностью на окраску автомобиля порошками.

А. А. ПОРЯНКО

УДК 629.113:658.516

О НОВОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ СТАНДАРТЕ «АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА. НОМЕНКЛАТУРА ПОКАЗАТЕЛЕЙ СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ И МЕТОДЫ ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ»

В ДЕЙСТВУЮЩИХ государственных стандартах в качестве оценочных показателей скоростных свойств легковых, грузовых автомобилей и автобусов приняты максимальная скорость, время и путь разгона, определяемые на дороге с горизонтальным профилем. Условия определения перечисленных показателей идеализированы. Для реальных условий эксплуатации, как правило, характерны переменный профиль дороги и неустановившиеся режимы движения.

С помощью применявшихся до настоящего времени показателей трудно, а часто и невозможно оценить в полной мере скоростные свойства автомобилей, в значительной степени влияющие на их производительность.

Оценка скоростных свойств автомобиля, предназначенного для работы в разных условиях, например в городских и магистральных, требует различного методического подхода.

Длительная практика показала, что основным оценочным критерием в большинстве случаев следует считать скоростную характеристику — многофакторную величину, представляющую собой изменение средней скорости автомобиля в зависимости от заданной максимальной скорости движения на дороге с переменным продольным профилем.

Новый стандарт (ГОСТ 22576—77) содержит необходимый комплекс оценочных критериев и показателей, которые следует применять как при контрольных, так и при других видах испытаний. В зависимости от типа автомобиля и вида

испытаний применяются те или иные характеристики и показатели. Практика полигонных испытаний автомобилей свидетельствует, что дифференцированный подход является оправданным, так как позволяет без проведения длительных пробеговых испытаний достаточно полно и всесторонне оценивать скоростные свойства автомобилей всех типов и при всех видах испытаний, а также давать оценку выбору соответствующих конструктивных параметров.

В стандарт введено семь показателей скоростных свойств: скоростная характеристика «разгон — выбег»; скоростная характеристика на высшей и предшествующей передачах; скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем; максимальная скорость; условная максимальная скорость; время разгона на пути 400 и 1000 м; время разгона до заданной скорости.

Кроме перечисленных показателей предусматриваются два дополнительных: для косвенной оценки сопротивления движению — путь выбега со скорости 50 км/ч, а для оценки общего уровня скоростных свойств — осредненный показатель скоростной характеристики на дороге с переменным продольным профилем.

Скоростная характеристика «разгон — выбег» включает в себя кривую разгона автомобиля с переключением передач, по которой определяют условную максимальную скорость, время разгона на пути 400 и 1000 м и время разгона до заданной скорости, а также кривую затрат

ния скорости при движении автомобиля по инерции, по которой определяется величина выбега. При проведении сравнительных и других испытаний, пользуясь этими кривыми, можно проводить как качественный анализ, так и расчет сил сопротивления движению автомобиля во всем диапазоне скоростей движения.

Скоростная характеристика разгона на высшей и предшествующей передачах служит для оценки приемистости (интенсивности разгона) автомобиля в заданном интервале скоростей и может использоваться также для оценки запаса силы тяги на колесах при анализе результатов испытаний. Скоростная характеристика, получаемая на дороге с переменным продольным профилем, учитывает основные переменные нагрузочные и скоростные режимы движения: разгон до заданной скорости на горизонтальном участке или спуске, динамическое преодоление подъема, установившееся движение и торможение двигателем на спусках, а также необходимые в процессе движения переключения передач.

Имеющиеся в реальных условиях эксплуатации ограничения скорости при проезде населенных пунктов, опасных участков или при движении автомобиля в транспортном потоке учитываются введением в методику ряда заданных максимальных скоростей движения. С целью получения сопоставимых результатов испытаний действия водителя строго регламентируются.

Максимальная скорость движения автомобиля — широко известный показате-

тель, применяющийся в практике испытаний и характеризующий предельные возможности автомобиля при магистральных условиях движения. Этот показатель косвенно может быть использован для оценки технического состояния автомобиля, однако он не дает полного представления о его скоростных свойствах в разных условиях эксплуатации. Условная максимальная скорость движения, определяемая при разгоне с места с переключением передач на пути 2000 м по времени прохождения последних 400 м, позволяет судить об интенсивности разгона и скоростных возможностях автомобилей в магистральных условиях движения, однако при ограниченности пути для разгона.

