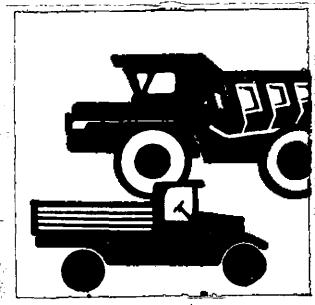


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

10 · 1974

1924



1974

СОДЕРЖАНИЕ

Полвека советскому автомобилестроению	1
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
Л. А. Захаров, Н. Г. Мозохин — Исследование впускного гракта V-образного шестицилиндрового двигателя, работающего под нагрузкой	5
В. М. Архангельский, Н. Д. Дербарицкер, В. И. Грозденский, В. В. Перекатов, С. С. Эпштейн — Особенности смесеобразования в переходных процессах двигателя, оборудованного ограничителем разрежения	8
В. В. Зеленов, В. И. Канторович, М. И. Кириллов, В. М. Кротов, Г. А. Nikolaev, И. В. Чайковский, А. Д. Шерман — Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокоуглеродистого легированного чугуна	10
О. Г. Карбасов — О выборе числа ремней клиновременной передачи двигателя	12
Л. Г. Резник, Е. М. Левин, А. И. Яговкин — О системном подходе в прикладной науке по автомобилю	13
В. И. Соколовский, Ю. С. Шурлапов — О применении двухпрограммного управления переключением передач в гидромеханических трансмиссиях	16
П. Д. Лупачев, А. Н. Нарбут, А. Л. Сергеев — Исследование потерь мощности в гидротрансформаторе на режиме разгона автобуса	19
И. И. Малашков, Ю. Г. Стефанович — Об ускоренных дорожных испытаниях автомобильных сцеплений на долговечность по методике НАМИ	21
Я. Е. Сигал — К теории поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена	23
В. Я. Иванин, В. М. Зайцев — Оценка усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей методом математического моделирования	25
В. М. Семенов, Г. Г. Анкинович, В. П. Стержанов, В. М. Беляев, Т. В. Ковалева — Динамические схемы систем привод—двигатель—машина	28
ТЕХНОЛОГИЯ	
Л. Д. Неведомский — Особенности механообрабатывающего производства	32
Н. У. Смутко, Е. В. Лекарь, М. П. Садовничук — К вопросу производства профилей автомобильных ободьев высокой точности	33
А. В. Луцевич, В. П. Гошкодеря — Точность алмазной правки абразивных кругов торцевоглошитовых врезных станков	34
А. А. Симонов — Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых передач	36
И. Б. Гурвич, А. П. Егорова, А. К. Фомичев — Повышение износостойкости поршневых колец путем напыления молибденом	38
ИНФОРМАЦИЯ	
А. К. Бадюля — Применение производственной тары на автозаводах ЧССР	39
М. А. Шиманович, И. З. Шнеерсон — Раствочные головки с осевым перемещением шпинделя	40
Т. В. Рогожин — Цветное анодирование алюминия	42
Г. А. Гоян — Новое в токарной обработке и контроле при изготовлении тормозных барабанов	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом	44
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
В. А. Иларионов — Рецензия на книгу М. А. Петрова «Работа автомобильного колеса в тормозном режиме»	45
Рефераты статей	46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Еченистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, Б. Н. Морозов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвиринин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103051, Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230.
Тел. 226-63-14 и 226-61-49

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Н. И. Шарунина

Сдано в набор 7/VIII—74 г. Подписано к печати 18/IX 1974 г. Т-16067
Усл. печ. л. 6,0 Уч.-изд. л. 10,1 Формат 60×90/8 Тираж 11736 экз. Заказ 2878

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78. 1-й Басманный пер., 3.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

10
ОКТЯБРЬ

1974

Год издания XL

Поздравляем автомобилестроителей с 50-летним юбилеем
автомобильной промышленности

УДК 629.113(47+57)•1924—1974

Полвека советскому автомобилестроению

ЧЕТВЕРЫЙ, определяющий год пятилетки особенно знаменателен для автомобилестроителей: в ноябре страны отмечает 50-летие советского автомобилестроения — одной из ведущих отраслей народного хозяйства. Коммунистическая партия, Советское правительство всегда уделяли большое внимание развитию этой отрасли, в значительной мере определяющей технический прогресс в государстве.

В 1921 г. В. И. Ленин в своем выступлении на собрании автомобилестроителей поставил перед рабочими задачу шире развернуть автомобилестроение. Этот призыв нашел широкий отклик в стране. 14 сентября 1921 г. Совет Труда и Обороны (СТО) обсудил вопрос об автомобильных заводах и принял решение об организации производства запасных частей к автомобилям и главное — о переходе к новому автостроению. В начале 1922 г. при Совете была учреждена специальная комиссия по восстановлению крупной промышленности, которая вскоре вынесла решение об организации объединения заводов автомобилестроения — ЦУГАЗ (Центрального управления государственных автомобильных заводов).

В марте-апреле 1924 г. заводу АМО было выделено 1,6 млн. руб. на завершение строительных работ, дооборудование цехов и подготовку производства. Коллектив завода успешно выполнил поставленную перед ним задачу. В день седьмой годовщины Великого Октября — 7 ноября 1924 г. — по Красной площади прошли 10 грузовых автомобилей АМО-Ф-15 грузоподъемностью 1,5 т — первенцев советского автомобилестроения.

В первые годы развития советского автомобилестроения выпускались в небольшом количестве в основном грузовые автомобили индивидуального и серийного производства. Однако индустриализация страны и коллективизация сельского хозяйства значительно увеличили потребность в автомобильном транспорте. Возникла необходимость создания крупносерийного и массового производства автомобилей.

В конце 1928 г. Советское правительство приняло решение об организации в стране поточно-массового производства автомобилей на передовом уровне. Было намечено построить в Нижнем Новгороде (г. Горький) автозавод производительностью 100 тыс. грузовых и легковых автомобилей в год, коренным образом реконструировать для выпуска 25 тыс. грузовых автомобилей в год завод АМО, а также существенно расширить Ярославский автозавод, чтобы увеличить выпуск грузовых автомобилей грузоподъемностью 5 т и больше. За короткий срок в стране была создана отечественная автомобильная промышленность с массовым характером производства. Уже в 1932 г. советское автомобилестроение располагало двумя крупнейшими по европейским масштабам автозаводами в Москве и

Горьком, которые выпускали грузовые автомобили АМО-3 грузоподъемностью 2,5 т и ГАЗ-АА грузоподъемностью 1,5 т.

Организуя поточно-массовое производство, автомобилестроители широко использовали зарубежный опыт и оборудование, но это была необходимая ступень роста, которая позволила автомобильной промышленности занять одно из ведущих мест во всем комплексе народного хозяйства страны и затем встать на путь самостоятельного развития. Общее число автомобилей, которыми располагала страна в предвоенные годы, приблизилось к 2 млн. Были созданы оригинальные конструкции отечественных автомобилей. Коренным образом изменилась технология автомобилестроения. Началось серийное производство малолитражных автомобилей. Было положено начало отечественному дизельстроению.

Одновременно с автозаводами вступили в строй десятки предприятий, производящих электрооборудование, карбюраторы, арматуру, покрышки. Успешно работали над созданием необходимых для отрасли материалов текстильщики, металлурги, работники стекольной промышленности. Таким образом, за десятилетие 1931—1940 гг. в нашей стране была создана мощная автомобильная промышленность, оснащенная достаточно высокой по тому времени техникой.

Новым важным этапом в развитии автомобильной промышленности должно было стать начало 40-х годов. Этому помешала начавшаяся война. С первых дней Великой Отечественной войны отрасль начала перестраиваться, приспособливая свою продукцию к нуждам фронта и тыла. Многие автомобильные предприятия были перебазированы на Восток. Производство легковых автомобилей прекратилось. Основной продукцией стали грузовые автомобили ЗИС-5 грузоподъемностью 3 т и ГАЗ-ММ грузоподъемностью 1,5 т, а также вооружение и боеприпасы. В последние годы войны отрасль как бы накапливала силы для последующего роста: на заводах создавались новые образцы грузовых и легковых автомобилей и автобусов, велась подготовка к их массовому производству.

В конце 1945 г. было принято решение о восстановлении производственных мощностей и организации выпуска новых моделей грузовых и легковых автомобилей. Так было положено начало послевоенному этапу развития отрасли. За годы четвертой (1946—1950 гг.) и пятой (1951—1955 гг.) пятилеток значительно увеличилась производственная мощность автозаводов. С их конвейеров начали сходить новые модели легковых и грузовых автомобилей, автобусов, самосвалов, автомобилей высокой проходимости и созданных на их базе специальных автомобилей различного типа. Эти автомобили отличались оригинальностью конструкции, были приспособлены к эксплуата-

ционным условиям страны и изготавливались главным образом на основе отечественного оборудования. Автоматические линии обработки блоков цилиндров и других деталей, токарные автоматы и полуавтоматы, агрегатные, протяжные, специальные фрезерные, хонинговальные и расточные станки, зубообрабатывающие полуавтоматы, спроектированные и изготовленные станкостроительными заводами страны, стали основой станочного парка отрасли.

Несмотря на большой ущерб, нанесенный народному хозяйству войной, в первое послевоенное десятилетие автомобильная промышленность, благодаря повседневному вниманию ЦК КПСС и Правительства, оставила далеко позади довоенный уровень производства автомобилей: всего в 1955 г. было выпущено 445,3 тыс. автомобилей.

К началу семилетия (1959—1965 гг.) автомобильная промышленность умножила свои успехи как в увеличении производства автомобилей, так и в совершенствовании их конструкции. В частности, заметно возросли мощности двигателей и долговечность автомобилей, увеличилась их комфортабельность.

Однако в указанный период на автозаводах страны преобладала исторически сложившаяся комплексная структура производства. Для дальнейшего прогресса автомобилестроения необходимо было создание специализированных производств. Поэтому в 1959—1965 гг. одновременно с улучшением существующих и созданием новых конструкций автомобилей и увеличением производственных мощностей в отрасли начались работы по специализации заводов. Они переводились на выпуск автомобилей ограниченной номенклатуры, освобождались от производства не свойственной им профилю продукции. В частности, с Московского автозавода им. Лихачева было передано на другие заводы производство автобусов, велосипедов, карданных валов, цветного литья, поршневых колец и т. д. Было организовано три новых автобусных завода. Автобусы стали выпускаться пятью предприятиями — Рижским (автобусы особо малые), Павловским и Курганским (малые и средние), Львовским и Ликинским (средние и большие). Ярославский автомобильный завод перешел полностью на выпуск двигателей, а производство выпускавшихся им автомобилей большой грузоподъемности начал новый Кременчугский автозавод. Новому Белорусскому автозаводу в г. Жодино было передано с Минского автозавода изготовление карьерных самосвалов грузоподъемностью 25 т. Запорожский завод «Коммунар» приступил к производству микролитражных автомобилей. Взошли в строй Саранский и Фрунзенский заводы самосвалов, Ереванский автозавод по производству фургонов, два новых завода карбюраторных двигателей — Заволжский и Мелитопольский.

На ряде предприятий началось производство агрегатов и деталей автомобилей: топливной аппаратуры — в Ярославле, карданных валов — в Херсоне и Гродно, тормозной аппаратуры — в Полтаве, автомобильных компрессоров — в Паневежисе, радиаторов — в Лихославле и т. д. Все эти меры способствовали сокращению номенклатуры изделий, выпускаемых основными комплексными заводами.

Развивая специализацию производства, автомобилестроители одновременно решали важную задачу обновления типажа выпускаемых автомобилей и двигателей. Структура автомобильного парка, сложившаяся к этому периоду, перестала удовлетворять потребности народного хозяйства и нужды населения в автомобильных перевозках. Ощущался недостаток в автомобилях большой и малой грузоподъемности и в автопоездах для перевозки массовых грузов. Вместо них использовались автомобили средней грузоподъемности, составлявшие основу автомобильного парка страны. Экономика автомобильных перевозок поэтому несла немалый ущерб. В связи с этим в 60-х годах работники научно-исследовательских институтов и автозаводов провели большие работы по изучению опыта эксплуатации, производства, конструирования автомобилей в нашей стране и за рубежом. На этой основе был разработан новый перспективный типаж необходимых народному хозяйству автомобилей, двигателей, прицепов, полуприцепов и специализированных автотранспортных средств. Он предусматривал значительное увеличение базовых моделей и их модификаций, обновление их конструкций, а также улучшение их технико-эксплуатационных качеств, в частности грузоподъемности, коэффициента тары, удельной мощности, максимальной скорости и т. д. Характерной особенностью нового типажа было то, что он нацеливал институты и предприятия не только на совершенствование и модернизацию универсальных грузовых автомобилей, но и на создание автомобилей со специализированными кузовами различного типа (фургонов, цистерн, рефрижераторов), т. е. такого подвижного состава, применение которого снижает затраты на перевозку и погрузочно-разгрузочные работы, обеспечивает сохранность качества перевозимых грузов, повышает культуру перевозок.

Новый типаж способствовал дальнейшему быстрому прогрессу автомобилестроения. В 1965 г. Московский автозавод им. И. А. Лихачева освоил выпуск новых автомобилей ЗИЛ-130 грузоподъемностью 5 т с V-образным восьмицилиндровым двигателем. Горьковский автозавод дал стране новый грузовой автомобиль ГАЗ-53А грузоподъемностью 4 т. Минский автозавод в том же 1965 г. начал производство двухосных грузовых автомобилей МАЗ-500 грузоподъемностью 7,5 т, на основе которых были созданы самосвалы МАЗ-503, лесовозные тягачи МАЗ-509 и седельные тягачи МАЗ-504, предназначенные для работы с полуприцепом общим весом до 25,5 т. С конвейера Кременчугского автозавода в 1959 г. сошли трехосные автомобили большой грузоподъемности. Белорусский автозавод начал производить карьерные самосвалы грузоподъемностью 25, а затем 27 т. В эти же годы Могилевский автозавод поставил на производство одно- и двухосные тягачи для дорожно-строительных работ; автозавод в Кутаиси — тягачи КАЗ-608 с одноосными полуприцепами, Уральский автозавод — трехосный автомобиль «Урал-375» грузоподъемностью 5 т повышенной проходимости. Изготовление грузовых автомобилей малой грузоподъемности было организовано на Ульяновском автозаводе, Московском заводе малолитражных автомобилей, а также на Ереванском автозаводе.

Успешно развивалось производство легковых автомобилей. Московский завод малолитражных автомобилей, освоив в 1964 г. выпуск модели «Москвич-403», уже в следующем году перешел на производство новой модели «Москвич-408» с более комфортабельным кузовом и более мощным двигателем. На Горьковском автозаводе в 1957 г. автомобиль М-20 «Победа» был сменен ГАЗ-21 «Волгой», а в 1959 г. здесь начали производить семиместный автомобиль «Чайка».

За десятилетие 1955—1965 гг. существенно пополнился автобусный парк страны.

Важной вехой в автомобилестроении явилась восьмая пятилетка (1966—1970 гг.). В основу развития отрасли в этот период были положены решения сентябрьского Пленума ЦК КПСС в 1965 г. В целом за пятилетие освоенный отраслью объем капитальных вложений достиг суммы стоимости всех ранее созданных основных производственных фондов автомобильной промышленности. За счет этих средств значительно возросли производственные мощности автозаводов Московского им. И. А. Лихачева, Горьковского, Уральского, Кременчугского, Минского и Автозавода им. Ленинского комсомола; были реконструированы многие предприятия, производящие автобусы, запасные части, подшипники, приборы и электрооборудование. В эти годы было заложено 25 новых заводов, в том числе Волжский автозавод. Уже в 1970 г. вступила в строй его первая очередь и были выпущены первые автомобили. Сейчас автозавод в Тольятти — одно из крупнейших в Европе предприятий подобного типа. Предприятие занимает площадь более 500 га, а общая площадь заводских зданий и сооружений составляет 2 млн. м².

В восьмой пятилетке продолжалось также строительство специализированных заводов — кузовной арматуры, карбюраторов и вкладышей, нормалей и метизов, подшипников и ресор.

В 1970 г. промышленность произвела по сравнению с 1965 г. больше автомобилей на 42,4%, запасных частей на 47,1%, подшипников и приборов на 32,7% и электрооборудования на 67,5%.

В соответствии с Директивами XXIII съезда КПСС автомобилестроители поставили на конвейер автобоезда, автобусы большой вместимости и специализированные автомобили нового типа. Увеличился выпуск автомобилей грузоподъемностью 5—9 т и более, менее 2 т, а также автомобилей повышенной проходимости, седельных тягачей с полуприцепами, самосвалов.

Освоение новых моделей автомобилей способствовало росту средней грузоподъемности одного автомобиля в парке страны с 3,8 т в 1965 г. до 4,1 т в 1970 г. В результате за 5 лет было перевезено дополнительно более 2 млрд т грузов, число водителей сократилось на 160 тыс. человек. В общем объеме производства весомее стала доля легковых автомобилей особо малого и малого классов. В 1970 г. парк автобусов увеличился в 1,63 раза, а пассажирооборот — в 1,7 раза. За пятилетие был освоен выпуск подшипников более 2000 типоразмеров, увеличилось производство мотоциклов, мотороллеров, мопедов, мотовелосипедов и велосипедов. Все эти успехи были достигнуты за счет технического перевооружения предприятий, постоянного совершенствования технологических процессов, внедрения новейших достижений науки и техники, совершенствования научной организации труда и организации управления. Не случайно более 70% прироста продукции за пятилетие в целом получено в результате повышения производительности труда.

Самой яркой страницей в истории отечественного автомоби-

лестроения станет девятая пятилетка (1971—1975 гг.). Только за истекшие три года текущей пятилетки на строительстве новых предприятий, реконструкции и расширении действующих освоен объем капитальных вложений 3,9 млрд. руб., что в 2,5 раза превышает объем за соответствующий период восьмой пятилетки. Введено в действие восемь заводов, в том числе Волжский автозавод имени 50-летия СССР, около 500 объектов производственного назначения и более 3,5 млн. м² производственных площадей. Объем производства промышленной продукции в 1971—1973 гг. против 1970 г. увеличился на 49,8% вместо 44,4% по заданию пятилетки. За этот же период возрос выпуск автомобилей на 68,6%, запасных частей к ним на 33,8%, прицепов и полуприцепов на 7,9%, подшипников на 18,5%, электрооборудования и приборов на 64,4%. Только в 1973 г. реализовано промышленности сверх плана на 165 млн. руб.

На ряде заводов значительно обновился типаж выпускаемых автомобилей. В 1973 г. впервые освоено производство новых моделей автомобилей МАЗ-516Б грузоподъемностью 14,5 т на Минском автозаводе, автопоезда-углевоза БелАЗ-7425-9440 с донной разгрузкой грузоподъемностью 65 т на Белорусском автозаводе, полуприцепа-контейнеровоза грузоподъемностью 20 т на Челябинском машиностроительном заводе автотракторных прицепов, фронтального автопогрузчика модели 4013 грузоподъемностью 3,2 т на Львовском заводе автопогрузчиков, легковых автомобилей ВАЗ-2103, ГАЗ-24-02 и УАЗ-469 на Волжском, Горьковском и Ульяновском автозаводах.

Продолжается освоение и выпуск автомобилей специального назначения для работы на Севере и в тропических условиях — БелАЗ-540С, БелАЗ-548С, МАЗ-500С, УАЗ-452А, автобусов КАЗ-685С, ПАЗ-672С, а также модификаций БелАЗ-540Т, КрАЗ-255БТ, «Урал-375Ю» и т. д.

В общей сложности в 1973 г. выпущены промышленные серии новой продукции 37 наименований. В настоящее время страна выпускает автомобили 350 наименований и их модификации.

Без этих автомобилей невозможно представить себе развитие народного хозяйства. Они работают на стройках, в сельском, городском и коммунальном хозяйстве, используются как пассажирский и личный транспорт. На долю автомобиля-труженика приходится 80% грузовых и 90% пассажирских перевозок.

Благодаря постоянному вниманию Коммунистической партии и Правительства к нуждам автомобилестроителей наша отрасль является сегодня одной из ведущих в машиностроении по своему техническому оснащению. Так, общее количество высокопроизводительных автоматических линий в отрасли достигло 2400. При этом удельный вес автоматических и полуавтоматических станков механообрабатывающих цехов основного производства составляет 43%. Во все возрастающем объеме в производстве применяются методы и процессы получения точного литья и точных поковок, изготовление фрикционных, антифрикционных и других деталей с заданными свойствами методом порошковой металлургии, современные методы и процессы упрочнения деталей термической и химико-термической обработкой, алмазная обработка деталей и т. д. Выпуск прогрессивных литьих заготовок составляет ныне 420 тыс. т, прогрессивных кузнецких заготовок — 570 тыс. т. Комплексная механизация ковочно-штамповочного производства в 1973 г. достигла 84% от общего выпуска кузнецких заготовок. Все большее внимание уделяется в отрасли механизации подъемно-транспортных и складских работ, уровень которой в 1972 г. составил 72,2%. Уровень механизации и автоматизации сварочных работ превышает 80%.

Таким образом, в настоящее время отрасль располагает управляемыми и достаточно стабильными технологическими процессами, которые гарантируют в течение длительного времени получение на установленном оборудовании продукции высокого качества при одновременном повышении производительности труда и улучшении его условий.

Все это позволяет при снижении норм расхода материалов выпускать более надежные и долговечные автомобили повышенной мощности, обслуживание которых требует значительно меньших затрат. Не случайно отечественные автомобили, созданные применительно к дорожным, климатическим и эксплуатационным условиям страны, высоко зарекомендовали себя на строительстве Асуанской плотины, на берегах Евфрата, в джунглях Индокитая, на дорогах социалистических стран Европы, в Скандинавии, в международных спортивных соревнованиях. География советского автомобильного экспорта охватывает 75 стран мира.

Успехи автомобилестроения обусловлены также широкой постановкой научных исследований. В отрасли работает несколько десятков институтов, самостоятельных конструкторских бюро и лабораторий. В распоряжении ученых находится такое уникальное сооружение для испытаний автомобилей, как авто-

мобильный полигон НАМИ. Научные организации осуществляют в большом объеме исследования по совершенствованию технологических процессов, разрабатывают проекты строительства и переоснащения действующих заводов, составляют прогнозы развития автомобилестроения на основе обобщения достижений отечественной и зарубежной науки и техники, конструируют новые образцы автомобилей.

Одной из важных работ, выполненных учеными отрасли, является создание нового типажа грузовых автомобилей, которыйложен в основу развития опытно-конструкторских работ на период 1971—1980 гг. Он предусматривает еще более широкое применение на автомобилях и автобусах дизелей, расширение номенклатуры тягачей, прицепов и полуприцепов для автопоездов большой грузоподъемности, увеличение модификаций специализированных автомобилей, улучшение технико-экономических и эксплуатационных характеристик автомобильной техники. На основе этих требований созданы углевозы грузоподъемностью 65 т, самосвальные автопоезда грузоподъемностью 18—20 т с малой габаритной высотой, оборудованные нейтрализаторами отработавших газов двигателей, закончен разработка технической документации на трубовозы грузоподъемностью 18—20 т.