Показатели времени разгона на пути

400 и 1000 м и времени разгона до заданной скорости дают возможность судить об интенсивности разгона автомобиля с переключением передач.

Путь свободного выбега со скорости 50 км/ч является показателем, позволяющим в первом приближении косвенно оценить силы сопротивления движению. Этот показатель используется также для определения технического состояния трансмиссии.

В качестве результирующего оценочного показателя общего уровня скоростных свойств автомобиля в условиях магистрального движения можно применять осредненный показатель скоростной характеристики на дороге с переменным продольным профилем.

Предусматриваемые стандартом пока-

затели позволяют проводить весьма полную оценку и исследование скоростных свойств автомобилей всех типов. Для контрольных испытаний и испытаний на надежность стандартом рекомендован минимум показателей.

В новом стандарте, разработанном с учетом современных достижений науки и техники, обобщен опыт заводов и научно-исследовательских организаций, действующих отечественных и зарубежных стандартов, учтены рекомендации СЭВ.

Д-р техн. наук Д. Д. БАГИРОВ,

канд. техн. наук Ю. Л. МАРИЕНБАХ,

И. Х. ОЛЕВСКИЙ,

канд. техн. наук М. М. СРИБНЕР

УДК 621.74.65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Линия для безопасной формовки

ШВЕДСКАЯ фирма Sandvik Conveyor разработала линию для безопасной формовки.

Согласно новому методу полуформы изготавливаются в формовочной камере, и отпечатки моделей запрессовываются сначала в обе половины форм. Профилированные с двух сторон полуформы соединяются, после этого получают литейную форму. Формы каждые 10 с перемещаются на шаговый транспортер, где в них заливается жидкий чугун из заливочного ковша. Затем формы циклично перемещаются вперед с интервалом в одну форму. После этого формы поступают на стальной ленточный конвейер длиной 15 м для охлаждения и передвигаются циклично в зависимости от ритма формовки и заливки. После того как формы охлаждаются, они падают на выбивную решетку. Оработанная формовочная смесь поступает на первую позицию для повторного использования. Максимальная нагрузка стальной ленты — 15 т при температуре 300°C. Производительность линии 380 форм/ч при максимальной массе отливки на одну форму 25 кг. Линия рассчитана на трехсменную работу.

„Industrie-Anzeiger“, сентябрь 1978, т. 100, № 75, с. 40.

Прессы для горячей штамповки

Компания National Machinery выпускает прессы для горячей штамповки «Maxipresses» усилием 500—4000 тс. Производительность этих прессов почти в 4 раза выше другого оборудования для горячей штамповки. Большинство поковок штампуются за две-три позиции. Благодаря наличию механического выталкивателя можно снизить штамповочный уклон. Срок службы штампов значительно увеличен. Прессы «Maxipresses» работают бесшумно, без вибрации.

Проект фирмы National Machinery.

Способ алмазного выглаживания деталей из закаленной стали

В ГДР на предприятии «VEB Schvanbenkombinat, Stammwerk Karl-Marx-Stadt» создан новый способ выглаживания деталей — алмазный. Он заключается в том, что в рабочем инструменте — державке установлена игла с алмазным наконечником, имеющим форму шарика. Обработанные таким инструментом детали имеют меньшую в 2—3 раза величину шероховатости и большую поверхностную твердость материала. Обработ-

ка деталей типа тел вращения внешне похожа на токарную обработку, поэтому на данной операции можно применять обычные универсальные токарные станки. Указанный способ обработки успешно применяется, например, при обработке дыропробивных пуансонов из закаленных быстрорежущих сталей X79WCO 18.5, X82WMo 6.5 и X86WV 12.2. До обработки твердость пуансона HV30=730÷900, после обработки — HV 30=830÷1000. Параметр шероховатости до обработки $R_{tm}=6,3\div 10$ мкм, а после обработки — $R_{tm}=0,8\div 3,2$ мкм. При обработке пуансонов новый способ заменяет окончательную обработку со снятием стружки. Стойкость пуансона в результате такой обработки увеличивается в 4—6 раз.

Число зубьев обрабатываемых зубчатых колес	10—260
Модуль обрабатываемых колес в мм	0,5—6
Диаметр обрабатываемых зубчатых колес в мм	10—320
Максимальная ширина обрабатываемых зубчатых колес в мм	150

„Fertigungstechnik und Betrieb“, август 1978, № 8, с. 507.

тиях с массовым характером производства.

„Maschinenmarkt“, август 1978, № 64, с. 1256.

Новый зубошлифовальный станок

В Венгрии предприятием Csepel создан полуавтоматический обкатной зубошлифовальный станок. Шлифование осуществляется автоматически. Рабочий только устанавливает детали на станок и снимает их со станка. Возможно выполнять подналадку станка от руки. Детали, предназначенные для обработки, устанавливаются в центрах или на оправке. Шлифовальный круг профилируется алмазным роликом, однолезвийным алмазным правильным инструментом или алмазным шлифовальным кругом. Предусмотрена система программного управления. Техническая характеристика следующая:

„Maschinenmarkt“, сентябрь 1978, № 74, с. 1451.

Станок для удаления заусенцев

В ФРГ фирмой Ostliger создан станок для удаления заусенцев, рабочими органами которого являются две колоколообразные емкости, расположенные на карусели эксцентрично. Емкость и карусель во время обработки вращаются. При этом на емкости и находящиеся в них обрабатываемые изделия, а также абразивную среду действует центробежная сила. Частота вращения карусели регулируется бесступенчато, а частота вращения емкостей находится в точном соотношении с частотой вращения карусели. Производительность созданного станка по сравнению с обычными станками барабанного и колоколообразного типа увеличена почти в 400 раз. Станок предназначен для работы на предприятия-

Машины для точечной сварки мелких деталей

Центральным институтом сварки ГДР (ZIS) созданы для точечной сварки мелких деталей машины P63-250-2,5 и P125-160-2,5. Они широко используются в автомобильной промышленности и в общем машиностроении. Машины — настольные, что позволяет рабочим сидеть во время работы. В действие машины приводятся ножным выключателем.

При необходимости машины можно встраивать в поточные линии. В основу создания этих машин положен принцип агрегатирования. Можно изменять полезный вылет электродов и усилия на них. Большой сварочный ток обеспечивает короткое время сварки. Техническая характеристика машин следующая:

	P63-250-2,5	P125-160-2,5
Напряжение сети в В	380	380
Мощность (при ПВ 50%) в кВт	7	7
Ток короткого замыкания вторичной цепи в кА	10	10
Номинальный ток вторичной цепи в кА	2,5	2,5
Полезный вылет электродов в мм	250	160
Усилие на электродах в Н	100—630	300—1250
Давление в пневмосети в Н/см ²	50	50
Охлаждение	Водяное	Водяное
Масса в кг	70	70

„Schweisstechnik“, июль 1978, № 7, с. 329—330.

Химическое никелирование пластмасс
Фирмой Langbein-Pfanhauser Werke AG (ФРГ) созданы два щелочных электролита с соединением аммония для химического никелирования пластмасс и без него. Электролит «Ultra Plasts 70», содержащий аммоний, работает при температуре 25—30°C и при pH=8,5÷9,5. Если pH достигает 14, осаждения никеля не происходит. В зависимости от применяемого способа активирования можно повысить рабочую температуру до 35—40°C. Щелочной электролит «Ultra Plast S76», содержащий аммония, работает при температуре 35—40°C и при pH=8,0÷8,5. С увеличением значения pH до 9,0—9,5 и при одновременном уменьшении рабочей температуры повышается химическая активность электролита. Однако следует учитывать, что при pH=10 осаждается гидроокись никеля. Толщина никелевого покрытия из обоих электролитов при десятиминутной выдержке составляет 0,5 мкм.

„Metalloberfläche“, август, 1978, т. 32, № 8, с. A20.

Ультразвуковая машина для сварки пластмасс

Фирмой KLN создана по модульному принципу ультразвуковая машина для сварки пластмасс. Налажено серийное производство машин, оснащенных двумя, тремя и четырьмя сварочными ультразвуковыми головками, которые монтируются на прецизионной поперечной траверсе. Можно изменять расстояние между головками, что позволяет за один рабочий цикл осуществлять сварку очень крупных деталей длиной до 800 мм. Эффективная мощность каждой рабочей позиции 2500 Вт.