Научные коллективы отрасли уделяют большое внимание разработке перспективных проблем, которые будут определять прогресс автомобилестроения в недалеком будущем. Ведутся работы по созданию роторно-поршневых и газотурбинных двигателей, гидропневматических подвесок, транзисторных систем зажигания, двигателей с непосредственным впрыском бензина и электронным управлением, электромобилей, новых средств повышения проходимости автомобиля и т. д.

Важный вклад вносит наука в решение практических задач, которые выдвигает перед автомобилестроением народное хозяйство и специфика дорожно-климатических условий нашей страны. В частности, успешно проводятся работы по дальнейшему повышению надежности и долговечности двигателей и автомобилей. Так, в результате комплекса мероприятий нормативный пробег автомобиля ЗИЛ-130 доведен до 300 тыс. км, а моторесурс двигателя — до 180 тыс. км. При этом значительно — с 60—70 до 75—90 км/ч — возросла максимальная скорость грузовых автомобилей и автопоездов, а расход топлива сократился на 10—15%. Все это способствовало росту производительности грузового автотранспорта и снижению себестоимости перевозок.

Особого внимания заслуживают исследования, направленные на повышение безопасности движения. В настоящее время разрабатываются и внедряются конструктивные мероприятия, обеспечивающие снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий, а также уменьшение тяжести их последствий. В выпускаемых и заново создаваемых автомобилях все более широко применяются усилители приводов тормозов и рулевого управления, травмобезопасная внутренняя и наружная арматура, совершенные приборы освещения и сигнализации.

Большие работы проведены по изысканию соответствующих суровым условиям Севера материалов, средств и методов утепления кабин грузовых автомобилей, салонов автобусов и их агрегатов. Созданы приспособления для ускорения пуска холодных двигателей, а также предпусковых подогревателей и отопителей, нашедших широкое применение в серийной продукции.

Немалые успехи достигнуты в области конструирования специальных автомобилей повышенной проходимости. В частности, стали достоянием практики научные рекомендации по применению широкопрофильных и арочных шин, привода на все колеса, блокирующих дифференциалов, системы централизованного подкачивания шин.

Особое внимание в научных исследованиях уделяется снижению трудоемкости ремонта и технического обслуживания автомобилей. Так, благодаря сокращению точек смазки в узлах шасси за счет применения полимерных материалов и специальных сортов долговечных смазок, а также в результате конструктивных изменений многих крепежных соединений трудоемкость технического обслуживания автомобилей за последние годы сократилась более чем на одну треть.

Значителен также объем исследований по снижению уровня шума, создаваемого автомобилем при движении, по уменьшению радиопомех и токсичности отработавших газов.

Велика роль научных организаций в разработке и внедрении в отрасль научной организации труда и, в частности, автоматизированных систем управления производством. Уже сейчас многие предприятия и институты отрасли располагают своими вычислительными центрами.

На основе научного поиска родилась такая эффективная система производственных объединений, как головной завод-филиал, которая позволяет проводить целеустремленную техническую политику по развитию мощностей для производства

однородной продукции, с наибольшей пользой использовать кадры, материальные и финансовые ресурсы.

Таким образом, автомобилестроение сегодня является одной из самых высокоразвитых отраслей народного хозяйства. Оно вносит существенный вклад не только в развитие экономики страны, но и в осуществление комплексной программы экономического и научно-технического сотрудничества стран—членов СЭВ. Советские автомобилестроители щедро делятся опытом конструирования и производства автомобилей с коллегами из социалистических стран, помогают им в разработке технической документации и освоении новых видов продукции, совместно с ними проводят исследования во многих областях автомобилестроения. В то же время достижения автомобилестроителей из братских стран находят широкое применение в повседневной практике советской автомобильной промышленности.

Достигнутые отраслью успехи — фундамент для решения еще более масштабных задач, поставленных XXIV съездом КПСС. Как известно, к 1975 г. производство автомобилей в стране должно примерно удвоиться. При этом выпуск грузовых автомобилей увеличится примерно в 1,5 раза, а легковых — в 3,5—3,8 раза. В связи с этим возрастет, естественно, выпуск комплектующих изделий и материалов, поставляемых другими министерствами. Основная цель, которая стоит перед автомобилестроителями, — еще более полное удовлетворение потребностей народного хозяйства и населения в перевозках. Для этого нужно прежде всего обеспечить необходимую структуру парка по грузоподъемности.

В Директивах XXIV съезда КПСС намечено повышение грузооборота автомобильного транспорта в девятой пятилетке в 1,9 раза. Чтобы обеспечить такой прирост, необходимо больше производить автомобилей большой грузоподъемности и на их базе автопоездов высокой грузоподъемности и в то же время увеличивать производство автомобилей малой грузоподъемности, эффективных при перевозке грузов малыми партиями. Автомобилестроители должны все сделать для того, чтобы народное хозяйство получало как можно более широкую номенклатуру специализированных транспортных средств, предназначенных для перевозки грузов определенного типа. Нужно увеличить также выпуск автомобилей, приспособленных для работы в условиях Крайнего Севера и жаркого климата.

Требования к развитию автобусостроения диктуют возрастающую роль автобусного транспорта в пассажирских перевозках. В связи с этим выпуск автобусов повышенной вместимости к концу пятилетки увеличится более чем в 6 раз, в большом количестве будут собираться на конвейерах автобусы, способные работать в трудных дорожных условиях и при низких температурах.

В легковом автомобилестроении основным направлением остается расширение производства экономичных классов автомобилей, максимально отвечающих предъявленным к ним требованиям. Все легковые и грузовые автомобили, а также автобусы должны быть по сравнению с выпускаемыми более надежными, долговечными, повышенной мощности, обеспечивать водителю и пассажиру максимум удобств и безопасности, иметь низкую трудоемкость технического обслуживания, расходовать как можно меньше топлива и других эксплуатационных материалов на единицу произведенной работы, меньше загрязнять окружающую среду. Достижение многих из этих целей в большей мере зависит от совершенства используемых двигателей. В течение девятой пятилетки автомобилестроителям предстоит продолжить намеченный XXIII и XXIV съездами КПСС курс на дизелизацию страны, расширить масштабы применения малотоксичных газовых двигателей, отработать конструкции и создать предпосылки для серийного производства двигателей с форкамерно-факельным зажиганием и т. д.

Немалые усилия предстоит приложить для увеличения производства запасных частей, расширения сети станций технического обслуживания, которые к концу пятилетки появятся во всех областных центрах и в крупных городах.

Чтобы решить поставленные задачи, нужно проделать огромную работу, вскрыть неиспользованные резервы. В отчетном докладе ЦК КПСС XXIV съезду партии Генеральный секретарь ЦК КПСС Л. И. Брежnev подчеркнул, что главным должно быть повышение эффективности производства, т. е. на каждую единицу затрат — трудовых, материальных и финансовых нужно добиться существенного увеличения объема производства и национального дохода. Это магистральное направление должно находиться в основе всех планов, осуществляемых на предприятиях отрасли.

Практикой социалистического строительства выработаны многообразные пути для достижения эффективности производства. Главный из них — создание новой техники. Речь идет о создании систем автомобилей, целой гаммы средств механизации и автоматизации, объединенных в единые технологические

процессы, которые являются основой развития отрасли и предопределяют технологические параметры. В связи с этим предстоит еще шире применять процессы, которые легко поддаются автоматизации и позволяют получать наиболее точные заготовки, близкие по своим размерам к готовым деталям. Имеются в виду такие процессы, как литье по выплавляемым моделям, в оболочковые формы, под давлением и в вакууме, изготовление литьевых стержней и форм в горячих ящиках с применением самовтервеющих смесей. Еще более массовое распространение получат также точная штамповка и прессование, холодная высадка, выдавливание и накатка. Только до конца 1974 г. в отрасли будет внедрено не менее 43 автоматических линий по механической обработке, 5 линий для изготовления форм новыми прогрессивными методами и 116 поточно-механизированных линий.

Реализация намеченных планов во многом будет зависеть от ввода в строй новых и реконструкции действующих предприятий. В ближайшее время необходимо завершить реконструкцию производства на Горьковском автозаводе, Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Автозаводе им. Ленинского комсомола, на Ликинском автобусном заводе и других предприятиях.

Главной стройкой пятилетки остается Камский автозавод — один из крупнейших в мире комплексов, который даст стране автомобиль-тягач для автопоездов большой грузоподъемности, способный работать на дорогах всех типов, а также дизели мощностью до 260 л. с. Эта продукция позволит повысить в 1,3 раза производительность транспортных перевозок и значительно снизить их себестоимость.

Важное средство выполнения заданий пятилетки — дальнейшее совершенствование управления производством и, в частности, продолжение его специализации по типу производственных объединений, а также внедрение в промышленность автоматизированных систем управления. Все это позволит поднять на новую ступень оперативность управления в автомобильной промышленности, повысить уровень обоснованности принимаемых решений, наиболее рационально организовать работы и в результате добиться улучшения использования материальных и трудовых ресурсов и повышения производительности труда, т. е. в конечном счете обеспечить эффективность производства.

Неиссякаемым и чрезвычайно действенным источником подъема эффективности общественного производства является социалистическое соревнование. Это массовое движение трудающихся позволяет находить самые скрытые возможности экономии материалов, повышения качества и надежности продукции. Наша отрасль знает немало ярких примеров социалистического соревнования. Достаточно вспомнить инициативу бригад кузнецов Московского автозавода им. И. А. Лихачева и Горьковского автозавода, возглавляемых т. Сапожниковым и Литоновым, которые заключили двусторонний договор о социалистическом соревновании за досрочное выполнение производственных заданий 1974 г. и пятилетки. Эффективной формой соревнования являются также творческие договоры научных и производственных коллективов, примером которых может служить договор Ярославского объединения «Автодизель», Минского автозавода, НАМИ и автотранспортного комбината № 1 Главмосавтотранса, предусматривающий осуществление комплексных мероприятий по повышению качества, надежности и долговечности автомобилей МАЗ и двигателей ЯМЗ, а также договор НИИТавтпрома с Тираспольским заводом «Литмаш» и Заволжским моторным заводом. Сотрудничество ученых и производственников уже сэкономило сотни тысяч рублей народнохозяйственных средств.

Стремясь внести достойный вклад в успешное выполнение и перевыполнение плана на 1974 г. и руководствуясь постановлением ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ЦССПС и ЦК ВЛКСМ о Всесоюзном социалистическом соревновании за досрочное выполнение народнохозяйственного плана на 1974 г., коллективы предприятий и организаций автомобильной промышленности обязались выполнить годовой план по объему реализованной продукции и выпуску большинства важнейших изделий досрочно, 30 декабря, и дать продукцию сверх плана на 60 млн. руб. Решено увеличить выпуск валовой продукции по сравнению с 1973 г. не менее чем на 10,5% и тем самым перевыполнить запланированное на 4 года пятилетки задание по темпам роста производства. Будет увеличен также по сравнению с 1973 г. на 20,9% рост прибыли, при этом сверхплановая прибыль составит 14 млн. руб. Производительность труда поднимется на 9% против 8,2% по плану.

Нет сомнения, что работники автомобилестроения с честью выполнят принятые на 1974 г. высокие обязательства, успешно справятся с программой развития отрасли в целом за пятилетие и тем самым внесут новый достойный вклад в решение народнохозяйственных задач, выдвинутых XXIV съездом партии.

Конструирование Исследования Испытания

УДК 621.43:629.113

Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя, работающего под нагрузкой

Канд. техн. наук Л. А. ЗАХАРОВ, Н. Г. МОЗОХИН

Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР,
Горьковский автозавод

РАЗВИТИЕ современных поршневых быстроходных двигателей ставит перед исследователями и конструкторами новые задачи, связанные с совершенствованием рабочих процессов в целом и отдельных систем, с целью повышения мощностных и экономических показателей.

Проведены исследования с целью повышения эффективной мощности V-образного шестицилиндрового двигателя ГАЗ, с сохранением основных конструктивных параметров: диаметра и хода поршня, степени сжатия, диаметра впускных и выпускных клапанов, габаритной высоты двигателя; типов камеры сгорания, карбюратора и воздушного фильтра. Для решения этой задачи применялся метод оценки качества двигателя по коэффициенту наполнения η_V . Исследовался V-образный шестицилиндровый двигатель исходного варианта I.

Коэффициент наполнения оценивался по уравнению

$$\eta_V = \left[1 - \frac{n^2}{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \cdot 30^3} \left(\frac{V_h}{f_{cp}} \right)^2 \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{\mu^2} \left(\frac{\epsilon - \delta}{\epsilon - 1} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{T_o}{T_a} \cdot \frac{\epsilon - \delta}{\epsilon - 1} \nu, \quad (I)$$

где k — показатель адиабаты;

p_0, T_o, V_0 — давление, температура и удельный объем окружающей среды;

V_h — рабочий объем одного цилиндра;

f_{cp} — средняя площадь впускного отверстия;

δ — коэффициент, учитывающий сокращение объема остаточных газов;

T_a — температура газов в цилиндре в конце процесса наполнения.

Уравнение (1) показывает, что на наполнение цилиндров η_V двигателя наибольшее влияние оказывает сопротивление впускной системы μ , степень сжатия ϵ , дозарядка цилиндров ν и число оборотов вала двигателя n .

Мощностные показатели двигателя зависят не только от величины наполнения, но и от эксплуатационных и конструктивных факторов: угла опережения зажигания θ , смесеобразования, характеризуемого скоростью движения горючей смеси в впусканом канале w , состава смеси α , теплового режима двигателя, оцениваемого по температуре отработавших газов $t_{вып}$ и др.

Результаты обработки экспериментальных данных с выявлением перечисленных выше факторов по внешней скоростной характеристике и полностью открытой дроссельной заслонке для взятого двигателя (варианты I и II) приведены в табл. 1. Соответствующие графики изображены на рис. 1.

Анализ полученных кривых показывает, что эффективная мощность двигателя N_e (в %) в зависимости от числа оборотов вала n не удовлетворяет мощностным и экономическим показателям, заданным техническими условиями на всем диапазоне n . При этом на малых числах оборотов ($n=1000$ об/мин) наполнение $\eta_V=0,76$ не достигает максимальной величины вследствие наличия обратного выброса смеси, который под-

тверждается малой скоростью потока горючей смеси ($w=10$ м/с) во впускном трубопроводе. Кроме того, качество приготовления горючей смеси заметно влияет на время сгорания, поскольку мелкие капли топлива, хорошо перемешиваясь с воздухом, равномерно распределяются по объему камеры сгорания и образуют более однородную смесь. По-видимому, одной из причин наилучшего большого угла ($\theta=20^\circ$ п. к. в.) и высокой температуры отработавших газов ($t_{вып}=510^\circ\text{C}$) является образование неоднородной смеси по объему камеры сгорания.

Экспериментальные данные показывают, что величина коэффициента избытка воздуха ($\alpha=0,78$) подтверждает образование

Таблица 1

Параметры	При $n=1000$ об/мин		При $n=3000$ об/мин		При $n=5000$ об/мин	
	I	II	I	II	I	II
η_V	0,76	0,79	0,83	0,92	0,71	0,83
μ	0,53	0,71	0,65	0,81	0,61	0,80
w в м/с	9,8	12,8	32,8	39,0	49,6	60,8
α	0,78	0,85	0,91	0,94	0,92	0,95
θ в град. п. к. в.	19	16	39	36	44	36
N_e в %	21,5	26,5	79,9	88,9	100	123,5

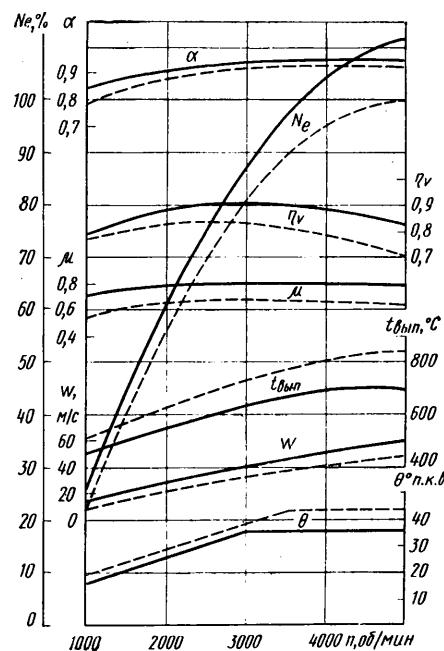


Рис. 1. Влияние элементов впускных систем на массовое наполнение и эффективную мощность карбюраторного V-образного шестицилиндрового двигателя (штриховые линии — вариант I, сплошные — вариант II)

богатой смеси при постоянных условиях на впуске и наивыгоднейшем угле опережения зажигания, а следовательно, и ухудшение экономичности двигателя.

На средних числах оборотов ($n=2500$ об/мин) коэффициент наполнения достигает наибольших значений ($\eta_v=0,83$) за счет сокращения обратного выброса, так как скорость движения горючей смеси во впускном трубопроводе составляет 26 м/с. При этом наличие наивыгоднейшего угла опережения зажигания ($\theta=32^\circ$ п. к. в.), высокой температуры отработавших газов на выпуске ($t_{вып}=680^\circ\text{C}$) и большого сопротивления системы впуска ($\mu=0,62$), полученного в результате продувок на безмоторной установке для среднего подъема впускного клапана, показывает, что двигатель имеет недостаточное наполнение и смесеобразование, а следовательно, и низкие мощностные и экономические показатели.

На больших числах оборотов ($n=5000$ об/мин) наполнение достигает минимальной величины ($\eta_v=0,72$) из-за большого сопротивления системы впуска ($\mu=0,61$) и недостаточной дозарядки цилиндров вследствие небольших скоростей движения ($w=49,6$ м/с) горючей смеси во впускном трубопроводе. Большой наивыгоднейший угол опережения зажигания ($\theta=44^\circ$ п. к. в.) и высокая температура отработавших газов на выпуске ($t_{вып}=830^\circ\text{C}$) около выпускного отверстия подтверждают недостаточное смесеобразование, низкие мощностные и экономические показатели, а также повышенное тепловое состояние двигателя.

Таким образом, анализ полученных экспериментальных данных по изложенной выше методике показывает, что основной путь повышения мощностных и экономических показателей — это совершенствование процесса наполнения за счет уменьшения сопротивления системы впуска, улучшение смесеобразования, увеличение дозарядки цилиндров и понижение теплового состояния двигателя.

С учетом изложенного выше работа по форсировке двигателя была направлена на совершенствование существующей системы впуска двигателя варианта I (штриховые линии), разработанного Горьковским автозаводом. Система впуска варианта I состоит из:

- 1) воздушного фильтра, имеющего внутренний диаметр входного отверстия воздухозаборного патрубка 45 мм (рис. 2, б);
- 2) двухкамерного карбюратора К-126 с параллельным включением камер, диаметром горловины большого диффузора 26 мм (на рис. 2, а показана только крышка карбюратора);
- 3) двухсекционной впускной трубы с центральным расположением карбюратора, имеющей впускные каналы прямоугольного сечения площадью $F_1=1280 \text{ mm}^2$ (рис. 3, а);
- 4) головки цилиндров с прямыми впускными каналами прямоугольного поперечного сечения площадью $F_1=1280 \text{ mm}^2$, внутренним диаметром седла впускного клапана 36 мм, а выпускного клапана — 32 мм (рис. 3, б);
- 5) распределительного вала симметричного профиля с фазой впуска 252° п. к. в.

Экспериментальная система впуска (вариант II, сплошные линии) разработана авторами на безмоторной установке на основе теоретических расчетов и экспериментальных исследований почти всех элементов системы впуска. При этом выпол-

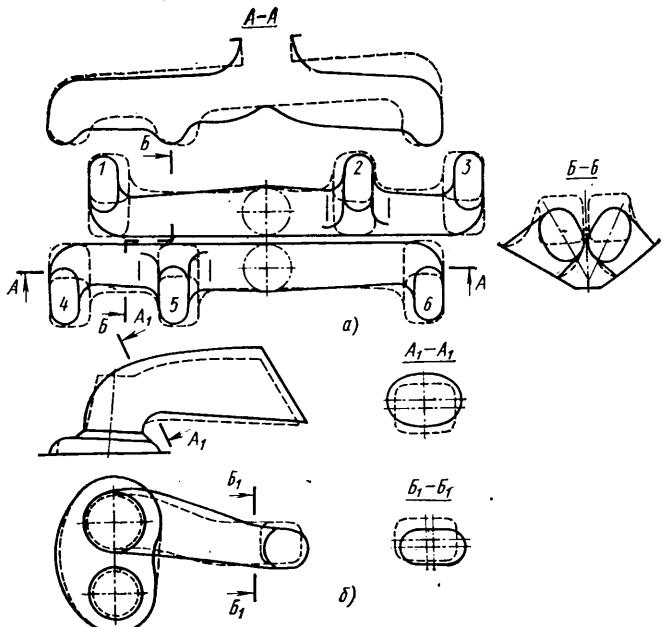


Рис. 3. Двухсекционная впускная труба (а) и головка цилиндров (б)

нялось условие сохранения габаритной высоты двигателя. В результате теоретических и экспериментальных исследований общее увеличение пропускной способности новой системы впуска возросло на 20%. Площадь поперечного сечения впускного канала была уменьшена на 12,8%, что позволило увеличить дозарядку цилиндров двигателя. Улучшение формы камеры сгорания в сочетании с направленным впускным каналом повысило качество смесеобразования. Таким образом, система впуска варианта II состояла из тех же узлов, что и варианта I, с улучшенными характеристиками, найденными с помощью продувок:

1) из воздушного фильтра, отличающегося от варианта I воздухозаборным патрубком с увеличенным до 50 мм диаметром входного отверстия, плавным входом потока воздуха в корпус фильтра перед фильтрующим элементом. В корпус нового фильтра был установлен также спрофилированный совместно с крышкой фильтра насадок, обеспечивающий плавный вход воздуха в карбюратор (рис. 2, б), благодаря этому аэродинамическое сопротивление фильтра снижено на 24%;

2) из экспериментального двухкамерного карбюратора К-126, не имеющего воздушной заслонки. Диаметр входного патрубка увеличен до размеров, обеспечивающих плавный вход воздуха в диффузоры карбюратора, а диаметр горловины большого диффузора увеличен до 27 мм (рис. 2, а). Сопротивление карбюратора в такой комплектности было на 11% меньше аэродинамического;

3) из двухсекционной впускной трубы с центральным расположением карбюратора и впускными каналами определенной формы, обеспечивающими безотрывное движение потока горючей смеси от стенок на поворотах и с постепенным изменением формы поперечного сечения каналов от круглого диаметром 38 мм и площадью $F_{11}=1134 \text{ mm}^2$ до овального той же площади (рис. 3, а);

4) из головки цилиндров с направленными впускными каналами, обеспечивающими вихревое движение в цилиндре. Каналы в головке плавно изменяли форму поперечного сечения от овального площадью $F_{11}=1134 \text{ mm}^2$ до круглого выхода в цилиндр диаметром 37 мм. Внутренний диаметр седла впускного клапана составлял 37 мм, а выпускного клапана 33 мм. Впускная труба и головка цилиндров имели уменьшенное на 19% гидравлическое сопротивление.

Подробное исследование по уменьшению гидравлического сопротивления элементов системы впуска и влияние их на общее сопротивление впускной системы опубликовано в работах [2 и 3].