„Maschinenmarkt“, август 1978, № 66, с. 1293.

Роботы польского производства

Институтом точной механики в Варшаве и научно-исследовательским институтом станкостроения при содействии фирм «ASEA» (Швеция) и Unimation Corp. (США) разработаны три системы роботов. Они предназначены для обслуживания обрабатывающих центров, загрузки прессы для холодной штамповки и сборки сваркой.

Робот PRO 30в с системой программного управления имеет четыре степени свободы: осевое вращение основной и вспомогательной рук, поперечное перемещение колонны, вращение колонны вокруг вертикальной оси и поворот запястья на 180°. Он используется для подачи поковок на горизонтальный обрабатывающий центр WCF40NMS, имеющий магазин, состоящий из 30 инструментов.

Робот СВКО, предназначенный для загрузки и разгрузки прессы для холодной штамповки, имеет систему программного управления «MERA» польского производства.

Робот RIMP 1000 с пятью степенями свободы используется для точечной сварки автомобилей Фиат-126. Он может осуществлять перемещения руки на 90°, колонны — вверх/вниз, вращение вокруг вертикальной оси, подъем и опускание, зажим и поворот запястья. Скорость линейного перемещения 1,25 м/с, радиального — 110 град/с. Захват осуществляется с помощью пневматики, а остальные движения — с помощью гидравлики.

Полностью пневматический робот RIMP 401 обслуживает два прессы усилием 40 т при производстве деталей автомобилей Фиат-126. Он имеет две руки, расположенные под углом 90° друг к другу, и четыре степени свободы.

„The Engineer“, июль, 1978, т. 247, № 6380, с. 38.

Электроосажденная медь для улучшения операций холодной обработки

В связи с тем, что медные покрытия могут облегчить проведение операций холодной обработки металла (глубокую вытяжку, высадку), была исследована возможность электроосаждения меди из сульфатной и цианистой ванн для подготовки поверхности перед холодной обработкой низкоуглеродистой стали. Предназначенные для глубокой вытяжки и высадки образцы диаметром 120 мм были изготовлены из низкоуглеродистой стали. После обезжиривания трихлорэтиленом, щелочной очистки и погружения в хлористоводородную кислоту осуществлялось их меднение в сульфатной либо в цианистой ванне. Кислая ванна содержала 250 г/л сульфата меди и 75 г/л серной кислоты, цианистая ванна — 75 г/л цианистой меди, 90 г/л цианистого натрия, 30 г/л гидроокиси натрия и 10 г/л свободной кислоты. Температура ванн в обоих случаях была 30°C, а плотность тока соответственно 20—80 и 30 мА/см².

Исследования показали, что медные покрытия на мягкой стали, полученные из цианистой ванны, характеризуются лучшей связью с основой, чем покрытия из кислой ванны, поскольку отслаивания цианистой меди в процессе высадки не наблюдалось. Одни только медные покрытия на мягкой стали не улучшают ее способности к глубокой вытяжке, однако в сочетании с жиром, применяемым в качестве смазки, электроосажденная медь значительно улучшает способность как к вытяжке, так и к высадке. При толщине медного покрытия не более 26 мкм усилия выдавливания и высадки, а также затраты энергии значительно снижаются по сравнению с холодной обработкой стали без покрытия.

Metal Finishing, май 1978, т. 76, № 5, с. 105—107.

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 629.113.003.1(049.3)
А. П. Ковалев, Н. К. Кочалос, А. А. Колобов. Экономическая эффективность новой техники в машиностроении. М., Машиностроение, 1978.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ прогресс в машиностроении неразрывно связан с созданием и внедрением новой высокопроизводительной и автоматизированной техники. Чем выше темпы научно-технического прогресса, чем интенсивнее и глубже техническое перевооружение производства, тем разнообразнее и сложнее проблема определения эффективности новой техники. В связи с этим проблема эффективности новой техники не теряет своей актуальности и выход рецензируемой работы вызывает интерес у специалистов.

Многоплановый, комплексный подход авторов к рассматриваемой проблеме (от стадии научных исследований и проектирования до стадии эксплуатации техники) позволяет полнее и объективнее оценить возможности создаваемой техники.

обнаружить не только экономические, но и организационные, социальные и технологические последствия ее создания и внедрения.

Кроме этого, вопросы методологии и практики экономической оценки техники изложены на базе последних достижений экономической науки и передового опыта ведущих отраслей машиностроения — автомобильной промышленности и станкостроения.

Первая глава книги посвящена основным направлениям развития новой техники в машиностроении.

Во второй главе показана методика определения экономической эффективности капиталовложений и новой техники, раскрываются особенности задач анализа эффективности новой техники в машиностроении. Авторы справедливо отмечают ограниченность метода приведенных затрат, используемого при анализе эффективности новой техники, приводят способы учета социального эффекта создаваемой техники.

В третьей главе приведены показатели качества новой техники и их экономическая оценка, даны методологические основы выбора показателей качества для различных объектов новой техники, их количественного выражения и степени влияния на экономические показатели. В зависимости и соотношения, полученные для конкретных объектов (автомобилей, станков и т. д.), позволяют на ранней стадии создания новой техники выбирать экономически оптимальные решения. Кроме этого, рассмотрена методика оценки технико-экономического уровня создаваемой машины.

Четвертая глава посвящена вопросам прогнозирования себестоимости новой техники на стадии ее проектирования, анализу существующих основных методов прогнозирования. Особое внимание уделено разработке экономико-математических многофакторных моделей, используемых для прогнозируемых оценок экономических показателей.

В пятой главе анализируется влияние фактора времени, используемого в расчетах экономической эффективности новой техники. Поскольку цикл, включающий проектирование, производство, освоение, внедрение и эксплуатацию техники, достаточно длительный, показана необходимость при расчетах ее эффективности учитывать фактор времени.

Вопросы анализа фактической эффективности новой техники изложены в шестой главе.

Седьмая глава посвящена вопросам организации научных исследований и опытно-конструкторских работ по созданию новой техники. На конкретных

примерах деятельности отраслевых институтов автомобильной промышленности показана зависимость эффективности научно-технических разработок от состояния организации и планирования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, применения прогрессивной системы экономического стимулирования.

Рецензируемая книга отражает уровень современных сведений об определении экономической эффективности новой техники, изложенный в ней материал позволяет решать ряд организационно-технических проблем, связанных с созданием и внедрением новой техники.

Однако в книге не нашли отражения

вопросы применения ЭВМ в расчетах экономической эффективности новой техники.

Книга может быть полезна экономистам, конструкторам, технологам предприятий, научно-исследовательских и проектных организаций. Она поможет инженерно-техническим работникам углубить и расширить свои знания в области современных методов оценки эффективности и экономического анализа создаваемых машин и будет способствовать ускорению темпов внедрения достижений науки и техники в производство.

Д-р экон. наук И. М. РАЗУМОВ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.038.87

Форсунка для предпусковых подогревателей дизелей. Меленчук А. И., Штейнберг А. С., Зайченко Е. Н., Моисейчик А. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Изложены особенности рабочего процесса центробежных форсунок для дизельных подогревателей. Приведена разработанная методика расчета распылителя форсунки. Даны рекомендации по конструкции деталей форсунки. Рис. 6. Библиограф. 5.

УДК 629.113:621.43.004

О влиянии конструкции деталей поршневой группы на токсичность двигателя. Афинеевский С. А., Коган Ю. А., Шатров Е. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

На основе экспериментальных данных устанавливается влияние конструктивных особенностей поршня и колец на отдельные токсичные компоненты отработавших газов. Табл. 1. Рис. 4. Библиограф. 2.

УДК 629.113.014.52

Системный подход при разработке комплексных методов исследования травмобезопасности рулевых управлений автомобилей. Рябчинский А. И., Ищенко В. П., Коряковцев Л. Г., Глинченко Е. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Приведен анализ комплексных методов исследования травмобезопасности рулевых управлений автотранспортных средств, в основу которых положен системный подход. Рис. 5. Библиограф. 4.

УДК 629.113.012.5:004

Определение сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях. Московкин В. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Изложен способ определения сопротивления качению шин автомобиля при движении его в усложненных дорожных условиях: криволинейное движение в плане, движение по деформируемому грунту, движение по дорогам с пороговыми неровностями и т. п. Табл. 1. Рис. 1. Библиограф. 5.