С каждого из перечисленных выше элементов впускной системы варианта II были сняты внешние скоростные характеристики на мощностном составе смеси и регулировочные характеристики по составу смеси.

Все сравнения выполнены с системой впуска варианта I, причем на рис. 1 показаны только системы впуска вариантов I и II, так как показатели, полученные с последовательной установкой измененных элементов (табл. 2) системы впуска варианта II размещались на поле между этими кривыми.

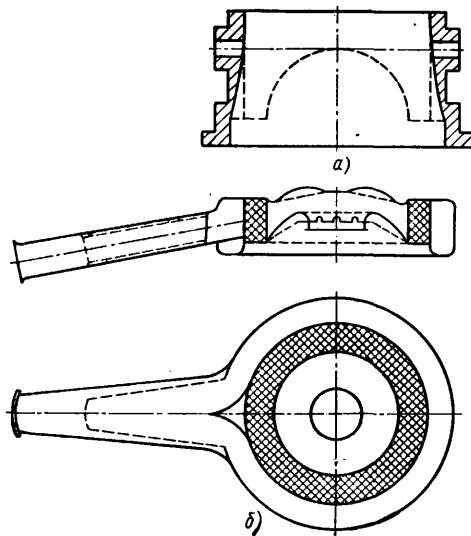


Рис. 2. Крышка карбюратора (а) и воздушный фильтр двигателя (б)

Таблица 2

Система впуска V-образного шестицилиндрового двигателя	При $n=1000$ об/мин		При $n=3000$ об/мин		При $n=5000$ об/мин	
	G в мг·цикл/л	η_V	G в мг·цикл/л	η_V	G в мг·цикл/л	η_V
Исходная варианта I в сборе	944	0,760	1024	0,830	843	0,710
Установка воздушно- го фильтра варианта II	953	0,767	1043	0,845	841	0,727
Установка карбюра- тора К-126 варианта II	959	0,772	1056	0,856	876	0,742
Установка впускной трубы и головки ци- линдров варианта II . .	990	0,797	1105	0,896	1001	0,805
Установка распреде- лительного вала с фа- зами впуска 268° пово- рота коленчатого вала	994	0,798	1122	0,920	1032	0,830

Анализ полученных материалов свидетельствует о том, что все введенные мероприятия способствовали уменьшению общего сопротивления впускной системы и положительно сказались на показателях двигателя. Уменьшение на 12,8% площади поперечного сечения впускных каналов, повышение коэффициента расхода до $\mu=0,71$, улучшение качества смесеобразования за счет увеличения скорости движения потока горючей смеси ($w=12,8$ м/с) во впусканом трубопроводе, повышение вихреобразования в цилиндре привело к уменьшению угла опережения зажигания до 16° п. к. в. и позволило на малых числах оборотов коленчатого вала ($n=1000$ об/мин) увеличить коэффициент наполнения до 0,79 и повысить на 5% мощность двигателя.

На средних числах оборотов ($n=3000$ об/мин) коэффициент наполнения достиг максимальной величины ($\eta_V=0,92$) за счет повышения коэффициента расхода ($\mu=0,81$), увеличения дозировки цилиндров ($w=32,8$ м/с) и лучшего качества смесеобразования ($\theta=36^\circ$ п. к. в.), что позволило повысить мощность двигателя на 9%.

На больших числах оборотов ($n=5000$ об/мин) коэффициент наполнения составил 0,83 за счет уменьшения на 33% сопротивления системы впуска, за счет лучшего качества смесеобразования путем повышения скорости потока горючей смеси до 60,8 м/с. Создание вихреобразования в цилиндре обеспечило уменьшение угла опережения зажигания до $\theta=36^\circ$ п. к. в., позволило повысить на 19% мощность и улучшить на 3% экономичность двигателя.

Применение распределительного вала с несимметричным профилем кулачка и фазой впуска 268° поворота коленчатого вала дополнительно повысило номинальную мощность двигателя на 4% без снижения мощности на малых оборотах.

В результате высокого форсирования двигателя большой интерес представляет тепловой баланс, который позволяет установить причины ухудшения теплоиспользования в двигателе и затем наметить наиболее рациональные средства для устранения этих причин. Помимо этого, определяя количественно потери теплоты в охлаждающую среду, тепловой баланс дает основание для более правильного выбора элементов охлаждающей системы.

Использование тепла оценивалось по уравнению

$$Q = Q_e + Q_{v.p} + Q_{ox} + Q_{o.g} + Q_{x.h} + Q_{ost} \text{ кДж.} \quad (2)$$

В отличие от обычных уравнений теплового баланса уравнение (2) содержит дополнительный член $Q_{v.p}$, учитывающий механические потери. Поэтому составляющие величин выражения (2) определяются несколько иначе.

Теплота израсходованного топлива G_t в час при низшей теплотворности топлива h_u

$$Q = G_t h_u \text{ кДж/ч.} \quad (3)$$

Теплота, эквивалентная полезной эффективной работе двигателя,

$$Q_e = 2646 N_e \text{ кДж/ч.} \quad (4)$$

Теплота, эквивалентная работе, затрачиваемой на преодоление внутренних потерь и на привод вспомогательных механизмов,

$$Q_{v.p} = 2646 N_{v.p} \text{ кДж/ч,} \quad (5)$$

где $N_{v.p}$ — мощность внутренних потерь по внешней скоростной характеристике при полном открытии дроссельной заслонки, без подачи топлива, в л. с.

Теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой,

$$Q_{ox} = M_{ox} C (t_{вых} - t_{вх}) - Q'_{ox} \text{ кДж/ч,} \quad (6)$$

где M_{ox} — массовый расход охладителя через систему в кг/ч; $t_{вх}$, $t_{вых}$ — соответственно температуры жидкостей, входящей в двигатель и выходящей из него, в °C;

C — теплопроводность охлаждающей жидкости в кДж/кг·град;

Q'_{ox} — теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой при прокручивании вала двигателя, в кДж/ч.

Теплота, уносимая с выпускными газами,

$$Q_{o.g} = (M_t + M_b) C_p (t_{пр.ср} - t_{г.с}) - Q_b \text{ кДж/ч,} \quad (7)$$

где M_t , M_b — соответственно часовой расход топлива и воздуха в кг;

C_p — теплопроводность отработавших газов в кДж/кг·град;

$t_{пр.ср}$ — температура выпускных газов в выпускном трубопроводе около клапана в °C;

$t_{г.с}$ — температура горючей смеси около впускного клапана в °C;

Q_b — теплота, уносимая с выпускным воздухом при прокручивании вала двигателя, в кДж/ч.

Теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания, определялась при соответствующем коэффициенте избытка воздуха η_V по формуле

$$Q_{x.h} = 4,187 h_u G_t (1 - a) \text{ кДж/ч.} \quad (8)$$

Теплота, отводимая с маслом, теряемая вследствие излучения внешними поверхностями двигателя и его агрегатов, а также неучтенные потери теплоты

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{v.p} + Q_{ox} + Q_{o.g} + Q_{x.h} + Q_m) \text{ кДж/ч,} \quad (9)$$

где Q_m — теплота, идущая в масло при прокручивании вала двигателя, в кДж/ч.

Для анализа более удобно выражать тепловой баланс не в абсолютных величинах, а в процентах. Тогда

$$q_e + q_{v.p} + q_{ox} + q_{o.g} + q_{x.h} + q_{ост} = 100\%. \quad (10)$$

При таком выражении каждое слагаемое в левой части уравнения представляет собой количество теплоты в процентах по отношению ко всей теплоте Q .

Таблица 3

Параметры в %	При $n=1000$ об/мин		При $n=3000$ об/мин		При $n=5000$ об/мин	
	I	II	I	II	I	II
q_e	25,9	27,8	27,7	28,7	25,1	28,3
$q_{v.p}$	4,7	4,4	5,6	5,6	9,5	8,7
q_{ox}	25,8	28,0	18,2	21,8	15,1	18,8
$q_{o.g}$	19,5	19,0	26,0	25,7	28,7	26,8
$q_{x.h}$	13,2	12,2	10,6	7,3	8,6	6,2
$q_{ост}$	10,8	8,6	11,9	10,9	13,0	11,2
Σq	100	100	100	100	100	100

Обработка экспериментальных данных с выявлением теплового баланса V-образного шестицилиндрового двигателя варианта I (табл. 3) позволила построить графики, приведенные на рис. 4.

Анализ полученных кривых для отдельных составляющих теплового баланса двигателя показывает, что большую часть теплоты, введенной в двигатель, составляют тепловые потери — в основном теплота, эквивалентная потерям теплоты, уносимая

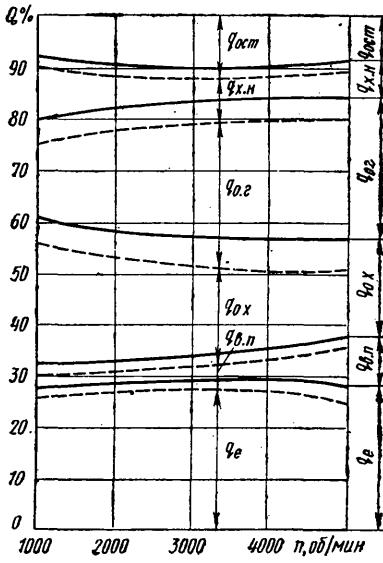


Рис. 4. Тепловой баланс Q карбюраторного V-образного шестицилиндрового двигателя при полной нагрузке и разных числах оборотов

мой с выпускными газами и охладителем.

Потери в охлаждающую среду при малых числах оборотов наибольшие, так как время соприкосновения горячих газов с более холодными стенками цилиндров — наибольшее. По мере увеличения числа оборотов вала двигателя теплоотдача в стенки уменьшается, достигая минимума на больших числах оборотов. Для уменьшения тепловых потерь в охладитель необходимо улучшить наполнение и смесеобразование с целью уменьшения времени на сгорание. В этом случае удельная поверхность цилиндра уменьшается. Поэтому доля теплоты, отводимая охладителем, должна понизиться несмотря на повышение абсолютной величины теплового потока.

Тепловые потери с выпускными газами на малых числах оборотов минимальные, так как время, отводимое на сгорание, наибольшее, а удельная площадь соприкосновения горячих газов со стенками цилиндров наименьшая. При увеличении числа оборотов коленчатого вала двигателя тепловые потери возрастают и достигают максимума на больших числах оборотов вследствие увеличения удельной площади цилиндра и уменьшения времени на соприкосновение горячих газов со стенками цилиндра. Поэтому к моменту открытия выпускного отверстия отработавшие газы оказываются более горячими.

По-видимому, с целью снижения тепловых потерь необходимо улучшить наполнение и смесеобразование, а также уменьшить время сгорания рабочей смеси в цилиндрах двигателя.

Таким образом, анализ теплового баланса двигателя по изложенной выше методике показывает, что основной путь повышения мощностных показателей — это совершенствование процесса наполнения за счет уменьшения сопротивления системы впуска и улучшение смесеобразования.

Результаты сопоставления систем впуска вариантов I и II по внешним скоростным характеристикам, по характеристикам внутренних потерь и по регулировочным характеристикам двигателя, с подсчетом теплового баланса в каждом отдельном случае, даны в табл. 3 и представлены в виде графиков на рис. 4. Анализ их показывает, что удалось значительно уменьшить сумму тепловых потерь двигателя варианта II. Так, на малых числах оборотов вала уменьшение составило 7%, на средних — 10% и на больших — 24%. Вследствие этого количество тепла, превращаемое в эффективную работу, возросло на малых числах оборотов на 5%, на средних — на 9% и на больших — на 23,5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1969.
2. Захаров Л. А. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.
3. Захаров Л. А. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.

УДК 621.43-4:629.113

Особенности смесеобразования в переходных процессах двигателя, оборудованного ограничителем разрежения

Канд. техн. наук В. М. АРХАНГЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук Н. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР,

В. И. ГРОДЗЕНСКИЙ, В. В. ПЕРЕКАТОВ, С. С. ЭПШТЕИН

Московский автомобильно-дорожный институт,
Московский карбюраторный завод

ПРИМЕНЕНИЕ ограничителя разрежения улучшает технико-экономические и токсические характеристики автомобильных карбюраторных двигателей [1]. Впуск воздуха ограничителем разрежения во впускной трубопровод двигателя, переведенного на режим принудительного холостого хода, вызывает определенные особенности в протекании переходных процессов при смене режимов работы [2 и 3].

Важное значение в качественных и количественных характеристиках этих переходных процессов имеет площадь отверстия, открываемого клапаном сработавшего ограничителя разрежения. При данном числе оборотов и данном быстродействии клапана именно площадь отверстия определяет величину снижения разрежения во впускном трубопроводе непосредственно после срабатывания ограничителя, а также изменения величины разрежения по мере изменения скоростного режима принудительного холостого хода. Величина регулируемого разрежения должна максимально снижать токсичность отработавших газов и унос картерного масла, минимально уменьшать тормозные свойства двигателя и обеспечивать надежное переобеднение смеси, поступающей в цилиндры двигателя на режиме принудительного холостого хода. При расположении ограничителя разрежения в приставке под карбюратором необходимо также учитывать величину возможного самопроизвольного возрастания оборотов двигателя, отсоединенного от трансмиссии [2].

Проведенные ранее исследования показали, что работа двигателя, оборудованного ограничителем разрежения при его переходе в режим принудительного холостого хода, определяется топливной пленкой, остающейся во впускном трубопроводе от предшествующего нагрузочного режима [2]. Воздух, поступающий через ограничитель разрежения, увлекает в цилиндры топливную пленку, смешивается с ней и образует горючую смесь, обуславливающую развитие двигателем индикаторного момента M_i при закрытых дроссельных заслонках карбюратора. Если при этом двигатель отсоединен от трансмиссии (выключением сцепления или переводом рычага коробки переключения передач в нейтральное положение), а индикаторный момент, развиваемый двигателем, превышает момент внутренних потерь M_t , скорость вращения вала двигателя будет возрастать. Очевидно, что рост оборотов прекратится (т. е. двигатель достигнет максимальных оборотов) в тот момент, когда развиваемый двигателем индикаторный момент станет равным моменту его внутренних потерь. Это условие будет достигнуто при таком числе оборотов двигателя с ограничителем разрежения, при котором разрежение во впускном трубопроводе во время самопроизвольного повышения оборотов ($\Delta p_{k \text{ o.p.}}$) станет равным разрежению во впус-

ном трубопроводе двигателя на режиме самостоятельного холостого хода ($\Delta p_{k \text{ с.х.х.}}$).

На рис. 1 это состояние для двигателя ЗИЛ-130, оборудованного ограничителем разрежения МКЗ, имеющим площадь открываемого клапаном отверстия 600 mm^2 , определяет точка A, являющаяся пересечением кривой 1, полученной при прокручивании двигателя, оборудованного стандартным ограничителем разрежения, с кривой $\Delta p_{k \text{ с.х.х.}}$, полученной при снятии характеристики самостоятельного холостого хода. Из рисунка видно, что определяемое точкой A теоретически максимально-возможное значение самопроизвольно возросших оборотов составляет 3650 в минуту.

Такое же значение предельных оборотов дает и положение точки B, полученной пересечением кривой M_i с кривой M_t . При этом кривая M_t получена при прокручивании двигателя, оборудованного ограничителем разрежения, а кривая M_i — суммированием значений эффективного момента M_e и момента внутренних потерь M_t . Значения эффективного момента для построения кривой M_e получены из нагрузочных характеристик при разрежениях, равных разрежениям, взятым по кривой Δp_k (кривая 1) при соответствующих оборотах.

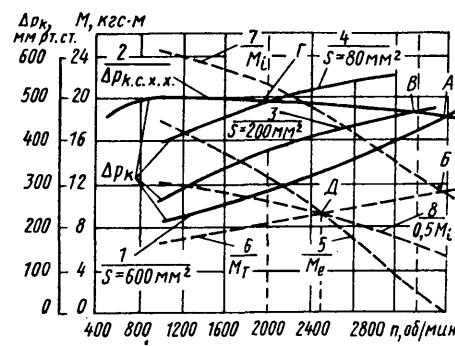


Рис. 1. Определение максимальных чисел оборотов, развиваемых двигателем ЗИЛ-130, вследствие работы ограничителя разрежения:
 1 — принудительный холостой ход при ограничителе разрежения с отверстием клапана площадью 600 mm^2 ; 2 — самостоятельный холостой ход; 3 — принудительный холостой ход при ограничителе разрежения с отверстием площадью 200 mm^2 ; 4 — то же, с отверстием площадью 80 mm^2 ; 5 — эффективный момент из нагрузочных характеристик при Δp_k взятых по кривой 1; 6 — момент внутренних потерь с прикрытыми дроссельными заслонками и стандартным ограничителем разрежения; 7 — индикаторный момент, равный сумме моментов M_e (кривая 5) и M_t (кривая 6); 8 — индикаторный момент, равный половине индикаторного момента по кривой 7.

Кроме того, рис. 1 показывает, что уменьшение площади отверстия, открываемого клапаном ограничителя разрежения, снижает максимально возможное возрастание оборотов двигателя (точки B и G пересечения кривой 2 с кривыми 3 и 4). Кривые 3 и 4 получены прокручиванием двигателя ЗИЛ-130 при уменьшенной до 200 и 80 мм^2 площади клапана ограничителя разрежения.

Сказанное выше свидетельствует о том, что максимально возможные обороты, которые теоретически может развить двигатель ЗИЛ-130 вследствие влияния ограничителя разрежения, с площадью открываемого отверстия до 600 мм^2 , не опасны для моторесурса двигателя. Однако проведенные ранее исследования показали, что максимальное самопроизвольное возрастание числа оборотов двигателя ЗИЛ-130 практически не превышало 2600 в минуту [2]. Причем это максимальное значение было достигнуто только путем искусственного увеличения пленкообразования во впускном трубопроводе за счет обогащения регулировки карбюратора, снижения температурного режима работы двигателя и т. п.

В связи с этим Проблемной лабораторией транспортных двигателей МАДИ совместно с Московским карбюраторным заводом было проведено экспериментальное исследование с целью определения практически достижимого самопроизвольного увеличения числа оборотов двигателя ЗИЛ-130 при значительных количествах топливной пленки во впусканом трубопроводе. Для этого была создана экспериментальная установка, автоматически обеспечивающая следующую последовательность дополнительных управляющих операций с двигателем, работающим на исследуемом режиме:

- 1) прикрытие дроссельных заслонок до положения малых оборотов самостоятельного холостого хода за 0,1 с (для перевода двигателя в принудительный холостой ход);
- 2) выключение сцепления за 0,04 с после окончания прикрытия дроссельных заслонок;
- 3) подачу нераспыленного топлива в каждый из ярусов впускного трубопровода (под смесительные камеры карбюратора) после прикрытия дроссельных заслонок и до открытия клапана ограничителя разрежения.

В качестве исходных режимов использовались установившиеся режимы самостоятельного холостого хода (полное отсутствие топливной пленки) и полной мощности (максимальное количество топливной пленки во впусканом трубопроводе), при исходных скоростных режимах 1000, 1200, 1600, 2000, 2400, 2800 и 3000 об/мин. Количество топлива, подаваемого в каждый ярус впускного трубопровода, изменялось от 1,5 до 180 г, т. е. от 3 до 360 г в целом на двигатель. При экспериментах с помощью светолучевого осциллографа фиксировались изменения числа оборотов двигателя, разрежения во впусканом трубопроводе, положение оси дроссельных заслонок карбюратора и оси вилки выключения сцепления, а также проводилось индицирование цилиндров с записью индикаторных диаграмм.

На рис. 2 показан характер изменения параметров двигателя в исследуемых переходных процессах. Исходный режим характеризуется исходным числом оборотов $n_{\text{исх}}$, исходным положением оси дроссельных заслонок и исходным значением разрежения во впусканом трубопроводе $\Delta p_{\text{исх}}$. В момент времени t_0 , являющийся началом отсчета времени, во впусканом трубопроводе подается дополнительное топливо, при положении дроссельных заслонок, соответствующем минимальным оборотам самостоятельного холостого хода. Одновременно выключается сцепление. Вследствие роста разрежения срабатывает ограничитель разрежения и впускает во впусканый

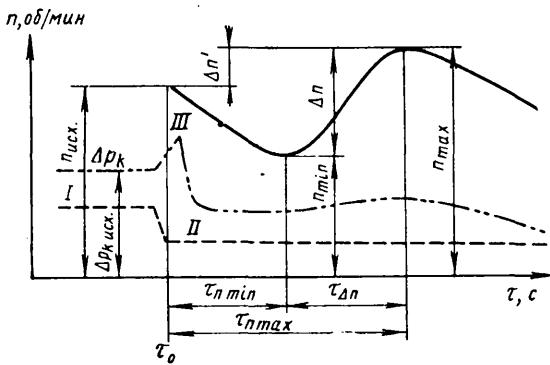


Рис. 2. Параметры переходных процессов двигателя, отсекающиеся от трансмиссии и переведенного из нагруженного режима в режим регулируемого принудительного холостого хода:

I — дроссельная заслонка полностью открыта; II — дроссельная заслонка закрыта; III — момент срабатывания ограничителя разрежения

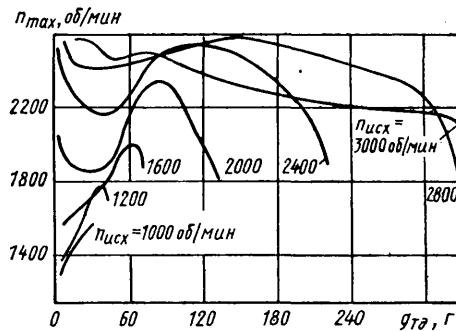


Рис. 3. Зависимость максимальных оборотов, развиваемых двигателем, переведенным в режим принудительного холостого хода, от количества поданного дополнительного топлива при различных числах оборотов исходного режима

трубопровод воздуха, который увлекает в цилиндры дополнительно поданное топливо.

Анализ физических явлений, происходящих в двигателе, показывает, что сначала в цилиндре поступает переобогащенная смесь, процессы сгорания отсутствуют и обороты двигателя снижаются до своего минимального значения n_{\min} за период времени $\tau_{n \min}$. К этому времени, вследствие удаления части топлива, горючая смесь, поступающая в цилиндр, обедняется до пределов воспламеняемости, двигатель начинает развивать индикаторный момент, обеспечивающий возрастание числа оборотов на величину Δn за период времени $\tau_{\Delta n}$. Индицирование показывает, что в момент прекращения процессов сгорания двигатель работает практически на максимальнодостигнутых оборотах n_{\max} при общей длительности переходного процесса $\tau_{n \max} = \tau_{n \min} + \tau_{\Delta n}$. Затем обороты двигателя снижаются при замедлении, определяемом только моментом внутренних потерь.

Количество топливной пленки, реализованной в процессе повышения оборотов за время $\tau_{\Delta n}$, определялось по формуле, приведенной в работе [2].

Обработка результатов экспериментов показала (рис. 3), что максимально достигнутые при самопроизвольном повышении обороты двигателя составляют ~2600 в минуту в переходном процессе с $n_{\text{исх}}=2800$ об/мин и при подаче во впусканый трубопровод 150 г топлива. При этом превышение максимальных оборотов над исходными ($\Delta n'$ на рис. 2) достигается только при исходных оборотах, равных 2400 в минуту и ниже.

Расчеты количества топлива, реализованного в процессе повышения оборотов, показывают, что максимальное количество топлива, равное ~5 г, реализуется в переходном процессе с $n_{\text{исх}}=2800$ об/мин и при подаче в двигатель 230 г топлива.

Анализ кривых изменения параметров переходных процессов с $n_{\text{исх}}=2800$ об/мин и при различных количествах подаваемого топлива (рис. 4) показывает, что основное количество топлива, поданного при экспериментах во впусканый трубопровод, удаляется из двигателя в процессе снижения оборотов от исходных $n_{\text{исх}}$ до оборотов начала разгона двигателя n_{\min} за сравнительно малый промежуток времени. Так, при подаче в двигатель 230 г топлива ~225 г удаляются за 3 с в процессе снижения числа оборотов от 2800 до 1400 в минуту, а реализация оставшихся 5 г длится ~2,0 с в процессе разгона двигателя от 1400 до 2500 об/мин.

Аналогичное явление происходит при любом количестве дополнительно подаваемого топлива, при всех исходных скоростных режимах и независимо от исходного положения дроссельных заслонок.

Это позволяет утверждать, что во время работы двигателя впусканый трубопровод удерживает в себе определенное количество топливной пленки, не превышающее некоторого предельного значения, составляющего, например, для исследо-

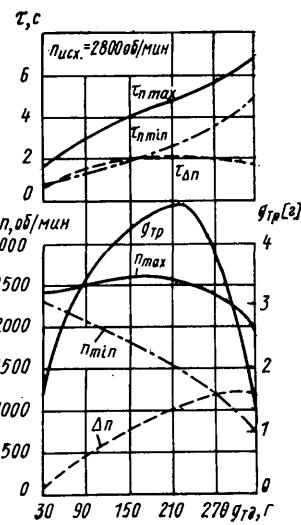


Рис. 4. Изменение параметров переходных процессов при исходном числе оборотов 2800 в минуту и различных количествах дополнительного поданного топлива

дуемого двигателя ~ 5 г. Поступление в цилиндры смеси, находящейся в пределах воспламеняемости, возможно только при нахождении во впускном трубопроводе топливной пленки, в количестве меньшем предельного. Если по каким-либо причинам во впускном трубопроводе окажется топливной пленки больше предельного количества, то излишек будет удален из двигателя относительно быстро при поступлении в цилиндры переобогащенной, невоспламеняющейся смеси.

Ограничение количества топливной пленки, которое может практически находиться во впускном трубопроводе работающего двигателя, является одной из причин того, что реально достигаемое возрастание числа оборотов в большинстве случаев значительно ниже не только теоретически возможного (3650 об/мин), но и максимального, практически достигнутого значения (2600 об/мин). Действительно, расчет показывает, что при теплотворной способности бензина 10 500 ккал/кг и значении индикаторного к.п.д. $\eta_i = 0,3$, только на приращение кинетической энергии подвижных деталей двигателя ЗИЛ-130 при разгоне от 1000 до 3650 об/мин требуется реализовать 5 г топлива, т. е. все топливо, которое максимально может быть реализовано. Для примера укажем, что на работу по преодолению сил трения при разгоне двигателя ЗИЛ-130 в том же скоростном диапазоне со средним ускорением 63 с^{-2} потребуется реализация еще ~ 8 г топлива. Таким образом, вследствие первой причины увеличение числа оборотов прекращается из-за полного израсходования топливной пленки при постепенном переобеднении состава смеси, поступающей в цилиндры двигателя.

Полученные в результате экспериментов данные о величине возрастания оборотов и времени этого возрастания, а также наличие зависимости внутренних потерь двигателя от оборотов, позволяют рассчитать средние значения индикаторного момента, развиваемого двигателем в процессе самопроизвольного повышения оборотов.

Расчеты показывают, что фактически развиваемый двигателем индикаторный момент составляет от 40 до 60% индикаторного момента двигателя, работающего по нагрузочной характеристике при тех же значениях оборотов и разрежений. Это, очевидно, определяется различием в составах смеси, поступающей в цилиндры двигателя. Естественно, что чем ниже фактически развиваемый индикаторный момент в процессе самопроизвольного повышения оборотов, тем при меньших числах оборотов он сравняется с моментом внутренних потерь, вследствие чего прекратится возрастание числа оборотов двигателя. Так, если индикаторный момент, фактически развиваемый двигателем в процессе самопроизвольного повышения оборотов, будет составлять половину индикаторного момента, развиваемого двигателем при работе по нагрузочной характеристике (рис. 1, кривая 8), рост оборотов прекратится по достижении 2500 об/мин (точка Д пересечения кривых 8 и 6 на рис. 1).

Таким образом, второй причиной, ограничивающей величину самопроизвольного возрастания числа оборотов двигателя, является относительно низкий индикаторный момент, фактически развиваемый двигателем в исследуемых переходных процессах. В этом случае увеличение числа оборотов прекращается из-за того, что значение индикаторного момен-

та сравнивается с моментом внутренних потерь двигателя продолжающего получать в цилиндры смесь, находящуюся в пределах воспламеняемости.

При анализе самопроизвольного повышения оборотов следует также учитывать, что в рассматриваемых переходных процессах по мере роста оборотов двигателя возрастает разрежение во впускном трубопроводе. Это способствует быстрому испарению и ускоренному израсходованию пленки.

Для оценки влияния разрежения на образование пленки были проведены эксперименты со специально изготовленным впускным трубопроводом двигателя ЗИЛ-130, имеющим прозрачную верхнюю стенку. Эксперименты показали, что при увеличении разрежения во впускном трубопроводе до 100–120 мм рт. ст. количество пленки, текущей по стенкам, резко уменьшается, а при достижении разрежений порядка 300 мм рт. ст. пленка практически отсутствует.

Наблюдения через прозрачную стенку впускного трубопровода позволили также установить, что хотя при переводе в принудительный холостой ход двигателя, работающего при полном открытии дроссельных заслонок, и числе оборотов более 2400 в минуту, самопроизвольного повышения оборотов не происходит, пленки на исходном режиме достаточно много. Это является следствием того, что высокое разрежение (более 300 мм рт. ст.) обуславливает столь интенсивное испарение пленки топлива, что в течение всего переходного процесса в цилиндры двигателя поступает переобогащенная невоспламеняющаяся смесь.

Следовательно, третьей, и основной причиной того, что максимальные обороты, практические полученные при экспериментах, не превышают 2600 в минуту, является высокое (более 300 мм рт. ст.) разрежение, образующееся во впускном трубопроводе по мере роста оборотов двигателя. В результате этой причины рост числа оборотов прекращается или вообще не возникает из-за высокого разрежения во впусканом трубопроводе, обуславливающего интенсивное испарение топливной пленки и поступление в цилиндры двигателя переобогащенной смеси.

Проведенными исследованиями выявлены особенности смесеобразования в переходных процессах карбюраторного двигателя, переведенного в регулируемый режим принудительного холостого хода. Установлены основные причины, ограничивающие величину возрастания оборотов двигателя, отсекающие его от трансмиссии, вследствие влияния работы ограничителя разрежения. Показано, что величина повышения оборотов зависит от площади отверстия, открываемого клапаном ограничителя и при площади отверстия менее 600 mm^2 не может представлять опасности для моторесурса двигателя ЗИЛ-130.

ЛИТЕРАТУРА

1. Озерский А. С. Условия и результаты применения на автомобильных карбюраторных двигателях системы регулятор разрежения — экономайзер холостого хода. Труды ЦНИИА, вып. 43, 1969.

2. Архангельский В. М., Дербартендер Н. Д., Эпштейн С. С. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 8.

3. Архангельский В. М., Дербартендер Н. Д., Эпштейн С. С. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

УДК 629.113-578

Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокоуглеродистого легированного чугуна

В. В. ЗЕЛЕНОВ, канд. техн. наук В. И. КАНТОРОВИЧ, М. И. КИРИЛЛОВ,
В. М. КРОТОВ, Г. А. НИКОЛАЕВ, И. В. ЧАЙКОВСКИЙ, канд. техн. наук А. Д. ШЕРМАН

Ярославский моторный завод, НИИАМТ

НАЖИМНЫЕ диски сцепления, выпускаемые Ярославским моторным заводом с двигателями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 для большегрузных автомобилей МАЗ и КрАЗ, работают в условиях значительных температурных напряжений.

В процессе работы диски сцепления и маховик подвергаются чередующимся воздействиям нагревов при пробуксовке сцепления во время торможения автомобиля с места и переключении передач, а также охлаждению при движении автомобиля на постоянной передаче. Многократное воздействие циклических тепловых нагрузок вызывает образование на дисках и маховиках усталостных термических трещин и коробление. Иногда развитие трещин ведет к разрушению детали.

Назначение детали, условия работы и характер нарушения работоспособности обуславливают ряд специфических требований к материалу. Чугун для дисков сцепления и маховиков

должен обладать повышенной устойчивостью к короблению и термическому растрескиванию в условиях эксплуатации, иметь достаточно высокие прочностные характеристики, обладать хорошей обрабатываемостью, при работе диска из чугуна в паре с фрикционной накладкой должен быть достаточный момент трения.

В автомобилестроении для дисков сцепления и маховиков обычно применяется среднеуглеродистый низколегированный чугун. Структура такого чугуна в деталях — перлит, отдельные включения фосфидной эвтектики, пластинчатый неориентированный графит с размерами включений Гд 4—Гд 6 (ГОСТ 3443—57). За рубежом применяют чугун такого же типа. Некоторые фирмы используют чугун с несколько повышенным (3,5—3,6%) содержанием углерода. Фирма Форд для дисков сцепления применяет чугун, легированный дополнительно до

0,45% молибдена и до 1,3% никеля, а фирма Рио (Италия) — соответственно до 0,02% молибдена и 1,15% никеля.

С увеличением мощности двигателей возникает необходимость выбора для дисков сцепления и маховиков нового материала, обладающего достаточно высокими термической стойкостью и сопротивлением короблению.

Разработан чугун [1—4], отличающийся повышенной термической стойкостью наряду с хорошими механическими свойствами и фрикционной теплостойкостью. Термическая стойкость чугуна обеспечивается за счет большого количества в его структуре крупных (Гд 7—Гд 8) включений пластинчатого графита при содержании 3,7—4,0% углерода и 1,5—1,8% кремния.

Уменьшение чувствительности высокоуглеродистого чугуна к термической усталости объясняется следующим. Чугун — специфический материал. Его металлическая основа прорезана графитовыми включениями, которые, обладая по сравнению с металлической основой несоизмеримо малыми механическими свойствами, могут считаться полостями в матрице чугуна. Полость является концентратором напряжений, играет роль надреза. Поэтому термоусталостные трещины в чугуне образуются только у концов графитовых включений. Но, с другой стороны, графитовые включения расщепляют металлическую основу на отдельные ячейки. Абсолютная величина теплового расширения небольшого участка металлической основы невелика, и графитовые включения, являясь термокомпенсационным зазором, позволяют исключить при нагреве большие деформации, приводящие к возникновению напряжений. Поэтому чем больше в чугуне графитовых включений и чем они крупнее, тем при большей амплитуде и через большее число циклов термических нагрузок наступит усталость чугуна.

Увеличение количества пластинчатого графита снижает модуль упругости чугуна, в связи с чем уменьшается также величина возникающих при термоциклировании напряжений. Кроме того, как известно [5], высокоуглеродистый чугун с крупными включениями графита имеет повышенную теплопроводность, что также оказывает благоприятное влияние на его сопротивление термической усталости.

Однако в процессе работы диски сцепления и маховики испытывают, кроме термических, значительные механические нагрузки. Поэтому материал должен обладать необходимой прочностью. Увеличение же количества и размеров включений пластинчатого графита приводит к существенному снижению прочности. Это обстоятельство обуславливает необходимость эффективного легирования металлической основы с целью компенсации снижения прочности чугуна при увеличении содержания углерода.

На основании анализа многочисленных литературных данных о влиянии легирующих элементов на свойства чугуна после экспериментальной проверки авторами выбрано комплексное легирование 0,3—0,4% хрома, 0,4—0,6% молибдена и 0,9—1,0% меди. Указанное легирование обеспечивает прочность при растяжении чугуна, содержащего 3,7—4,0% углерода, не ниже 21 кгс/мм².

При выборе легирующих элементов учтено также положительное влияние молибдена и меди на сопротивление чугуна термической усталости [6], теплостойкость [7] и износостойкость [8]. Медь, кроме того, оказывает графитизирующее влияние при кристаллизации, способствующее получению большого количества графитовых включений. Трещины развиваются по зерну, приостанавливаясь у его границ. Легирование медью, хромом и молибденом способствует измельчению эвтектического зерна и, следовательно, увеличению притяженности границ и замедлению развития трещин.

Следующим этапом работы было испытание деталей из этого чугуна. Испытания были проведены на маховиках и нажимных дисках двухдискового сцепления двигателя ЯМЗ-238. В табл. 1 приведен химический состав испытанных чугунов.

Таблица 1

Химические элементы	Содержание химических элементов в % в чугуне	
	среднеуглеродистом	высокоуглеродистом
C	3,2—3,5	4,05
Si	2,5	1,80
Mn	0,6—0,8	0,77
P	0,2	0,20
S	0,12	0,12
Cr	0,45	0,33
Ni	0,12	—
Mo	—	0,45
Cu	0,15—0,4	1,0
Ti	0,03—0,08	—

В основу методики испытаний заложен принцип сравнения свойств материалов нажимных дисков сцеплений и маховиков при максимально-напряженном тепловом режиме работы. Такой режим обеспечивался при работе сцепления на инерционном стенде, работающем в режиме торможения. На основании опыта эксплуатации, стендовых испытаний и сопоставимых характеристик дефектов нажимных дисков и маховиков, а также измеренных температур была выбрана величина максимального возможной работы буксования за одно включение 53 000 кгс·м и периодичность между включениями 60 с.

Режим испытаний приведен в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	Режим	
	притирки	испытаний
Работа буксования за одно включение в кгс·м	39 000	53 000
Удельная работа буксования за одно включение в кгс·м/см ²	11,4	15,6
Число оборотов маховика в минуту, соответствующее:		
началу буксования	1 050	1 260
концу буксования	750	690
Периодичность включений в с	60	60
Число включений:		
для маховиков	250	6 000
для нажимных дисков	250	3 000

При таком режиме испытаний, осуществляемом автоматикой стенда на заданное число включений, температура нажимного диска, измеряемая при помощи хромель-копелевой термопары на глубине 0,8 мм от поверхности трения, достигала 200—225°C.

Качество нажимных дисков сцепления оценивали по состоянию поверхностей трения, величине коробления и износу накладок. Кроме того, фиксировали величины максимальных средних температур и стабильность коэффициента трения.

Объем испытаний составлял 6000 включений с двукратной заменой нажимных дисков и с трехкратной заменой накладок ведомых дисков сцепления. При принятом режиме испытаний накладки полностью изнашивались за 1500—2000 включений. Испытаниям подвергались по три маховика и по шесть нажимных дисков из чугунов каждого вида в сцеплении ЯМЗ-238 с серийными шакладками из материала 2-540-65(20).

Проведенная работа показала, что величина износа применяемых накладок не зависит от материала испытуемых нажимных дисков и маховиков, хотя у нажимных дисков из высокоуглеродистого чугуна температура на 20—30°C выше (рис. 1, сплошная линия), чем у дисков из среднеуглеродистого чугуна (штриховая линия), и составляет в среднем 170—200°C. Коэффициент трения практически одинаков (рис. 2).

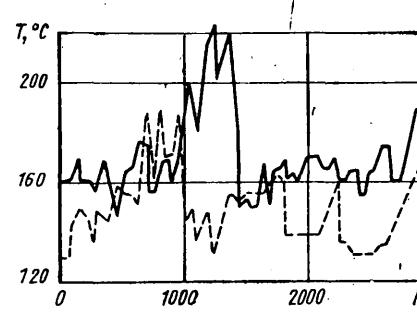
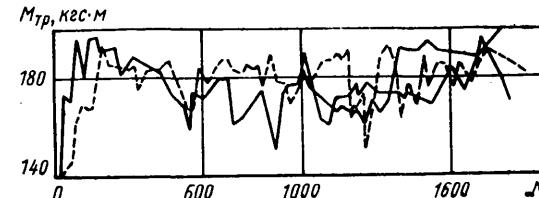


Рис. 1. Зависимость температуры нажимных дисков от продолжительности работы сцепления

Рис. 2. Зависимость M_{tr} накладок от продолжительности работы сцепления

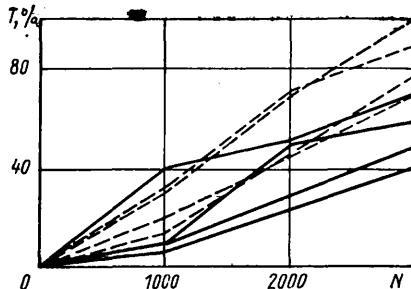


Рис. 3. Состояние поверхности нажимных дисков из средне- и высокоуглеродистого чугуна (T — площадь пятен прижогов и трещин)

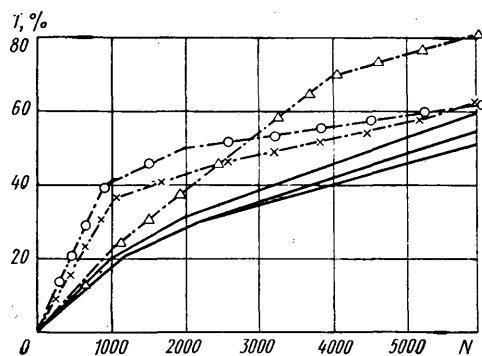


Рис. 4. Состояние поверхности маховиков из средне- и высокоуглеродистого чугуна (T — площадь пятен прижогов и трещин)

при работе с нажимными дисками и маховиками из обоих видов чугунов. Однако поверхности трения дисков сцепления из высокоуглеродистого чугуна (рис. 3, сплошная линия) имеют меньше пятен прижогов и термических трещин, площадь которых занимает 55%, в то время как у дисков из среднеуглеродистого чугуна — 90—100% (штриховая линия). Кроме того, на поверхности трения дисков сцепления из среднеуглеродистого чугуна имеются большие кольцевые за-диры.

Величина коробления нажимных дисков из среднеуглеродистого чугуна значительно выше (0,34—0,5 мм), чем нажимных дисков из высокоуглеродистого чугуна (0,07—0,2 мм).

Состояние поверхностей трения у маховиков (рис. 4) из высокоуглеродистого чугуна (сплошные линии) несколько лучше, чем у маховиков из среднеуглеродистого чугуна (штрих-пунктирные линии): пятна прижогов и растрескиваний занимают соответственно 50—60 и 60—80% поверхности. Коробление маховиков из высокоуглеродистого чугуна отсутствует или не превышает 0,05 мм.

Трешины на поверхности трения дисков и маховиков из высокоуглеродистого и среднеуглеродистого чугуна располагаются радиально и количество их возрастает от центра к периферии детали. При микроследствии поверхности слоя металла установлено, что трещины в деталях из высокоуглеродистого чугуна проникают на меньшую глубину. Часто обнаруживаемые при визуальном осмотре трещины оказываются лишь раскрытием пластинок графита, выходящих на поверхность. Трещины в деталях из среднеуглеродистого чугуна более тонкие, но значительно более глубокие. Такие трещины быстрее достигают опасной величины и приводят к разрушению детали.

Таким образом, стендовые испытания показали, что высокоуглеродистый легированный чугун является перспективным материалом для нажимных дисков сцеплений и маховиков. Это указывает на правильность выбранного направления исследований по созданию более работоспособных и надежных сцеплений большегрузных автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Таланов П. И. и др. — «Металловедение и термическая обработка металлов», 1970, № 12.
2. Канторович В. И. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.
3. Шерман А. Д., Канторович В. И. — «Автомобилестроение», 1971, № 3.
4. Таланов П. И. и др. — «Вестник машиностроения», 1973, № 4.
5. Купровский Б. Б., Гельд П. В. — «Литейное производство», 1956, № 9.
6. Суходольская Е. А., Шепелев Ю. С. — «Вестник Харьковского политехнического института», 1969, № 35 (83).
7. Henke F. — «Giesserei — Praxis», 1969, N 21.
8. «Giesserei», 1972, т. 59, № 9, SS. 314—323.

УДК 621.85:629.113

О выборе числа ремней клиноременной передачи двигателя

Канд. техн. наук О. Г. КАРБАСОВ

Загорский филиал НИИ резиновой промышленности

В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ в качестве вспомогательных передач двигателей внутреннего сгорания широко применяются клиноременные передачи. Во всех современных автомобильных двигателях клиноременная передача используется для приведения в движение вентилятора системы охлаждения, генератора, водяного насоса или насоса гидроусилителя руля. На большинстве двигателей устанавливаются ремни нормальных или узких сечений по ГОСТу 5813—64. В последние годы наметилась явная тенденция к замене нормального сечения ремней узким, обеспечивающим, как правило, больший ресурс работы передачи.

На современных двигателях легковых автомобилей используются только узкие ремни, обеспечивающие ресурс 70—150 тыс. км [1]. На двигателях грузовых автомобилей узкие ремни пока не внедряются прежде всего из-за относительной больших (до 16 л. с.) мощностей, передаваемых ременной передачей. Такие мощности нельзя передать одним ремнем узкого сечения, поэтому необходимо устанавливать два или даже три ремня.

Двухручьевые передачи обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с одноручьевыми. Относительно меньшая мощность, передаваемая одним ремнем, дает возможность применять узкие ремни малых сечений, работа которых характеризуется значительно меньшими потерями от нагрева ремня. Можно уменьшить диаметры шкивов, что благоприятно отражается на габаритах и весе двигателя.

Два ремня и более предпочтительны применять в передачах, связанных с безопасностью движения: тормозной системой, системой рулевого управления, для которых важнейшим показателем надежности является безотказность, характеризуемая

вероятностью безотказной работы на заданном ресурсе [2 и 3]. В отличие от одноручевой передачи в случае обрыва одного ремня передача полностью или частично сохраняет работоспособность при увеличенной нагрузке на оставшийся ремень (ремни), т. е. часть ремней работает в системе горячего резерва. Полная замена всех ремней не осуществляется немедленно после отказа, а несколько позже, в более благоприятной обстановке.

Для расчета изменения надежности передачи принимаем, что вероятность отказа одного ремня — F , тогда вероятность безотказной работы $P = 1 - F$. При установке двух ремней считаем, что вероятность отказа одного из них — F' , вероятность отказа двух ремней — F'^2 , вероятность безотказной работы передачи [2] — $P' = 1 - F'^2 > P$.

Отношение вероятностей безотказной работы одно- и двухручьевой передач определим, зная [4], что распределение отказов клиновых вентиляторных ремней подчинено закону Вейбулла. Вероятность отказа ремня одноручевой передачи при наработке t [5] будет

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{a} \right)^b \right],$$

где a, b — параметры распределения.

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{a} \right)^b \right]$$

при установке двух ремней вместо одного изменяется как ресурс, связанный с параметром a уравнением

$$t_{cp} = aK_b,$$

где

$$K_b = \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right),$$

так и характер отказа, определяющий параметр распределения b .