УДК 629.113.004

Экспериментально-расчетные методы определения тягово-скоростных характеристик автомобиля. Крупченко В. С., Пушкарев В. А., Токарев А. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Предложены экспериментально-расчетные методы получения тяговой характеристики автомобиля и скоростной характеристики преодоления подъемов. Данные методы базируются непосредственно на результатах дорожных испытаний автомобиля на скоростные свойства. Приведено теоретическое обоснование полученных основных расчетных зависимостей. Рис. 4. Библиограф. 2.

УДК 629.113.075

К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля. Носенков М. А., Бахмутский М. М., Гинцбург Л. Л., Кисилуленко В. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Предлагается метод анализа накопленных экспериментальных данных по реакциям автомобиля на поворот руля. Метод может быть положен в основу нормирования параметров оценки реакций грузовых и легковых автомобилей на поворот руля в двух режимах движения: поворот постоянного радиуса и быстрый вход в поворот. Рис. 2. Библиограф. 4.

УДК 629.113-592.6

Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамику автомобиля с противоблокировочными системами. Пчелин И. К., Иларионов В. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Рассматривается движение автомобиля с противоблокировочной системой с учетом возмущений, действующих на автомобиль и вызываемых вертикальными колебаниями на подвеске и шинах. Рис. 3. Табл. 1. Библиограф. 5.

УДК 629.113.004

Вопросы совместной работы несбалансированных деталей в трансмиссии автомобиля. Серебряков В. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Приведены экспериментальные данные по исследованию влияния фазы дисбалансов маховика и карданного вала на нагруженность картерных деталей трансмиссии автомобиля, имеющей удлинитель картера коробки передач. Определена фаза дисбалансов, при которой нагруженность этих деталей максимальна. Даны рекомендации о необходимости учета фазы дисбалансов маховика и карданного вала при назначении величин остаточных дисбалансов этих деталей. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 629.114.3:075

Аналитический метод определения угла складывания автопоезда. Крышень Н. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Изложен аналитический метод определения угла складывания автопоезда как с управляемым, так и с неуправляемым полуприцепом. Рис. 1. Библиограф. 4.

УДК 629.113.011.2

Влияние условий закрепления тонкостенного стержня открытого профиля на его напряженное и деформированное состояние. Закс М. Н., Захаров А. А., Белокуров В. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Теоретически и экспериментально исследован вопрос о влиянии неоднородных граничных условий на напряженно-деформированное состояние тонкостенного стержня. Это влияние необходимо учитывать при расчете и проектировании автомобильных рам. Табл. 1. Рис. 4. Библиограф. 4.