Вероятность отказа одного ремня двухручьевой передачи при наработке t равна

$$F'(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{a'} \right)^{b'} \right].$$

Вероятность безотказной работы двух ремней примем

$$P' = 1 - F'^2.$$

Рассмотрим два возможных случая изменения ресурса и параметра распределения отказов ремней. Считаем, что при установке двух ремней вместо одного их ресурс и характер отказа не изменяются. Примем [1], что при пробеге 60 тыс. км вероятность безотказной работы ремня $P=0,65$, т. е. $F=0,35$. Тогда вероятность безотказной работы передачи с двумя ремнями $P=1-0,35^2=0,89$.

Как видно из расчета, даже при условии, что ресурс ремня не изменяется, вероятность отказа передачи в случае установки двух ремней снижается более чем в три раза в сравнении с одноручьевой передачей.

Фактически ресурс ремней при снижении нагрузок на них и переходе на узкие сечения существенно возрастает. Так, при испытаниях на автомобиле ЗИЛ-130 наработка до отказа опытных узких ремней в двухручьевом приводе t_{cp} более чем в два раза превысила наработку ремней нормального сечения. У ремней с узким сечением несколько выше параметр b [4]. Принимая для расчета, что $t_{cp}' = 2t_{cp}$ и $b'=1,3b$, получим для указанного выше случая, что вероятность безотказной работы ременной передачи с двумя ремнями $P=0,998$, т. е. надежность передачи с двумя ремнями удовлетворяет самым высоким требованиям.

Существенным препятствием для широкого внедрения двухручьевых передач является некоторое увеличение расхода клиновых ремней в качестве запасных частей. Число ремней, установленных в передаче, увеличивается вдвое, а в соответствии с рекомендациями ГОСТа при отказе одного ремня должен сниматься весь комплект. Комплектация ремней, бывших в эксплуатации, не всегда дает должный эффект, так как эти ремни уже в значительной мере исчерпали свой ресурс и снижают общую надежность передачи.

Рассмотрим норму потребности в ремнях в качестве запасных частей на период эксплуатации T с заданной вероятностью $a=0,95$ для передач с одним и с двумя ремнями. Считаем [4], что $b=2,5$; $b'=3,1$; средний ресурс ремней одноручьевой передачи t_{cp} . Общая потребность в ремнях в качестве запасных частей [5]

$$n_a = \left(1 + z + \frac{1}{2} z^2 \right) n_{cp} - 1,$$

где

$$z = \frac{u_a v}{\sqrt{n_{cp}}};$$

u_a — квантиль нормального распределения для вероятности a ;

v — коэффициент вариации, однозначно [5] связанный с параметром b ;

n_{cp} — средний расход ремней в качестве запасных частей за период T ;

$$n_{cp} = \frac{T}{t_{cp}}; \quad n_{cp}' = \frac{2T}{t_{cp}'},$$

Для приведенного выше примера общая потребность в ремнях в качестве запасных частей, обеспечивающих работу автомобилей на период $T=t_{cp}$ с вероятностью $a=0,95$, не возрастает, если $t_{cp}' > 2,4 t_{cp}$.

Чтобы обеспечить автомобильный парк запасными ремнями, прежде всего необходимо знать общий средний расход ремней. Известно [6], что для любого начального закона распределения вероятности безотказной работы изделий общая интенсивность отказов с течением времени стремится к постоянному

значению и при $T = \frac{1}{3v}$ можно уже считать, что $\lambda = \frac{1}{t_{cp}}$,

а общая потребность в изделиях $n_a \rightarrow n_{cp}$. Общий расход ремней не увеличивается, если средняя долговечность ремней двухручьевого привода возрастает не менее чем вдвое.

Установка двух или нескольких ремней на один шкив вызывает более жесткие требования к точности размеров шкивов и ремней. Так, расчеты показывают при допуске на расчетный диаметр d шкивов многоручьевой передачи, превышающем $\Delta d \geq 0,0033 d/n$ мм (где n — число канавок шкива), что один из ремней может передавать окружное усилие вдвое большее, чем другой.

Недопустимо также значительное рассеивание длины ремней [7], так как это может вызвать полное или частичное буксование одного из ремней и перегрузку оставшихся.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карбасов О. Г., Меняк В. Я. Качество и надежность резиновых технических деталей автомобилей, тракторов и их двигателей. М., ЦНИИЭИнефтехим, 1971.

2. Ротенберг Р. В. — «Вестник машиностроения», 1968, № 10.

3. Методические указания МУ-З-69 «Методика выбора номенклатуры нормируемых показателей надежности технических устройств». М., Госстандарт СССР, 1970.

4. Меняк В. Я., Карбасов О. Г., Горелик Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 11.

5. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. М., «Советское радио», 1968.

6. Базовский И. Надежность, теория и практика М., «Мир», 1965.

7. Рожнов А. Ф. О требованиях и комплектации клиновых ремней и точности изготовления шкивов. — В сб. «Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов». Издание Владимирского областного совета НТО. Владимир, 1971.

УДК 629.113

О системном подходе в прикладной науке по автомобилю

Канд. техн. наук Л. Г. РЕЗНИК, Е. М. ЛЕВИН, канд. техн. наук А. И. ЯГОВКИН

Тюменский индустриальный институт

В РАБОТЕ д-ра техн. наук А. Н. Островцева [1] рассматривается вопрос о необходимости системного подхода при оценке эксплуатационных свойств автомобиля. Потенциальные свойства автомобилей характеризуются системой показателей. Свою систему показателей имеют условия эксплуатации. Задача состоит в том, чтобы на основе их синтеза получить систему показателей эксплуатационных свойств автомобиля, характеризующих его качество.

Задачи повышения качества носят комплексный характер, что обуславливает применение соответствующего аппарата, важнейшим элементом которого является системный подход. В настоящее время появилась возможность использовать этот подход при решении таких сложных задач, как эффективное

управление системой «потенциальные свойства автомобиля — условия эксплуатации» благодаря развитию кибернетического цикла и ряда разделов прикладной математики, необходимых при практической реализации комплексных системных решений [2].

Возникновение необходимости в единых исходных теоретических принципах и в их применении при проведении научно-исследовательских работ в различных организациях выдвигает системный подход на ведущую роль таких единых принципов в качестве эффективного средства решения и обобщения широкого круга теоретических и практических инженерных задач. Именно новые математические методы и средства вычислительной техники позволяют изучать в совокупности большие

многофакторные системы с многочисленными разветвлениями и связями.

Системный подход направлен не столько на количественное, сколько на качественное решение проблем. Однако при системном анализе необходимо пользоваться сложным количественным математическим аппаратом, иначе его результаты будут тривиальными.

Нарушение принципа системного подхода при анализе взаимодействия потенциальных свойств конструкции и условий эксплуатации приводит даже при решении частных задач к ошибочным или неэффективным результатам. Так, например, широко распространенная оценка суровости климата в баллах является неэффективной, поскольку она не является функцией системы климатических факторов и системы потенциальных свойств конструкции автомобилей. В балльной оценке отсутствует вторая система показателей и, следовательно, нельзя найти достаточно оптимальное и полное решение задач улучшения эксплуатационных свойств автомобилей при эксплуатации в суровых климатических условиях внешней среды.

В качестве другого примера можно рассмотреть случай, когда в некоторых моделях автомобилей в северном исполнении не всегда учитывается полностью вся система факторов взаимодействия потенциальных свойств конструкции с условиями эксплуатации при низких температурах. Несмотря на приспособленность многих элементов конструкции к этим условиям, эффективность таких автомобилей повышается недостаточно по сравнению с автомобилями общего назначения из-за того, что отдельные подсистемы автомобиля остаются без изменений, направленных на приспособленность к суровым климатическим условиям.

В соответствии с данными принципами проводилось исследование с целью определения комплексного системного показателя взаимодействия климатических факторов (при низких температурах) и потенциальных свойств элементов автомобиля.

Система климатических факторов включает температуру воздуха t_b , скорость и направление ветра v_b , влажность воздуха, содержание частиц, которые при непосредственном контакте с поверхностями элементов автомобиля могут поглощать тепло, например за счет фазовых превращений (снежные частицы).

Система показателей потенциальных свойств автомобиля характеризуется группой факторов, обуславливающих уровень выделения тепла в агрегатах автомобиля и интенсивность рассеивания тепла, а также показателями, ограничивающими взаимодействие системы климатических факторов и системы потенциальных свойств, например, защищенность агрегатов от воздействия ветра.

Интеграцию двух систем показателей начнем с поиска инвариантных отношений и координатных функций факторного пространства. Для этого необходимо выделить основные связи для двух подсистем: климатические факторы и автомобиль во время движения. Можно, в частности, выделить интегральную энергетическую связь, выражющуюся в форме процесса теплопередачи от агрегатов в окружающую среду.

Этот процесс можно для указанных целей с достаточной точностью описать известным уравнением

$$Q = \alpha_k F (t_y - t_s), \quad (1)$$

где Q — тепловой поток в единицу времени;

α_k — параметр, характеризующий теплотехнические свойства агрегатов автомобиля и равный величине теплового потока через единицу расчетной поверхности теплопередачи в единицу времени при приведенном температурном напоре в 1°C ;

t_y — параметр, характеризующий внутренние термодинамические процессы и равный расчетной приведенной температуре внутри агрегата (установившаяся температура);

t_s — параметр, характеризующий теплотехнические свойства подсистемы «климатические факторы» и равный эквивалентному температурному показателю;

F — расчетная поверхность теплопередачи.

Задача свелась, таким образом, к оценке параметра α_k , t_y , t_s . Однако, чтобы получить комплексированную модель (частный случай системного описания), нужно связать параметры процесса и параметры системы. Иными словами, следует определить функции

$$\alpha_k = \varphi_1(t_b, v_a, v_b, v_{b,a}, k_p, k_b, k_{o,b}, N, \eta); \quad (2)$$

$$t_y = \varphi_2(t_b, v_a, v_b, G_a, v_{o,b}, v_{b,a}, N, \eta, F, \gamma, A, B, l'); \quad (3)$$

$$t_s = \varphi_3(t_b, v_a, G_a, v_b, v_{b,a}, v_{o,b}, N, \eta, \gamma); \quad (4)$$

$$t_s = \varphi_4(t_y, \alpha_k, \dots). \quad (4')$$

где t_b — температура воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

v_a — скорость автомобиля в $\text{км}/\text{ч}$;

v_b — скорость ветра в $\text{м}/\text{с}$;

$v_{b,a}, v_{o,b}$ — соответственно скорости воздуха, обдувающего автомобиль во время движения и агрегаты автомобиля в $\text{м}/\text{с}$;

G_a — полный вес автомобиля в т;

k_p — коэффициент, характеризующий защищенность агрегатов от прямого обдува воздухом;

$k_{o,b}$ — коэффициент пропорциональности между скоростью воздуха, обдувающего автомобиль и его агрегатами;

k_b — коэффициент, характеризующий соотношения теплоотдачи для цилиндра;

N — мощность в л. с.;

γ — угол между направлением ветра и направлением движения автомобиля;

η — к. п. д. агрегата;

A — коэффициент, учитывающий тепловое воздействие двигателя;

B — поперечный размер в м;

l' — характерный размер (длина обтекания) в м.

Параметры t_b , v_b , v_a , $v_{b,a}$ инвариантны в качественном отношении для всей системы в целом. Это означает, что достаточно полная и надежная оценка любого из параметров, в том числе суровости погоды, может быть выполнена только на основе учета всего комплекса данных показателей и связей между ними. При оценке связей может оказаться необходимым включить другие параметры. Необходимо доказать ее правильность их ввода, а правильность отбрасывания из-за малости их влияния, если таковое имеется.

При эмпирическом описании величины α_k может оказаться более удобным выразить ее через t_y и через основную из указанных систем параметров t_b , v_b , ..., k_p .

Разумеется, мы не претендуем на полноту решения — в данном случае важен принцип подхода. Достаточно полное решение можно получить на основе построения логических сетей, матрицы инцидентов графа причинных связей и аппарата аналогических преобразований при комплексировании.

В основной системе переменных определим инвариантные второго порядка, т. е. те, которые можно рассматривать раздельно с точки зрения первичного анализа их связей в пределах каждой из подсистем: автомобиль — климатические условия, и ту группу переменных, которую нельзя рассматривать раздельно. С этой целью удобно использовать график связей и указанный выше аппарат. В первую группу входят факторы t_b и v_b , во вторую, с разделением на две подгруппы, — факторы k_p , $k_{o,b}$ и v_b , v_a , $v_{b,a}$, γ . Найдем соотношение между ними.

Обозначим через α_0 коэффициент теплоотдачи при $v_b=0$ ($v_{b,a}=0$), через α_v — коэффициент теплоотдачи при $v_b \neq 0$. Можем записать

$$\frac{\alpha_v}{\alpha_0} = \frac{q_v}{q_0}. \quad (5)$$

Этим соотношением, известным в теории теплопередачи, определяется при принятых допущениях связь t_b и v_b в приведенных единицах. Поскольку связь нелинейная и зависит от конкретных условий теплопередачи, было выполнено экспериментальное исследование для оценки зависимости $\frac{\alpha_v}{\alpha_0}$ от v_b в условиях, принятых за стандартные.

От t_b не зависит отношение $\frac{\alpha_v}{\alpha_0}$. На основе выполненных экспериментов, при которых в качестве стандартного тела принимался заполненный водой цилиндр (геометрические размеры его выбирались так, чтобы оставались справедливыми основные закономерности теплоотдачи при поперечном обтекании круглого цилиндра воздухом) получена зависимость

$$\frac{\alpha_v}{\alpha_0} = k_b V v_{o,b} + 1. \quad (6)$$

Коэффициент k_b , равный для цилиндра 1,65, характеризует соотношения теплоотдачи только для данного цилиндра и условий его обдува. Очевидно значение этого коэффициента для агрегатов трансмиссии автомобилей будет иным в зависимости от степени их защищенности, что не меняет, однако, общего результата, так как все коэффициенты конечной формулы получены на основании натурных испытаний автомобиля.

Связь между v_b , v_a , $v_{b,a}$ и γ известна из теоретической механики и теории автомобиля:

$$v_{b,a} = \sqrt{v_a^2 + v_b^2 + 2v_a v_b \cos \gamma}. \quad (7)$$

Скорость воздуха, обдувающего автомобиль в диапазоне средних скоростей движения (25—50 км/ч) при скоростях ветра до 10 м/с, в основном определяется скоростью автомобиля. Как показали результаты экспериментальных исследований с погрешностью, не превышающей 10%, можно записать

$$v_{\text{в.а}} = v_a. \quad (8)$$

Между скоростью воздуха, обдувающего автомобиль, и скоростью воздуха, обдувающего агрегаты, в этих условиях существует связь, выражаемая уравнением

$$\frac{v}{a_0} = k_{0, \text{в}} v_{\text{в.а}}. \quad (9)$$

Таким образом, применительно к агрегатам трансмиссии автомобиля соотношение (6) можно записать в виде:

$$\frac{a_v}{a_0} = k_{\text{п}} \sqrt{v_a} + 1, \quad (10)$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент, характеризующий соотношения теплоподачи для агрегатов трансмиссии, с учетом защищности агрегатов от прямого обдува ветром.

Площадь теплоотдачи связана с B и l' соотношением

$$F = 2l'B. \quad (11)$$

В первом приближении можно принять, что температура воздуха, обдувающего агрегат, равна At_b .

Считая тепловой поток установившимся, можно принять, что Q в формуле (1) равно $Q_{\text{тр}}$. При этом количество тепла, выделяющееся за счет трения в агрегате, будет

$$Q_{\text{тр}} = f(N, \eta). \quad (12)$$

Два типа установленных связей считаем в первом приближении инвариантными в нашей системе.

Установим связи между подсистемами объекта исследования и функциями преобразования при переходе из одной подсистемы в другую. Для этого определим зависимость между основным параметром связи a_k (основным параметром, определяющим разницу во взаимодействии обдувающего воздуха с агрегатом) и основной конструктивной характеристикой. Возьмем в качестве координатных функций критерий Рейнольдса и Нуссельта:

$$Re = \frac{v_{0, \text{в}} l'}{v}; \quad Nu = \frac{a_v l'}{\lambda},$$

где v — коэффициент кинематической вязкости в $\text{м}^2/\text{с}$; $a_v = a_k$ — коэффициент теплоотдачи в $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}$;

λ — коэффициент теплопроводности в $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{град}$.

При значении числа Рейнольдса $10 < Re < 10^5$ уравнение подобия для теплоотдачи тел, омываемых поперечным потоком воздуха, с погрешностью не более 20% [3], можно представить в виде

$$Nu = 0,8 \sqrt{Re}. \quad (13)$$

Подставляя значения чисел Re и Nu в уравнение подобия (13) и осуществляя преобразования, получим

$$a_v = 0,8 \frac{\lambda}{v^{0,5}} \left(\frac{v_{0, \text{в}}}{l'} \right)^{0,5}. \quad (14)$$

Значения λ и v при понижении температуры воздуха уменьшаются. Однако, как показывают расчеты для сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст., отношение $\frac{\lambda}{v^{0,5}} = 6,7$ остается практически постоянным во всем интервале температур воздуха, характерном для условий эксплуатации автомобиля.

Таким образом, величина коэффициента теплоотдачи не зависит от температуры воздуха (с точки зрения его теплофизических параметров) и однозначно определяется (при $10 < Re < 10^5$) скоростью обдува и длиной обтекания элемента автомобиля потоком воздуха:

$$a_k = 5,36 \sqrt{\frac{v_{0, \text{в}}}{l'}}. \quad (15)$$

Экспериментальная проверка показала достаточную для практики точность полученной формулы.

Составим основную функцию вида (2), используя приведенные выше зависимости:

$$t_y = \frac{Q_{\text{тр}}}{a_k F} + t_{0, \text{в}}; \quad (16)$$

$$t_y = \frac{632 N(1 - \eta)}{2V l' B 5,36 V_{0, \text{в}}} + At_b. \quad (17)$$

При экспериментальных исследованиях автомобиля ГАЗ-66 оказалось более приемлемым использовать для агрегатов трансмиссии вместо мощности такие показатели, как полный вес автомобиля G_a и скорость его движения v_a . Обработка экспериментальных данных позволила получить для t_y формулу

$$t_y = (a + bG_a) \sqrt[4]{v_a} + \frac{c}{c + v_a} t_b, \quad (18)$$

где a, b, c — эмпирические коэффициенты, характеризующие конструктивные параметры и полученные на основе обработки экспериментальных данных.

Изложенные выше условия теоретической интерпретации данных соблюдаются, хотя зависимость теоретических коэффициентов от эмпирических нелинейная.

Перейдем к оценке основной функции системы. Для этого определим связь эквивалентного комплексного показателя климатических условий ct_y . В качестве комплексного показателя выберем условную эквивалентную температуру t_a , при которой тепловой поток был бы равен q_v , т. е. тепловому потоку с учетом воздействия ветра и взаимодействия климатических факторов и потенциальных свойств автомобиля. Из принятых условий вытекает, что коэффициент теплоотдачи в уравнении теплоотдачи вида (1) должен быть равен a_0 . При температурном напоре ($t_y - t_a$):

$$q_v = a_0 (t_y - t_a). \quad (19)$$

Используя выражения (1) и (19), после преобразований получим

$$t_a = t_b + \left(\frac{a_v}{a_0} - 1 \right) (t_b - t_y). \quad (20)$$

Вместе с тем, как это следует из уравнения (18)

$$t_b - t_y = t_b \frac{v_a}{v_a + c} - \sqrt[4]{v_a} (a + bG_a). \quad (21)$$

Подставив это равенство в уравнение (20) и используя выражения (8)—(10), получим после преобразований формулу для расчета комплексного показателя (эквивалентной температуры)

$$t_a = t_b + k_{\text{п}} \left[t_b \frac{\sqrt{v_a}}{v_a + c} - \sqrt[4]{v_a} (a + bG_a) \right]. \quad (22)$$

Численные значения коэффициентов $a, b, c, k_{\text{п}}$, определенные экспериментально для агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-66, приведены в таблице.

Агрегат	Значения постоянных коэффициентов			
	a	b	c	$k_{\text{п}}$
Коробка передач:				
первая передача	34,0	1,6	4,3	0,4
вторая передача	26,0	0,9	7,0	0,4
третья передача	20,0	0,7	10,8	0,4
четвертая передача	16,0	0,6	50,0	0,4
Раздаточная коробка	9,9	0,8	10,0	0,4
Задний мост	10,8	0,9	11,5	0,5
Передний мост	11,5	0	18,5	0,7

Для агрегатов трансмиссий автомобилей других марок и моделей формула (22) также будет справедлива, однако значения постоянных коэффициентов, входящих в нее и учитывающих конструктивные особенности агрегатов, по-видимому, будут свои. Таким образом, на основе системного подхода, сочетания экспериментальных, теоретических исследований и традиционных методов инженерного анализа получена эффективная оценка взаимодействия климатических условий и потенциальных свойств некоторых агрегатов автомобилей.

Используя аналогичный методический подход, можно получить зависимость для оценок взаимодействия более широкого круга факторов, характеризующих условия эксплуатации, с потенциальными свойствами автомобиля. Одной из основ такого расширения является использование систем моделей.

Следует иметь в виду, что арсенал количественных и качественных методов в системном анализе включает все возрастающее число эффективных методов, которые интенсивно применяются в различных науках и которые целесообразно использовать в прикладной науке по автомобилю. Так, для разработки многофакторных количественно-качественных моделей регрессии уже имеется более 40 апробированных методов [2 и 3]. Не рассматривая их, отметим, что качественные признаки входят в модель либо наравне с количественными, либо в виде обобщающих характеристик. Кроме того, они могут «организовывать» количественные факторы, т. е. предусматривается возможность характеризовать качество количественно и в единстве с количеством не только числом, рангом, уровнем, упорядочиванием объектов, но и критерием, функцией, структурой, оператором, модусом, законом преобразования и т. д.

Другой важной чертой системного подхода является применение комплексных (в частности, комплексированных) моделей и систем моделей. Важно при этом соблюдать определенные правила разработки и использования таких моделей. В частности, необходимо разрабатывать аналогичные семейства моделей. Так, вместо отдельных уравнений (степенных, дробно-линейных и т. п.), которые принимаются в качестве базовых или универсальных при прогнозе технического состояния элементов автомобиля, необходимо использовать аналогичные семейства моделей трех уравнений и многофакторные количественно-качественные модели. Нами выделено пять таких семейств. Рассмотрим одно из них в сокращенном однофакторном варианте:

$$\begin{aligned} R_{\text{общ}} &= f(R_1, \dots, R_j, \dots); \\ R_1 &= a_1 L^{b_1}; \quad b_1 < 0; \\ . \quad R_2 &= a_2 \exp b_2 L; \quad b_2 < 0; \\ R_3 &= a_3 (1 - b_3 \exp c_3 L); \quad k > c_3 > 0; \\ R_4 &= 1 - a_4 (1 - \exp c_4 L); \quad c_4 < 0; \\ R_5 &= (a_5 \exp c_5 L) (1 + b_5 \exp c_6 L); \quad c_5 > 0; \quad c_6 > 0; \\ R_6 &= (a_6 L^{b_6}) : (1 + b_7 L^{b_8}); \quad b < 0; \\ R_7 &= a_7 L^{b_9} \exp c_7 L; \quad 0 < b < 1; \quad c < 0; \end{aligned}$$

и т. д.

Для семейства моделей уровни инвариантности inv_p и законы преобразования O_p определяются операторами:

$$\begin{aligned} \text{inv}_1 &= \ln R = d_0 + d_1 \ln L; \quad O_{p=1} = \ln[f(L)]; \\ \text{inv}_2 &= \{[O_{p=1}(R_j)] - d_{01}\} \frac{1}{d_{1j}}; \\ \text{inv}_p &= 1 - \psi L, \end{aligned}$$

где ψ — коэффициент пропорциональности;
 a, b, c, d_0, d_1 — коэффициенты регрессии для индивидуальных реализаций или группы реализаций.

$R_{\text{общ}}$ — комплексный прогноз остаточного ресурса;
 $R_j (j=1, 2, \dots, z, \dots)$ — частный показатель остаточного ресурса;

L — параметр наработки,

Практика использования семейств моделей приведенных выше типов показывает, что по сравнению с методиками, описанными в работе [4], доверительные интервалы прогноза сужаются в 1,5—4 раза, а надежность качественного предсказания приближается к теоретическим пределам. Очевидно, улучшение методик прогнозирования технического состояния автомобилей должно идти именно по пути применения системных методов использования того обстоятельства, что в известном смысле прогноз — теория инвариантности и преобразования. В данном случае важно не провозглашать системный подход, а применять системные комплексные модели анализа и прогноза.

Важно также отметить, что системы инвариантов и преобразований для одного и того же общего вида моделей могут быть различными. Это обеспечивает гибкость подхода.

В последние 20 лет много работ появилось по вопросу анализа связей, которые называют субъективными, вероятностными, субъективированными, рефлексивными, субвероятностными и т. д. Эти связи, которые удобно обозначать как вероятностно-рефлексивные, имеют большое значение для процессов эксплуатации автомобилей. К ним относятся субъективные качества водителя, его умение быстро ориентироваться в различном сочетании дорожно-транспортных условий и потенциальных свойствах автомобилей и т. д. Весь комплекс связей удобно изучать с системных позиций.

Таким образом, системный подход позволяет улучшить решение многих вопросов конструирования, производства и эксплуатации автомобиля. Применение комплексных методов в прикладной науке об автомобиле стало необходимым.

ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.
2. Харафас Д. Н. Системы и моделирование. М., «Мир», 1966.
3. Кришер О. Научные основы техники сушки. М., Изд-во иностранной литературы, 1961.
4. Михлин В. Т., Сельдер А. А. Методические указания по прогнозированию технического состояния машин. М., «Колос», 1972.

УДК 629.113-585.2

О применении двухпрограммного управления переключением передач в гидромеханических трансмиссиях

В. И. СОКОЛОВСКИЙ, Ю. С. ШУРЛАПОВ

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

легковых автомобилей, в целом малоприемлемы для грузовых автомобилей и вопрос приспособления автоматики к различным условиям работы грузовых автомобилей до сих пор до конца не решен.

В случае автоматической трансмиссии при различии условий движения автомобиля возможно несколько режимов работы управления, с помощью которых автомата «приспособливается» к их изменению. Режимы выбирает водитель с помощью ручного избирателя, имеющего несколько положений [1 и 2]. Вместе с тем в большинстве автоматических систем управления используется только одна программа переключения передач, действующая в любом автоматическом режиме работы управления [3 и 4].

Однопрограммное автоматическое управление переключением передач характеризуется тем, что каждому положению педали подачи топлива в двигатель соответствует только одно значение скорости движения автомобиля (или оборотов двигателя), при котором происходит переключение на более высокую передачу («вверх») или на более низкую передачу («вниз»). Таким образом, при однопрограммной автоматике переключения «вверх» и «вниз» возможны в заданном неизменном интервале скоростей движения или оборотов двигателя.

Одним из направлений совершенствования автомобильных трансмиссий является автоматизация управления переключением передач. Чаще всего автоматическое переключение передач осуществляется по двум параметрам — скорости движения автомобиля и степени нагрузки двигателя.

Одно из существенных преимуществ автоматического управления состоит в том, что оно дает возможность объективного выбора моментов переключения, а следовательно, и настройки программы переключения на получение оптимальных тяговых и топливно-экономических показателей автомобиля.

Однако из-за того, что у двигателей внутреннего сгорания максимум мощности и минимум расхода топлива по оборотам двигателя не совпадают, одна программа переключения может обеспечить получение либо оптимальной величины только одного из двух показателей (динамики или экономики), либо их сочетание. Следовательно, при любом варианте настройки одна программа не может быть одинаково пригодной для различных условий эксплуатации. Поэтому одновременно с появлением в автомобильных трансмиссиях автоматического управления переключением передач возникла задача приспособления автоматики к различным условиям работы автомобиля.

Практика показывает, что «классические» решения по автоматизации управления переключением передач, пригодные для

Для легковых автомобилей характерны однотипность дорожных условий, постоянное весовое состояние и высокая удельная мощность, поэтому программа переключения обычно настраивается на получение топливно-экономических показателей. Точки переключения располагаются в зоне минимального расхода топлива за счет «затягивания» момента переключения «вниз», что вполне осуществимо при больших запасах мощности и широком диапазоне оборотов двигателей, работающих на легковых автомобилях. Динамические качества легковых автомобилей обеспечиваются применением на них мощных двигателей, причем для кратковременного использования их максимальной мощности в системах управления предусмотрены специальные устройства [1 и 2]. Настройка программы на «экономический» режим или на некоторые средние условия движения неприемлема для грузовых автомобилей, имеющих низкую удельную мощность и работающих в условиях частого и резкого изменения дорожного сопротивления и весового состояния. При работе грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях требуется частое и своевременное включение понижающих передач, что затрудняет его работу и фактически устраниет автоматику. Если же программу переключения «настроить» на динамический режим, то при движении грузового автомобиля по хорошей дороге будут ухудшены топливно-экономические показатели.

Применяемые в современных автоматических системах приемы и устройства приспособления обеспечивают:

- 1) кратковременное отключение автоматики [1—4];
- 2) длительное выключение автоматики [1—4];
- 3) изменение программ переключения [1 и 2];
- 4) частичное ограничение («укорачивание») автоматики по числу переключаемых передач [3];
- 5) полную замену автоматики путем дублирования [4].

Кратковременное отключение автоматики, настроенной на получение оптимальных экономических показателей, применяется во всех автоматических системах управления для получения максимальной динамики автомобиля на отдельных участках движения, например при обгоне или на подъеме. Оно осуществляется при помощи специальных устройств, которые управляются по желанию водителя и принудительно включают понижающую передачу при скоростях движения, больших, чем при автоматическом переключении.

Для движения в особо тяжелых условиях, помимо основного автоматического режима, в системах управления также предусмотрен режим принудительного включения и длительного удерживания низшей передачи.

Однако эти средства не решают полностью вопроса приспособления автоматики к различным условиям движения даже для легковых автомобилей, и в настоящее время наметились иные пути решения этой задачи [1 и 2]. В системе управления трансмиссии ZF ЗНР-12 имеются две программы переключения, соответствующие движению по обычным дорогам и в горных условиях. «Горный» режим работы управления обеспечивает автоматическое переключение передач в зоне более высоких по сравнению с основным режимом работы автоматики скоростей. Однако переключение передач в «горном» режиме осуществляется только по одному параметру — скорости движения, что является существенным недостатком этой системы.

Применение автоматических систем и устройств управления в трансмиссиях грузовых автомобилей имеет свои особенности. С увеличением количества автоматически включаемых передач сложность и объем автоматики резко возрастают, что ставит новую задачу — рациональный выбор степени автоматизации таких трансмиссий. С точки зрения оптимального использования автоматики в многоступенчатых коробках передач (с числом ступеней четыре и более) в системах управления предусматривается уменьшение автоматического цикла переключения [3]. В связи с тем, что однопрограммное управление не обеспечивает наилучших режимов переключения в широком диапазоне условий работы грузовых автомобилей, в некоторых трансмиссиях, например Даймлер-Бенц [4], наряду с автоматическим имеется и ручное управление переключением передач.

Рассмотренные устройства и способы приспособления имеют одно общее свойство: все они по отношению к автоматике являются средствами внешнего воздействия на нее. Это означает, что дополняя или временно заменяя автоматику, они тем самым не затрагивают внутреннюю структуру работы автоматики, не изменяют характера взаимодействия параметров переключения. Между тем, дальнейшее расширение возможностей приспособляемости автоматики к различным условиям рабо-

ты грузовых автомобилей может быть связано с использованием потенциальных свойств самого автоматического управления. Речь идет о введении в работу автоматики соответствующей коррекции за счет изменения взаимосвязи параметров переключения и получения тем самым нескольких программ переключения.

Рассмотрим способ и устройство, позволяющие осуществить многопрограммное (как минимум двухпрограммное) управление путем введения в автоматику семейства характеристик датчиков переключения, задающих разные законы (программы) переключения.

На рис. 1 представлены характеристики датчика скорости автомобиля, датчика нагрузки двигателя и их взаимодействие при двухпрограммной автоматике, работающей по двум параметрам и настроенной на два режима работы — динамический и экономический.

По оси абсцисс отложены значения чисел оборотов выходного вала трансмиссии, в данном случае обороты n_2 турбинного вала гидротрансформатора, а также пропорциональные им величины скоростей движения v_a и степени открытия ϵ топливной системы двигателя.

По оси ординат отложены величины усилий Q_1 и Q_2 , возникающих в клапане переключения передач от воздействия давлений p_1 и p_2 датчика нагрузки двигателя и датчика скорости.

Кривая 1 представляет собой характеристику усилий Q_2 , действующих на клапан переключения передач со стороны датчика скорости. Характеристика усилий Q_{1d} , действующих на клапан переключения передач со стороны датчика нагрузки двигателя при включении более высокой передачи на динамическом режиме работы автоматики, выражена прямой 2. Прямая 2' является той же характеристикой (усилий Q_{1d}), что и прямая 2, но при экономическом режиме.

Характеристика усилий Q_{1d} , действующих на клапан переключения передач со стороны датчика нагрузки двигателя при включении более низкой передачи на динамическом режиме, выражена прямой 3. Прямая 3' является той же характеристикой (усилий Q_{1e}), что и прямая 3, но на экономическом режиме.

Переключение передач на более высокую и на более низкую осуществляется по двум параметрам, что обеспечивается специальным устройством, которое изменяет площадь воздействия давления датчика нагрузки двигателя в двух крайних положениях золотника клапана переключения передач.

Чтобы обеспечить требуемую программу переключения, необходимо подобрать соответствующие ей характеристики датчиков, после чего все расчетные параметры автоматических устройств могут быть получены из уравнения равновесия клапана переключения передач.

В рассматриваемом случае осуществление двухпрограммного управления достигнуто применением двух пар характеристик датчика нагрузки двигателя, которые образуют два контура переключения.

Контур, составленный из характеристик 1, 2 и 3, обеспечивает динамический режим переключения передач и соответствует движению автомобиля в тяжелых условиях.

Контур, состоящий из характеристик 1, 2' и 3', обеспечивает работу автоматики на экономическом режиме и соответствует длительному движению автомобиля по хорошей дороге.

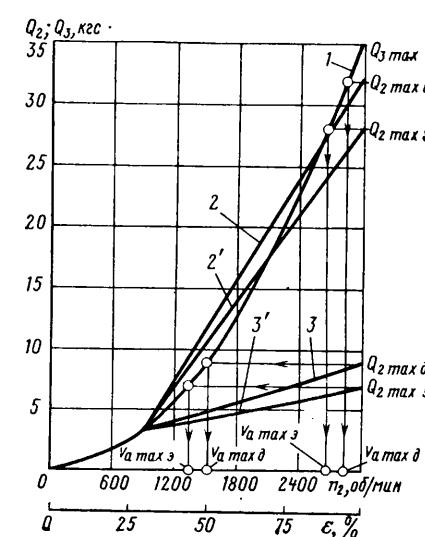


Рис. 1

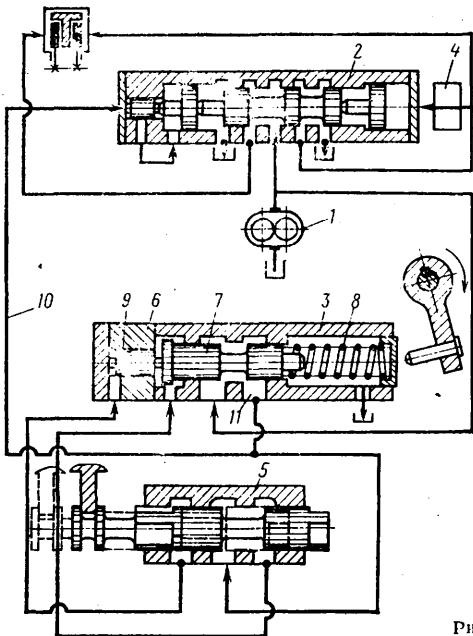


Рис. 2

Отсюда

$$p'_{x \text{ пед}} = \frac{G_{\text{пр } x}}{F_{\text{зол}}} \quad (2)$$

Величины $G_{\text{пр } x}$ и $F_{\text{зол}}$ выбираются таким образом, чтобы характеристика давления датчика $p'_{x \text{ пед}}$ обеспечивала при воздействии этого давления на клапан переключения передач программу переключения, соответствующую получению максимальных экономических показателей автомобиля.

При левом крайнем положении золотника избирателя программы переключения, которое соответствует движению автомобиля в тяжелых условиях — на местности или с большим грузом, полость редуцированного давления датчика нагрузки двигателя сообщается через избиратель с полостью перед торцом плунжера этого датчика.

Уравнение равновесия клапана нагрузки двигателя в этом случае при сжатии пружины на ту же величину x , пренебрегая потерями на трение:

$$G_{\text{пр } x} = p''_{x \text{ пед}} f_{\text{пл}}, \quad (3)$$

где $G_{\text{пр } x}$ — усилие пружины при сжатии на величину x в кгс; $p''_{x \text{ пед}}$ — величина редуцированного давления, соответствующая сжатию пружины датчика на величину x , в кгс/см²; $f_{\text{пл}}$ — площадь рабочего торца плунжера в см².

Отсюда

$$p''_{x \text{ пед}} = \frac{G_{\text{пр } x}}{f_{\text{пл}}}, \quad (4)$$

а так как $f_{\text{пл}} < F_{\text{зол}}$, а $G_{\text{пр } x} = \text{const}$, то $p''_{x \text{ пед}} > p'_{x \text{ пед}}$, т. е. во втором случае датчик нагрузки двигателя имеет более крутую характеристику, которая обеспечивает при воздействии на клапан переключения передач программу переключения, соответствующую получению максимальных динамических показателей автомобиля. Подобрав соответствующие значения площадей золотника и плунжера датчика нагрузки двигателя и определив из уравнения равновесия размеры переключающих элементов клапана переключения передач, можно получить законы переключения, обеспечивающие оптимальное сочетание динамических и экономических показателей автомобиля на любом режиме его работы.

К достоинствам рассмотренного способа следует отнести:

1) универсальность применения, так как он практически может быть использован в любой автоматической системе управления, работающей по двум параметрам;

2) мобильность применения, заключающуюся в том, что этот способ в отличие от системы управления трансмиссией ZF ЗНР-12 сохраняет переключение по двум параметрам в любом автоматическом цикле, независимо от изменения программы переключения;

3) конструктивную простоту, заключающуюся в том, что этот способ не требует существенного усложнения автоматической системы;

4) функциональную замену устройства типа «кик-даун».

Приведенное решение не является единственным, такой же результат может быть получен в случае применения в датчике нагрузки двигателя пружины переменной жесткости или двух пружин разной жесткости, каждая из которых определяет настройку одной из двух программ переключения.

Получение нескольких программ переключения с помощью семейства характеристик датчика скорости проще всего достигается применением в системе управления такого же количества датчиков скорости, имеющих разные характеристики и подключаемых поочередно к клапану переключения передач с помощью селектора.

При необходимости количества программ переключения может быть легко увеличено путем соответствующего изменения количества дополнительных плунжеров или датчиков скорости, а также подбора их размеров.

Вопрос конкретного выбора оптимальных программ переключения в каждом случае применения требует специального рассмотрения, так как его решение зависит от многих факторов, в частности от характеристик двигателя, гидротрансформатора, особенностей трансмиссии и системы управления, а также автомобиля в целом.

Система управления с двухпрограммной автоматикой, необходимая прежде всего для автомобилей высокой проходимости, может найти применение и на грузовых автомобилях, работа-

$$G_{\text{пр } x} = p'_{x \text{ пед}} F_{\text{зол}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{пр } x}$ — усилие пружины при сжатии на величину x в кгс; $p'_{x \text{ пед}}$ — величина редуцированного давления, соответствующая сжатию пружины датчика на величину x , в кгс/см²; $F_{\text{зол}}$ — площадь рабочего торца золотника в см².

ющих по дорогам одного типа, например только по шоссе, но при разной нагруженности (автопоезда, грузовые автомобили, самосвалы и т. д.).

ЛИТЕРАТУРА

1. Есеновский-Лашков Ю. К., Мазалов Н. Д., Гирицкий О. И. Опыт применения гидромеханических коробок передач автомобилей в СССР и за рубежом. М., НИИНавтопром, 1968.

2. „ATZ“, 68, Jahrang № 4, April 1966.
 3. Schuette A. R. — „SAE Preprints“, s. a. № 710658, 1971.
 4. Förster H. J., Caus H. — „Automotive Industries“, 1971,
т. 16, № 4.
 5. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1973, № 33 (Авторское свидетельство № 393135).

УДК 629.113-585.2

Исследование потерь мощности в гидротрансформаторе на режиме разгона автобуса

П. Д. ЛУПАЧЕВ, кандидаты техн. наук А. Н. НАРБУТ, А. Л. СЕРГЕЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

или через текущие значения коэффициента трансформации и передаточного отношения гидротрансформатора

$$\bar{N}_Q = m_H \bar{\omega}_H (1 - \eta) = m_H \bar{\omega}_H (1 - Ki). \quad (2)$$

В дальнейших расчетах использовалось выражение (1), что позволяло непосредственно определять изменение \bar{N}_Q по скорости вращения турбины, а следовательно, и по скорости движения автобуса.

Для определения текущего значения количества тепла, выделенного в единицу времени в гидротрансформаторе, необходимо относительную мощность потерь умножить на значение номинальной мощности приводного двигателя $N_{d, \text{max}}$ и тепловой эквивалент мощности A ($A=0,175$ ккал/л. с. с)

$$Q = A \bar{N}_Q N_{d,\max} \text{ ккал/с.} \quad (3)$$

В качестве основного оценочного параметра интенсивности потерь мощности в гидротрансформаторе примем средненентральные относительные потери мощности за период разгона, определяемые как отношение общей величины работы мощности потерь за время разгона автобуса к работе двигателя при номинальной мощности в это же время:

$$\bar{N}_Q \text{ cp} = -\frac{\int_0^{\tau_p} N_Q d\tau}{N_{\partial \max} \tau_p} = -\frac{N_Q \text{ cp}}{N_{\partial \max}}. \quad (4)$$

Время разгона следует ограничить точкой выхода на режим гидромуфты или блокировки. Для учета влияния наибольших значений \bar{N}_Q удобно рассматривать разгоны до момента времени с приблизительно постоянным темпом изменения потерь мощности $\frac{d\bar{N}_Q}{dt} = 0,005$ на режиме упорядоченного разгона.

Безразмерным оценочным параметром, в некоторой степени определяющим вид кривой $\bar{N}_Q = f(\tau)$, является отношение максимального значения потерь мощности к среднему на выбранном отрезке времени разгона.

[3]. В расчетах использовались относительные величины $m = \frac{M}{M_N}$, $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_N}$. Совместная работа двигателя и гидро-

трансформатора характеризуется величиной $m_{10} = \frac{M_{10}}{M_N}$, где

$M_{10} = \lambda_{10} \rho D_5^5 \omega_N^2$. Сравнения проводились в основном для совмещения гидротрансформатора на $i=0$ с максимумом момента двигателя ($m_{10}=5,07$), с $0,96 M_{\text{д, max}}$ ($m_{10}=2,25$) и с крутящим моментом двигателя при максимальной мощности ($m_{10}=1,0$). Момент инерции двигателя и насосного колеса принимался постоянным $J_1=0,3 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, а моменты инерции, приведенные к валу турбины, $J_2=1,8; 4,4; 10,8 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ и др. При проведении исследований использовались характеристики карбюраторного двигателя типа ЗИЛ-130 ($M_N=2 \text{ кгс}\cdot\text{м}$, $\omega_N=315 \text{ 1/с}$) и линеаризованная характеристика гидротрансформатора с прозрачностями $P = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1M}} = 1,5; 1,0$ и другими, характерными для

гидропередач городских автобусов. Рассмотрим определение потерь мощности.

В относительных единицах потери мощности определяются как разности безразмерной мощности на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора

$$\bar{N}_O = m_H \bar{\omega}_H - m_T \bar{\omega}_T, \quad (1)$$

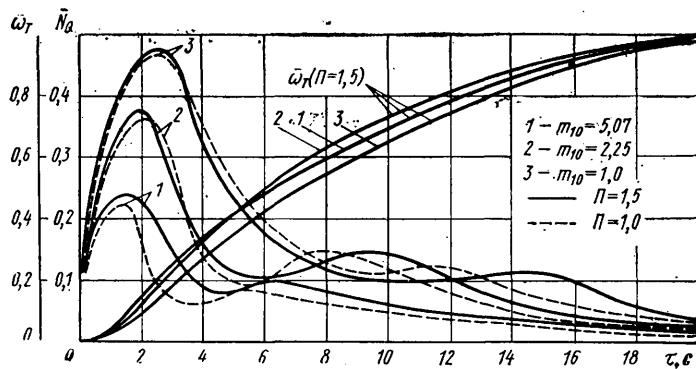


Рис. 1. Влияние прозрачности и совмещения характеристик гидротрансформатора и двигателя на потери мощности в гидротрансформаторе $(1-\eta) \bar{N}_H$

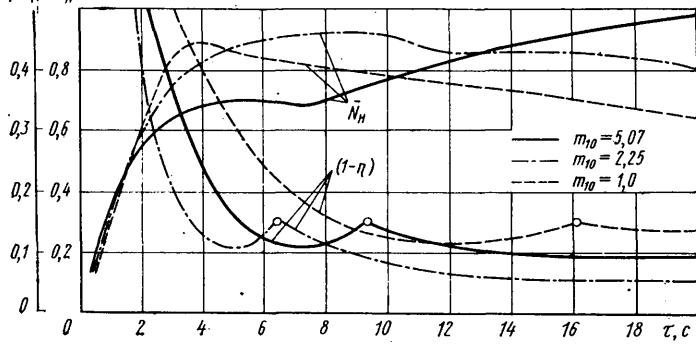


Рис. 2. Изменение подводимой мощности и к.п.д. гидротрансформатора от времени разгона ($\Pi = 1,5$; $J_2 = 1,8$)

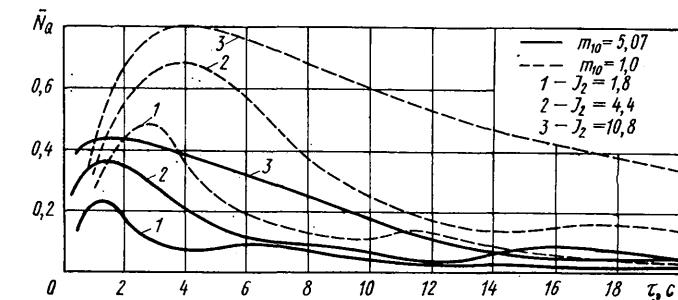


Рис. 3. Влияние приведенного момента инерции на потери мощности в гидротрансформаторе ($\Pi = 1,0$)

при котором $\bar{N}_Q > \bar{N}_{Q \text{ср}}$. Указанные расчетные варианты не являются искусственными, так как отражают действительные изменения параметров в процессе разгона [4—6].