УДК 629.113:620.197

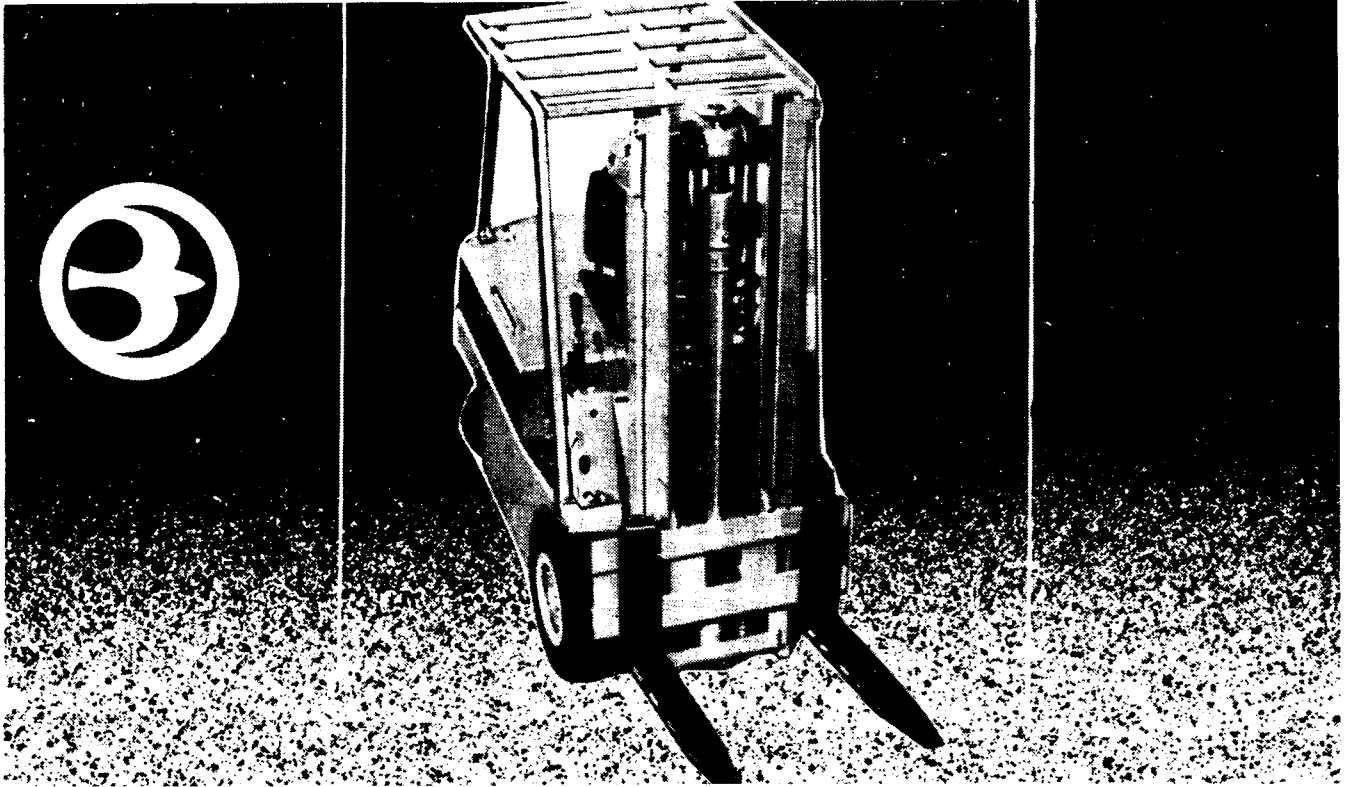
Защитные материалы для наружных и скрытых поверхностей легковых автомобилей. Сабыржанов А., Шехтер Ю. Н., Гуреев А. А., Тимохин И. А., Константинов Е. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

Изложен способ защиты от коррозии наружных и скрытых поверхностей автомобильного кузова с помощью защитно-смазочных материалов. Приведена их классификация и представлены результаты испытаний. Показано, что отечественные продукты НГ-216А, НГ-216Б, НГ-216В и «Мовиль» по своим показателям не уступают зарубежным продуктам аналогичного назначения. Табл. 1. Библиограф. 7.

УДК 629.113:621.937.02

Новый способ изготовления тонких колец и шайб. Шитов В. П., Синицын В. Т. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

На основании проведенного анализа способов изготовления тонких кольцевых деталей и возможности использования трубной заготовки для их получения разработан способ изготовления этих деталей и инструмент для ее осуществления, позволяющий без отхода металла отрезать от трубы кольцевые заготовки толщиной до 0,2 мм и имеющий ряд других преимуществ. Рис. 3. Библиограф. 5.



Высокую производительность и надежность в эксплуатации

ОБЕСПЕЧИТ ПРИМЕНЕНИЕ

четырехколесных электропогрузчиков

балканкар

Электропогрузчики могут применяться на промышленных предприятиях, в складском хозяйстве, в портах и на аэродромах.

Высокая маневренность позволяет работать в стесненных условиях.

Грузоподъемность электропогрузчиков 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 и 3200 кг, высота подъема — 2200, 2500, 2800, 3300 и 4500 мм.

Большое количество моделей компактной конструкции дает возможность выбирать электропогрузчики необходимой грузоподъемности, высоты подъема груза, электрооборудования и шин.

Электропогрузчики обладают высокой маневренностью и минимальным радиусом поворота.

Тяговый двигатель компактно агрегирован с ведущим мостом, имеющим полностью разгруженные полуоси. Электропогрузчики обеспечивают высокие скорости перемещения и подъема груза, а также высокую производительность. Допустима установка регулятора скорости и тяговых батарей панцирного типа. Электропогрузчики просты для обслуживания и надежны в эксплуатации благодаря наличию сменных приспособлений для обработки различных по виду и конфигурации грузов, а также средств, обеспечивающих безопасность работы водителя.



Экспортер:

1 000 София, ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22.
Телекс 023431/2.

балканкаримпекс

Телеграммы:
БАЛКАНККАРИМПЕКС София

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—8'103/544—17.