Из таблицы и рис. 1 видно, что наименьшие потери мощности в процессе разгона соответствуют совмещению, характеризуемому $m_{10}=5,07$, т. е. совмещению кривой момента M_H при $i=0$ с максимумом момента двигателя $M_d \text{ max}$. При $m_{10}=1$ значение $\bar{N}_Q \text{ max}$ более чем в 2 раза, а $\bar{N}_{Q \text{ср}}$ в 2,3 раза выше, чем при $m_{10}=5,07$. Кроме того, длительность максимального выделения тепла во втором случае также намного больше. Это можно объяснить тем, что в случае совмещения $m_{10}=1,0$ двигатель большую часть времени разгона работает при ω , близких к ω_N , т. е. на режимах, близких к $N_d \text{ max}$.

Момент на насосе в случае совмещения $m_{10}=1,0$ в начальный период разгона меньше, чем при $m_{10}=5,07$, что ухудшает динамичность и топливную экономичность автобуса во время разгона [5]. При $m_{10}=2,25$ кривая \bar{N}_Q находится несколько ниже кривой, соответствующей \bar{N}_Q при $m_{10}=1$, а потери мощности в начальный период разгона $\bar{N}_Q \text{ max}$ в 1,6 раза больше,

чем при $m_{10}=5,07$. Однако в данном случае наблюдаются наибольшие ускорения и наилучшая топливная экономичность автобуса, что объясняется более полным использованием мощности двигателя [5].

Как видно из рис. 1, прозрачность гидротрансформатора неизначительно влияет на характер и положение кривых $\bar{N}_Q = f(\zeta)$. Кривые потерь мощности при одинаковых совмещениях, но при двух значениях прозрачности $\Pi=1,0$ и $1,5$, имеют одинаковый характер изменения и почти равные значения $\bar{N}_Q \text{ max}$,

однако при $\Pi=1,0$ они расположены несколько ниже,

$\bar{N}_{Q \text{ср}}$ чм при $\Pi=1,5$, особенно при больших значениях совмещения ($m_{10}=2,25$ и $5,07$). Данную закономерность можно объяснить тем, что у непрозрачного гидротрансформатора в отличие от прозрачного происходит более быстрый по времени выход на режим гидромуфты, следовательно, и в зону более высоких к. п. д., а так как при совмещении, близком к максимуму момента, входные обороты двигателя меньше, чем с $m_{10}=1$, процесс выхода в зону больших к. п. д. еще более ускоряется. Такое объяснение хорошо подтверждается графиком изменения подводимой мощности \bar{N}_H и величины $(1-\eta)$ гидротрансформатора по времени разгона (рис. 2).

При совмещении $m_{10}=5,07$ время выхода на режим работы гидротрансформатора с максимальными значениями к. п. д. в 2,5 раза меньше, чем при $m_{10}=1,0$. Кроме того, в первом случае за весь период разгона кривая $(1-\eta)=f(\tau)$ находится под кривой $(1-\eta)$ при совмещении $m_{10}=1,0$, что и объясняет разницу в потерях мощности.

На интенсивность потерь мощности в гидротрансформаторе на режиме разгона значительно влияет величина момента инерции J_2 , приведенного к валу турбины, а следовательно, используемое в коробке передач передаточное число. Так, при непрозрачном гидротрансформаторе и совмещении $m_{10}=5,07$ (рис. 3) средняя мощность потерь при $J_2=10,8$ в 2,1 раза больше, чем при $J_2=1,8$ и составляет 42% от максимальной мощности двигателя. Вместе с тем $\bar{N}_Q \text{ max}$ может не превышать значений $\bar{N}_Q \text{ max}$ при $J_2=1,8$, но с совмещением $m_{10}=1,0$. Длительность максимального теплообразования T_{NQ} при $J_2=10,8$ в 3—3,5 раза больше, чем при $J_2=1,8$. При больших моментах инерции гидротрансформатор длительное время работает на режимах, неблагоприятных с точки зрения потерь мощности.

Из изложенного выше можно сделать следующие выводы: наибольшее влияние на величину и характер потерь мощности, а значит и на тепловыделения в гидротрансформаторе в процессе разгона автобуса, оказывает величина приведенного момента инерции, в несколько меньшей степени — характеристика совмещения двигателя и гидротрансформатора. Прозрачность гидротрансформатора незначительно влияет на потери мощности. Нет строгой закономерности между потерями мощности в гидротрансформаторе, динамичностью и топливной экономичностью автобуса в процессе разгона.

Графические зависимости безразмерной мощности потерь по времени являются исходными данными для решения уравнений теплового баланса гидротрансформатора с теми или иными характеристиками для определенных условий разгона. В реальных условиях разгона передачи переключаются по законам автоматического управления, при этом меняется значение приведенного момента инерции автобуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобилей, М., «Машиностроение», 1968.
2. Крюков А. Д. Тепловой расчет трансмиссий транспортных машин. М., «Машгиз», 1961.
3. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
4. Нарбут А. Н. и др. Расчет и исследование разгонных качеств автобуса с гидротрансформатором. Труды ГСКБ по автобусам, 1973.
5. Нарбут А. Н., Сергеев А. Л., Шапко В. Ф. Влияние совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора на параметры начальной фазы разгона. Труды МАДИ. Вып. 54, 1973.
6. Нарбут А. Н., Сергеев А. Л., Шапко В. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Об ускоренных дорожных испытаниях автомобильных сцеплений на долговечность по методике НАМИ

И. И. МАЛАШКОВ, канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

ОДНОЙ из важнейших задач в развитии автомобилестроения является повышение долговечности автомобиля, его узлов и агрегатов. Одним из узлов автомобиля с недостаточной долговечностью является сцепление. В настоящее время срок службы сцеплений грузовых автомобилей и автобусов составляет 50—90 тыс. км в зависимости от типа автомобиля и условий его эксплуатации. Как показывает опыт эксплуатации, срок службы сцепления в основном определяется долговечностью его фрикционных накладок.

В ближайшее время во многих случаях срок службы двигателя составит 200—300 тыс. км до капитального ремонта. Таким образом, основным требованием по долговечности к сцеплению является обеспечение срока его службы, равного сроку службы двигателя или кратного ему.

Окончательный вывод о целесообразности перехода на новый тип накладок или об оценке эффективности конструктивных изменений, повышающих долговечность сцепления, можно сделать только после дорожно-эксплуатационных испытаний, которые делятся несколько лет. При этом не исключается возможность получения негативного результата лишь в конечной стадии испытаний. Таким образом, очевидна необходимость в разработке методики ускоренных дорожных испытаний сцеплений, позволяющей в короткие сроки оценивать долговечность фрикционных накладок и всего сцепления. В процессе испытаний должны также выявляться характерные недостатки или дефекты как накладок, так и сцепления с соответствующей оценкой их влияния на работу автомобиля в целом.

Преобладающими дефектами автомобильных сцеплений являются большой износ или разрушение фрикционных накладок, коробление и растрескивание нажимных дисков.

Как известно, преобладающий вид разрушения детали является одним из основных критериев при выборе режимов ее испытания. Ценный результат могут дать испытания, если характер нагружения, состояние испытываемой детали и вид разрушения будут такими же, как и при эксплуатации [1].

Исходя из сказанного, следует признать, что наиболее соответствующими указанным требованиям могут быть два основных режима ускоренных испытаний сцеплений: учащенное включение сцепления, при котором величина работы буксования не выходит за пределы средних величин, наблюдаемых в эксплуатации; учащенное включение сцепления при увеличенных нагрузках, равных наибольшим эксплуатационным нагрузкам или превышающих их.

Очевидно, что варьированием частоты включения сцепления и величины работы буксования можно получить режим ускоренных испытаний для конкретной модели автомобильного сцепления, обеспечивающий сопоставимость результатов ускоренных испытаний с результатами, получаемыми в эксплуатации.

Ускоренные испытания могут осуществляться как в дорожных условиях, так и на стенде. Они взаимно дополняют друг друга в исследовании вопросов долговечности. Преимуществом ускоренных стендовых испытаний является возможность создания высокой стабильности рабочих параметров процесса буксования сцепления: постоянства начальных оборотов, темпа включения сцепления, интервалов между включениями. Поэтому стендовые испытания в основном служат для получения сравнительных данных. Кроме того, относительная простота работы на стенде позволяет испытывать сцепления большими партиями.

Дорожные испытания ближе к эксплуатационным по характеру нагрузления сцепления. При этих испытаниях сцепление работает в непосредственном взаимодействии с другими агрегатами автомобиля (двигателем и трансмиссией), для совместной работы с которыми оно и предназначено. Изменение рабочих параметров — момента и оборотов коленчатого вала двигателя, темпа включения, температуры подкапотного пространства — приближается к реальным, т. е. в процессе испытаний учитываются особенности, характерные для данной модели автомобиля.

В процессе ускоренных испытаний сцеплений благодаря созданию большей теплонапряженности износ и разрушение накладок, а также коробление нажимного диска протекают более интенсивно, что сокращает сроки исследования.

Вследствие того, что наиболее часто встречающимся дефектом накладок является их низкая износостойкость, нет никакой необходимости доводить накладки до разрушения. Режим ускоренных испытаний должен быть выбран так, чтобы качественная сторона процесса износа оставалась неизменной. Это положение не исключает проведения специальных дорожных испытаний для определения максимальной термостойкости накладок, т. е. такого предельного теплового состояния, при котором еще сохраняются в определенных границах механические свойства накладок без изменений. При этом виде испытаний возможны случаи разрушения накладок.

Для проведения дорожных испытаний, отвечающих изложенным требованиям, используются методики, в основу которых положено создание различной нагруженности сцепления за счет изменения дорожного сопротивления.

Известен ряд методик дорожных испытаний сцеплений. Так, например, методика фирмы ФИАТ (Италия) предназначена для испытаний сцеплений легковых автомобилей [2]. Некоторые исследователи [3] испытывали сцепления при многократном трогании легкового автомобиля на крутом подъеме (до 17,5%), где режимы нагружения чрезмерны. Для испытаний сцеплений грузовых автомобилей можно использовать в определенной степени методику фирмы Лейланд (Англия). Однако она предназначена для оценки долговечности не только сцеплений, но и других агрегатов шасси (в том числе коробки передач и тормозов). Этой же методикой предусматривается оценка прочности трансмиссии, для чего трогания автомобиля осуществляются интенсивно. Иногда это приводит к разрушению других агрегатов трансмиссии еще до получения каких-либо результатов по сцеплению. Испытания отличаются также большой длительностью.

В методике, разработанной в НАМИ, сцепления испытываются при трогании автомобиля на подъемах. Это способствует ограничению влияния индивидуальной манеры включения водителем сцепления на процесс его буксования в зависимости от крутизны подъема.

Как известно, способ трогания автомобиля на подъеме может быть двояким:

1. При плавном изменении оборотов двигателя (штриховые линии) и сохранении среднего момента буксования на одном уровне трогание осуществляется за счет постепенного приложения нагрузки к трансмиссии автомобиля. В этом случае увеличивается время буксования (рис. 1).

2. При увеличенном числе оборотов двигателя (сплошные линии), близком к максимальному, трогание осуществляется при интенсивном включении сцепления. Время буксования уменьшается, а величина среднего момента трения возрастает

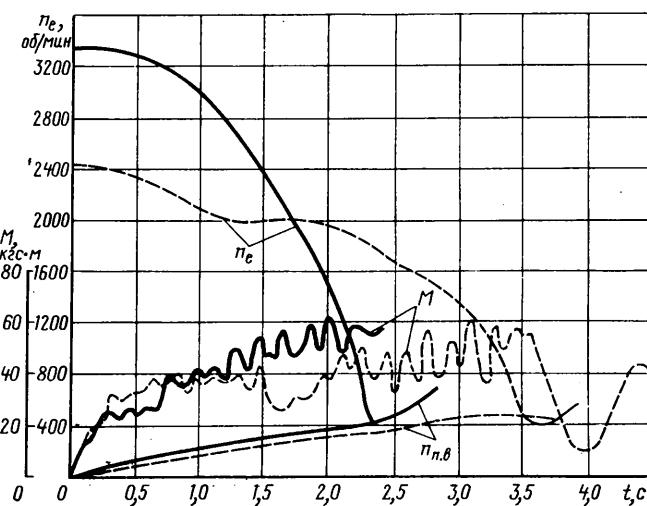


Рис. 1. Изменение параметров работы буксования сцепления в зависимости от способа трогания автомобиля (n_r — обороты двигателя; $n_{п.в}$ — обороты первичного вала; M — момент в трансмиссии автомобиля)

Таблица 1

Крутизна подъема в %	Фрикционный материал накладок сцепления	Режимы буксования сцепления					Число оборотов двигателя в минуту		Средний износ накладок по партии в мм	Среднее коробление нажимного диска по партии в мм
		Работа в кгс·м	Удельная работа в кгс·м/см ²	Средний момент в кгс·м	Угол в радианах	Время в с	в начале буксования	в конце буксования		
4	7-КФ-34	9 700	7,55	30,45	327	2,30	2406	698	0,27	0,12
6	7-КФ-34	18 214	14,20	33,10	526	3,62	2421	685	0,26	0,23
8	7-КФ-34	35 920	27,95	33,80	1087	6,75	2622	612	0,57	0,57
8	Опытный	32 306	25,10	34,26	943	5,72	2411	653	0,28	0,92
8	WNMO	14 364	9,00	38,67	365	2,96	2566	605	0,46	0,05
8	RYZ	11 505	11,20	34,26	302	3,26	2657	618	0,83	0,25

за счет большего, чем в первом случае, инерционного момента двигателя. Однако с увеличением дорожного сопротивления интенсивность включения сцепления уменьшается ввиду опасности заглохания двигателя при быстром падении его оборотов (рис. 1).

Таким образом, способ трогания автомобиля на подъеме характеризуется степенью использования инерционного момента маховика двигателя.

Для получения результатов, которые могли бы быть сравнимы между собой, следует степень использования инерционного момента маховика двигателя или максимально ограничить, или сделать возможно постоянной, что позволит в определенной мере уменьшить индивидуальность манеры трогания автомобиля различными водителями. Этому может способствовать как увеличение дорожного сопротивления, так и установление определенных начальных оборотов двигателя при осуществлении трогания. Условия трогания при испытании сцеплений на долговечность будут различны для различных автомобилей с учетом их разной удельной мощности, передаточных чисел трансмиссии и т. д. Следует также учесть, что трогание автомобиля на подъеме по первому из указанных способов в большей степени соответствует задаче испытаний по определению долговечности фрикционных накладок сцеплений.

Ранее установлено [4], что единичные трогания автопоездов на подъемах не вызывают резкого повышения температурного режима работы сцепления и, как следствие, повышенного износа фрикционных накладок сцепления. С другой стороны, частое трогание автопоезда на подъеме приводит к довольно быстрому нагреву фрикционных накладок, механические свойства накладок резко ухудшаются и автомобиль внезапно теряет способность к движению из-за разрушения или обугливания накладок.

Исходя из этого, был установлен следующий режим испытаний. Груженый автопоезд общим весом 16,5 т с однодисковым сцеплением наружным диаметром 342 мм устанавливался на подъеме 8%. Перед каждым троганием под колеса тягача (или прицепа) подкладывались специальные упоры во избежание скатывания автомобиля назад. Ручной тормоз устанавливался в выключенном положении. Затем производилось 10 троганий на II передаче в пятиступенчатой коробке передач с интервалом 30 с, после чего в течение пятнадцатиминутного пробега автомобиля оценивалась работа сцепления при переключении передач. За это время сцепление охлаждалось, а затем цикл из 10 троганий повторялся.

Поскольку было установлено при разработке данной методики, что для серийного материала накладок ведомого диска сцепления 6 циклов по 10 троганий автомобиля на подъеме 8% оказались предельными из-за признаков начищающегося разрушения, то в дальнейшем для получения сопоставимых результатов накладки из других материалов также испытывались за 6 циклов.

Перед дорожными испытаниями ведомые диски с новыми накладками должны пройти прикатку на стенде, достаточную для получения 80—90%-ного прилегания к поверхности контроллеров. Как перед испытаниями, так и после их окончания сцепления разбирают, осматривают, а также измеряют толщину ведомого диска и коробление нажимного диска в одних и тех же точках.

Таким образом, сами испытания комплекта накладок делятся примерно 2 ч. Учитывая необходимое время на подготовку к испытаниям, можно считать, что испытания накладок¹ с их заменой и установкой на автомобиль нового ведомого диска занимают в целом около 8 ч.

Приведенная выше методика принципиально пригодна для любых типов автомобилей. Однако ввиду различия удельных мощностей, передаточных чисел трансмиссии, количества ве-

дущих мостов, типов двигателя и т. д. режимы нагружения для каждого типа автомобиля могут оказаться различными. Исходя из этого и методика испытаний сцепления каждого конкретного автомобиля должна соответственно уточняться.

При разработке методики дорожных испытаний с целью определения уровня нагруженности сцеплений трогания автопоезда осуществлялись на подъемах различной крутизны (табл. 1). В этом случае регистрировались следующие параметры: крутящий момент на полуоси автомобиля, обороты двигателя и первичного вала коробки передач, время протекания процесса. Для визуального наблюдения за режимом работы двигателя использовался стрелочный электротахометр. Величины измеренных параметров позволяли определить режим работы сцепления.

По указанной методике, кроме формованных накладок шифра 7-КФ-34, были испытаны накладки производства фирмы Феродо (шифр RYZ, спирально-навитые, Англия), фирмы Райбестос (шифр WNMO, тканые, Англия) и опытные формованные (табл. 1).

Для уточнения разработанной методики испытывали автопоезда на подъемах 4 и 6%.

При трогании автопоезда на подъеме 4% (рис. 2, штриховая линия) работа буксования сцепления составила в среднем 9700 кгс·м при среднем моменте на первичном валу 30,45 кгс·м и времени буксования 2,3 с.

Как видно из приведенных данных, режим буксования следует оценить легким. Нагруженность сцепления в данном случае недостаточна и не дает возможности выявить его работоспособность и износстойкость, так как износ накладок ведомого диска и коробление нажимного диска были незначительными.

При трогании автопоезда на подъеме 6% (рис. 2, сплошная линия) работа буксования увеличилась почти в 2 раза (см. таблицу), причем если средний момент буксования увеличился примерно на 8%, то время буксования увеличилось более чем в 1,5 раза. Однако износ накладок и коробление нажимного диска были малы.

Работа буксования при трогании автопоезда на подъеме 8% (рис. 2, штрих-пунктирная линия) составила в среднем 36 000 кгс·м. Время буксования сцепления увеличилось до 6,75 с, а средний момент буксования почти не изменился. В данном случае величина работы буксования была близкой к максимальным значениям, которые наблюдаются в эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Из приведенных данных следует, что с ростом дорожного сопротивления увеличивается работа буксования сцепления за счет увеличения угла и времени буксования при незначительном повышении (~10%) среднего момента буксования.

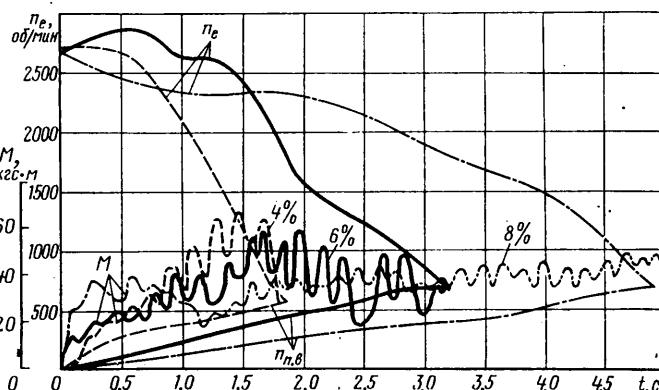


Рис. 2. Режимы буксования сцепления при трогании автопоезда на подъемах различной крутизны

¹ Приведенная методика ускоренных дорожных испытаний сцеплений принята к использованию на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева.

Характерные режимы буксования сцепления на различных подъемах приведены на рис. 2 и в табл. 2.

Таблица 2

Крутизна подъема в %	Режимы буксования сцепления			
	Работа в кгс·м	Средний момент в кгс·м	Угол в рад.	Время в с
4	9 644	28,6	342	1,88
6	19 400	33,7	575	3,20
8	32 222	35,1	918	4,96

Поскольку приведенные данные получены при испытаниях с одним и тем же водителем, т. е. с одной и той же манерой трогания, можно сделать вывод, что свойства фрикционных материалов обуславливают во многом режим работы сцепления. Для примера укажем (табл. 1) на низкую величину работы буксования сцепления с накладками из материалов шифра WNMO и RYZ. У этих материалов высокий коэффициент трения, что позволяет реализовать высокий средний момент буксования сцепления и получить меньшее время буксования. Благодаря таким факторам тепловая нагрузка на эти накладки меньше, чем на накладки шифра 7-КФ-34. Вследствие низкой твердости материала накладок тепло по нажимному диску распространяется более равномерно, чем у формованных, что привело к незначительному короблению нажимного диска сцепления.

При таких испытаниях накладок отчетливо оценивается их термостойкость, которая является важнейшим показателем во время эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Более высокая термостойкость накладок из материала шифра WNMO позволила провести с одним из дисков испытания продолжительностью 12 циклов по 10 троганий, т. е. в 2 раза больше, чем предусмотрено методикой. При этом износ накладок составил 0,64 мм. Осмотр накладок из материала шифра WNMO показал, что испытания могли быть продолжены, так как никаких механических повреждений замечено не было.

Значительно хуже оказалась термостойкость у материала шифра RYZ. После испытаний были обнаружены наволакивания связующего на поверхности нажимного диска.

Высокую термостойкость показал также опытный материал. Не наблюдалось трещин, взрывов на накладках или следов

наволакивания на поверхности контртел. Материал обладает высокой износстойкостью, однако выделяющееся тепло распределяется неравномерно, о чем свидетельствуют многочисленные пятна прижогов, трещины на поверхности нажимного диска и сравнительно большое его коробление.

В результате проведенных дорожных испытаний накладок сцеплений из материала шифра 7-КФ-34 отмечено, что износ и разрушение фрикционного материала на поверхностях трения аналогичны по виду и характеру наблюдавшимся у накладок сцепления, работавших на автомобилях в тяжелых условиях эксплуатации.

Во время разработки методики ускоренных дорожных испытаний сцеплений измерялась температура поверхности трения нажимного диска сцепления, его объемная температура и температура воздуха в картере сцепления.

Температурный режим сцеплений при испытаниях по указанной методике характеризуется следующими показателями:

1. Средний уровень поверхностных температур нажимного диска за один цикл испытаний составил 450—800°C, что подтверждается металлографическим анализом рабочей поверхности. Величина максимальной поверхностной температуры не зависит от количества троганий автомобиля.

2. Средний уровень объемных температур нажимного диска в конце испытаний 300—380°C.

3. Средняя температура воздуха в картере сцепления в конце испытаний 110—140°C.

Результаты испытаний показали, что температуры, развиваемые на поверхности трения нажимного диска, не имеют прямой зависимости от типа фрикционного материала накладок сцепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. М., Машгиз, 1961.
2. Нормаль 7.20021. ФИАТ — ВАЗ. Фрикционные накладки для ведомого диска сцепления автомобиля. Дорожные испытания.
3. Горелов Л. Р., Ечиштов Ю. А., Карузин О. И. — «Автомобильная промышленность», 1967, № 5.
4. Стефанович Ю. Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износстойкость. Труды НАМИ. Вып. 72. 1965.

УДК 629.114.3

К теории поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена

Я. Е. СИГАЛ

ВНИИстройдормаш

ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ по городу строительных машин различного рода габаритные размеры автопоезда достигают значительных размеров, что затрудняет движение, особенно при поворотах на перекрестках. Поэтому при выборе маршрута следования автопоезда необходимо определить, в какие по ширине угловые повороты он впишется. С этой целью строят габаритную полосу движения автопоезда и на ее основании определяют ширину входных и выходных проездов. При построении габаритной полосы движения необходимо задаться радиусом поворота основной траектории тягача¹. Однако в технической литературе отсутствуют какие-либо указания по его выбору. Поэтому обычно габаритную полосу движения строят при различных радиусах поворота тягача² и составляют номограммы или таблицы вписываемости [1], что требует определенного навыка и достаточно больших затрат времени.

Теоретически обоснован выбор оптимального радиуса поворота тягача, при котором вписываемость автопоезда в угловые повороты будет наилучшей, т. е. при заданной ширине одного из проездов, например входного, ширина выходного оказывается наименьшей.

Оптимальный радиус поворота тягача следует определять только для автопоездов, у которых база прицепного звена не менее чем в 2,5 раза больше базы тягача. При обычной базе прицепного звена (4—8 м) за оптимальный радиус поворота тягача следует принимать его минимальный радиус.

Наиболее типичными для архитектурно-планировочных решений современных городов являются повороты на 90° при ши-

рине пересекающихся улиц от 6 до 21 м, т. е. при $\frac{A_{\text{вх}}}{A_{\text{вы}}} = 0,28 \div 3,5$ [1 и 2].

Обычно при исследовании поворотоспособности тихоходных автопоездов принимают, что:

- 1) поворот передних колес тягача при входе в закругление и при выходе из него происходит мгновенно, а угол их поворота во время движения по кривой остается постоянным;
- 2) качение колес прицепного звена автопоезда происходит без бокового скольжения;
- 3) поворот автопоезда происходит без маневрирования задним ходом.

Кроме того, примем, что ось шкворня сцепного устройства совпадает с серединой задней оси тягача; ширина тягача меньше ширины прицепного звена (это наблюдается в большинстве случаев при транспортировании строительных машин, например башенных кранов).

Основываясь на принятых допущениях, рассмотрим вписываемость в прямоугольные повороты автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена для двух случаев: прицепное звено имеет выступающую вперед консоль и задний свес; консоль и задний свес отсутствуют.

При повороте автопоезда (рис. 1) внешние границы прямоугольного поворота будут касательны к внешней ограничительной кривой габаритной полосы движения, а внутренние — параллельны им и вершина их ляжет на внутренней ограничительной кривой. Последняя, как известно, эквидистантна основной траектории прицепного звена¹ и отстоит от нее на

¹ В теории движения автопоездов за основную траекторию тягача принимается траектория середины его задней ходовой оси.

² Здесь и в дальнейшем под радиусом поворота тягача понимается радиус поворота его основной траектории.

² За основную траекторию прицепного звена принята траектория середины его задней ходовой оси.

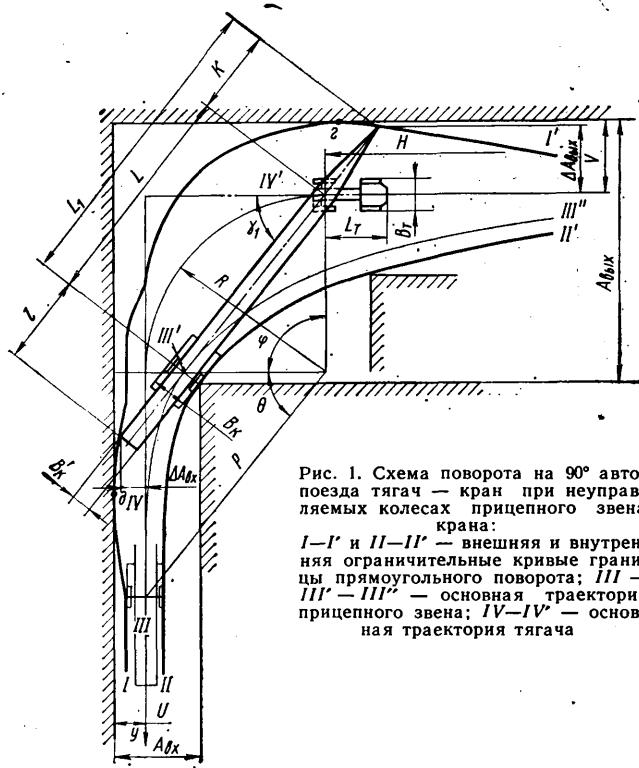


Рис. 1. Схема поворота на 90° автопоезда тягач — кран при неуправляемых колесах прицепного звена крана:
I—I' и II—II' — внешняя и внутренняя ограничительные кривые границы прямоугольного поворота; III—III'—III'' — основная траектория прицепного звена; IV—IV' — основная траектория тягача

При этом значения координат будут

$$x = L(r + h - \cos \gamma); \\ y = L \sin \gamma, \quad (3)$$

где $h = \frac{H}{L}$ (H — путь, пройденный ведущей точкой прицепного звена после выхода тягача из поворота).

Значения U и V можно определить как максимум функций $\Delta A_{\text{вх}}$ и $\Delta A_{\text{вых}}$, представляющих собой соответственно абсциссу точки « ∂ » и ординату точки « g »;

$$\Delta A_{\text{вх}} = L \left[j \sin(\varphi - \gamma) + \frac{v_k}{2} \cos(\varphi - \gamma) - r(1 - \cos \varphi) + \frac{\cos(\varphi - \gamma)}{\tan \gamma} - \frac{\cos \varphi}{\sin \gamma} \right]; \quad (4)$$

$$\Delta A_{\text{вых}} = L \left[p \cos(\varphi - \gamma) - r(1 - \sin \varphi) + \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\tan \gamma} - \frac{\sin \varphi}{\sin \gamma} \right]; \quad (4')$$

$$j = \frac{l}{L}; \quad v_k = \frac{B_k'}{L}; \quad p = \frac{L_1}{L},$$

где L_1 — длина прицепного звена без заднего свеса;

l — длина заднего свеса прицепного звена;

B_k' — ширина прицепного звена по концу заднего свеса.

Значение углов γ при движении ведущей точки прицепного звена по дуге окружности следует определять из выражений

$$\tan \frac{\gamma}{2} = \frac{\tan \left(\varphi \frac{\sqrt{1-r^2}}{2} \right)}{\sqrt{1-r^2} + r \tan \left(\varphi \frac{\sqrt{1-r^2}}{2} \right)} \quad \text{при } r < 1; \quad (5)$$

$$\tan \frac{\gamma}{2} = \frac{e^\varphi \sqrt{r^2-1} - 1}{(\sqrt{r^2-1} - r) + (\sqrt{r^2-1} + r) e^\varphi \sqrt{r^2-1}}, \quad \text{при } r > 1, \quad (5)$$

а при движении ведущей точки прицепного звена по прямой — из выражения

$$\tan \frac{\gamma}{2} = \tan \frac{\gamma_1}{2} e^{-h}, \quad (6)$$

где γ_1 — угол складывания автопоезда в момент выхода тягача из поворота.

Если выступающая вперед консоль прицепного звена не выходит при повороте в габарит тягача, то

$$V = \sqrt{\left(R + \frac{B_t}{2} \right)^2 + L_t^2} - R,$$

где L_t — длина тягача без заднего свеса;

B_t — ширина тягача по оси передних колес.

Подставляя значения U и V , а также x и y в уравнение (1) и имея в виду, что $\gamma = f(r)$, получим ширину входных и выходных проездов в зависимости от основных геометрических размеров автопоезда и радиуса поворота тягача,

Известно [2 и 3], что поворотоспособность автотранспорта при движении в угловых проездах достаточно полно и однозначно характеризуется вписываемостью его в равновеликие ($A_{\text{вх}} = A_{\text{вых}} = A_p$) прямоугольные повороты. Величину A_p можно определить по уравнениям (1), когда $A_{\text{вх}} = A_{\text{вых}}$. Сначала определяют значения $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{вых}}$ при $\varphi = 90^\circ$. Если $A_{\text{вх}} < A_{\text{вых}}$, то при определении A_p подставляют в уравнения (1) значения x и y , определяемые из выражений (3), а если $A_{\text{вх}} > A_{\text{вых}}$ — из выражений (2).

На рис. 2 приведены графики $a_p = \frac{A_p}{L} = f_1(r)$ при максимальных (кривые 1 и 2) и минимальных (кривые 3 и 4) значениях геометрических параметров автопоездов как при отсутствии (кривые 2 и 4), так и при наличии (кривые 1 и 3) выступающих вперед консоли и заднего свеса.

На участке III'-III'' основная траектория прицепного звена представляет собой трактису прямой.
 P — расстояние от центра поворота до середины ходовой оси прицепного звена;
 R — радиус поворота середины задней ходовой оси тягача;
 L — база прицепного звена;
 θ — угол между горизонталью, проведенной из центра поворота и отрезком P (положителен, когда середина ходовой оси прицепного звена лежит ниже горизонтали, отрицателен — когда выше).

На участке III''—III''' основная траектория прицепного звена представляет собой трактису прямой.

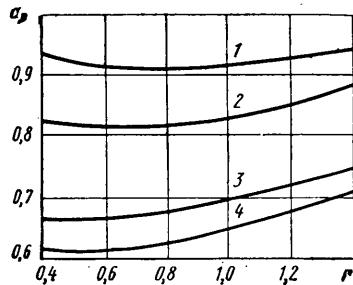


Рис. 2. Зависимость изменения ширины равновеликого прямоугольного поворота от радиуса поворота тягача при значениях геометрических параметров автопоезда:
 1 — $p = 1,4; j = 0,4; v_k = 0,3;$
 2 — $t = 0,45; v_t = 0,2; v_k = 0,3;$
 3 — $p = 1,2; j = 0,2; v_k = 0,1;$
 4 — $t = 0,25; v_t = 0,1; v_k = 0,1$

Пределы изменения геометрических параметров автопоездов приняты в соответствии с существующими типами отечественных и зарубежных башенных кранов. Из графиков видно, что полученные кривые имеют минимум. Если принять $r=0,8$, то для кривой 1 ему будут соответствовать минимальные значения a_p . Для остальных кривых — значения a_p' при $r=0,8$ несколько отличаются от минимального, причем чем меньше значение $a_{p\min}$, тем больше это отличие. Так, для кривой 2 $a_{p\min}=0,81$, а $a_p'=0,815$, т. е. превышает минимальное на 0,6%, для кривой 3 $a_{p\min}=0,66$, а $a_p'=0,675$, т. е. превышает $a_{p\min}$ на 2,3%; для кривой 4 $a_{p\min}=0,61$, а $a_p'=0,625$, т. е. превышение составляет уже 2,5%. Из рис. 2 также видно, что минимальные значения $a_{p\min}$ соответствуют автопоездам, имеющим наименьшие геометрические размеры. При геометрических размерах автопоездов, соответствующих кривой 4, максимальное значение базы прицепного звена не превышает 20 м. Для таких автопоездов минимальная ширина равновеликого прямоугольного поворота $A_{p\min}=20 \text{ м} \cdot 0,61=12,2 \text{ м}$, а ширина равновеликого прямоугольного поворота при $r=0,8$ будет $A_p'=20 \text{ м} \cdot 0,625=125 \text{ м}$, т. е. превысит минимальное значение всего лишь на 0,3 м, что при ширине проезда 12 м несущественно. У автопоездов транспортной длиной 40—50 м база колес прицепного звена равна 30—35 м. Для таких автопоездов $a_{p\min}=0,8 \div 0,9$, при этом отклонение a_p' от $a_{p\min}$ будет менее 1%, что также несущественно.

Таким образом, значение радиуса поворота тягача $r=0,8$ для автопоездов, транспортирующих строительные башенные краны, можно принять за оптимальное.

На рис. 3 приведены кривые вписываемости автопоезда, полученные экспериментально на геометрически подобной модели автопоезда с геометрическими параметрами $p=1,4; j=0,4$ и $v_k=0,2$ при различных значениях r .

Как видно из графиков, ширина равновеликого прямоугольного поворота при оптимальном значении радиуса поворота тя-

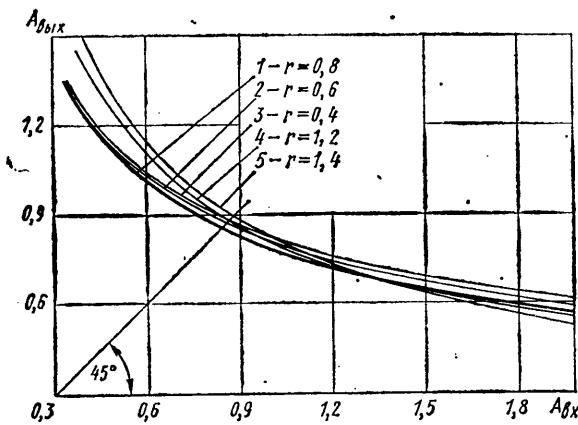


Рис. 3. Кривые вписываемости автопоезда с геометрическими параметрами $p=1,4; j=0,4$ и $v_k=0,2$ при различных радиусах поворота тягача

гача (кривая 1) меньше, чем при всех остальных значениях радиусов (кривые 2—5).

При радиусах поворота тягача, отличающихся от оптимального, кривые вписываемости автопоезда большей своей частью расположены выше кривой 1. Это значит, что при одном и том же значении, например, выходного проезда ширина выходных проездов при $r \neq 0,8$ больше, чем при $r=0,8$, и наоборот, при одном и том же значении выходного проезда ширины входных проездов при $r \neq 0,8$ больше, чем при $r=0,8$.

Смещения кривых 4 и 5 на концевых участках ниже кривой 1 не имеют существенного значения, так как эти смещения незначительны, и вместе с тем, повороты, при которых ширина одного из проездов значительно больше ширины другого, весьма редки. Следовательно, вписываемость в прямоугольные повороты автопоездов тягач—кран с неуправляемыми подкатными тележками оказывается наилучшей при оптимальном радиусе поворота тягача $R_{opt}=0,8 L$.

ЛИТЕРАТУРА

- Закин Я. Х. Ширина проездов при движении автопоездов (таблицы и номограммы для практических расчетов). М., «Транспорт», 1968.
- Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., «Транспорт», 1967.
- Закин Я. Х., Донской В. М. — «Механизация строительства», 1968, № 3.

УДК 629.113.001.4

Оценка усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей методом математического моделирования

Д-р техн. наук В. Я. ИВАНИН, канд. техн. наук В. М. ЗАЙЦЕВ

ИНЖЕНЕРНЫЕ методы оценки надежности и долговечности на стадии проектирования автомобилей, основанные на использовании более точных динамических моделей транспортных агрегатов, и современные вычислительные операции позволяют не только сократить сроки отработки оптимальных и надежных конструкций, но и заметно повысить эксплуатационные качества грузовых автомобилей [1 и 2].

Оценка долговечности несущих рамных конструкций усложняется тем, что современный грузовой автомобиль является многопараметрической динамической системой, содержащей существенно нелинейные связи и находящейся под воздействием внешних нагрузок, носящих характер случайных процессов (взаимодействие колес с микропрофилем дороги, отрыв колес от грунта, «пробой» подвески и т. д.). Несущие рамные конструкции разрушаются в результате появления усталостных трещин, однако в настоящее время не получено надежного экспериментального подтверждения предложенных гипотез суммирования повреждений, особенно при случайному изменении нагрузки.

Достигнутый к настоящему времени уровень решения указанных проблем позволяет приближенно оценить долговечность несущих рамных конструкций автомобиля, а также дает возможность проводить сравнительный анализ усталостной

прочности несущих рамных конструкций различных транспортных средств.

Колебания автомобиля при движении наиболее точно моделируются системой нелинейных дифференциальных уравнений достаточно высокого порядка (20—40) со случайными членами, соответствующими функциям возмущения [3 и 4]. Нелинейность и высокий порядок системы дифференциальных уравнений обусловили применение различных допущений, позволяющих перейти к системе линейных дифференциальных уравнений, независимых относительно параметров колебаний в продольной и поперечной вертикальных плоскостях. Эти допущения легли в основу спектрального метода исследования статистической динамики автомобиля [3]. Однако следует иметь в виду, что характеристики подпрессоривания современных автомобилей являются существенно нелинейными.

Попытки более или менее точного исследования случайных нелинейных колебаний спектральным методом связаны с использованием различных видов линеаризации нелинейных стохастических дифференциальных уравнений (статистическая и гармоническая линеаризация). Это приводит к необходимости расчета промежуточных структурных схем автомобиля, что значительно увеличивает объем вычислений.

Рассмотрим методику определения пробега автомобиля из

условия усталостной прочности несущих рамных конструкций с использованием процедур математического моделирования процессов, происходящих в исследуемой динамической системе. Такой подход к исследованию динамики автомобиля наиболее целесообразен, так как в этом случае удается разработать относительно простые, с небольшим машинным временем их реализации алгоритмы для расчета динамических систем, более полно отражающих свойства конструкции автомобилей. Методика может быть распространена на несущие конструкции других видов, например корпусные.

Динамическую модель многоосного автомобиля с независимой подвеской в общем случае d -осного, можно представить в виде схемы, приведенной на рисунке (промежуточные оси показаны не полностью).

Математическое описание указанной динамической модели представляет собой систему дифференциальных уравнений (1), составленную на основании уравнения Лагранжа второго рода.

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{f}_i &= - \sum_{r=1}^n f_i \gamma_{ir} - \sum_{s=1}^m \sum_{j=\pi, n} [P_p(\lambda_s, j) + P_a(\dot{\lambda}_s, j)] ; \\ J_k \ddot{\varphi}_k &= - \sum_{k=1}^d \sum_{j=\pi, n} [\pm P_p(\lambda_k, j) \pm P_a(\dot{\lambda}_k, j) - \\ &\quad - C_k(\varphi_k - \varphi_{k-1}) + C_{k+1}(\varphi_{k+1} - \varphi_k) - \\ &\quad - \eta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k-1}) + \eta_{k+1}(\dot{\varphi}_{k+1} - \dot{\varphi}_k)] ; \\ m_{k, j} \ddot{z}_{k, j} &= P_p(\lambda_k, j) + P_a(\dot{\lambda}_k, j) + P_{c.t}(\dot{\lambda}_k, j) - \\ &\quad - P'_w(\lambda_{w.k}, j) - P'_w(\dot{\lambda}_{w.k}, j) , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где M_i — приведенные массы, включающие в себя массы перевозимого груза, несущей рамной конструкции и агрегатов, закрепленных на ней; J_k — момент инерции масс, приведенных к k -й оси; $m_{k, j}$ — масса j -й неподрессоренной части k -й оси; f_i, z_k, j, φ_k — обобщенные координаты системы; γ_{ir} — постоянные коэффициенты, определяемые при дифференцировании выражения для потенциальной энергии упругой балки по координатам f_i ; C_k — крутильная жесткость k -го участка несущих рамных конструкций; η_k — коэффициент неупругого затухания при крутильных колебаниях несущих рамных конструкций; $P_p(\lambda_k, j)$ — усилие в упругом элементе подвески (рессоре) j -го колеса k -й оси, полученное на основании характеристики этого элемента (λ_k, j — деформация соответствующей рессоры); $P_a(\dot{\lambda}_k, j)$ — усилие в демпфирующем элементе подвески (амортизаторе) j -го колеса k -й оси, полученное на основании характеристики этого элемента ($\dot{\lambda}_k, j$ — скорость деформации рессоры); $P_{c.t}(\dot{\lambda}_k, j)$ — усилие от сухого трения в узлах подвески j -го колеса k -й оси; $P'_w(\lambda_{w.k}, j)$ — упругое усилие вшине j -го колеса k -й оси, полученное на основании характеристики шины ($\lambda_{w.k}, j$ — деформация шины); $P'_w(\dot{\lambda}_{w.k}, j)$ — демпфирующее усилие вшине j -го колеса k -й оси ($\dot{\lambda}_{w.k}, j$ — скорость деформации шины); $\lambda_{k, j} = f_k - z_{k, j} \mp \varphi_k b$; $\dot{\lambda}_{k, j} = \dot{f}_k - \dot{z}_{k, j} \mp \dot{\varphi}_k b$; $\lambda_{w.k, j} = z_{k, j} - H_{k, j}$; $\dot{\lambda}_{w.k, j} = \dot{z}_{k, j} - \dot{H}_{k, j}$.

В системе уравнений (1) верхний знак при некоторых членах соответствует значению j для левого борта, а нижний — для правого.

Как видно из системы (1), усилия в рессорах, амортизаторах и шинах в общем случае могут быть нелинейными функциями обобщенных координат системы и их скоростей.

Подобным образом можно описать динамическую модель автомобилей других типов.

Для динамической модели, приведенной на рисунке, число обобщенных координат равно

$$u = n + 3d. \quad (2)$$

Система уравнений (1) состоит из u уравнений трех типов: n уравнений первого типа описывают колебания автомобиля в продольно-вертикальной плоскости, d уравнений второго типа — крутильные колебания несущей рамной конструкции, $2d$ уравнений третьего типа — вертикальные колебания неподрессоренных масс.

Возмущающими функциями в системе уравнений (1) являются высоты микропрофиля дороги $H_{k, j}$. Стохастические уравнения подобного типа можно решать только численными методами анализа. Однако ввиду достаточно больших величин обертонов собственных изгибных колебаний несущих рамных конструкций (40—50 Гц и более), для решения необходим малый шаг интегрирования ($\leq 0,001$), что приводит к переполнению памяти ЭЦВМ.

Метод разложения колебаний по главным формам позволяет заменить систему уравнений (1) эквивалентной системой более низкого порядка. В этом случае следует предварительно определить частоты и формы собственных изгибных колебаний несущих рамных конструкций [5].

На практике достаточно ограничиться первыми тремя четырьмя формами колебаний. Напомним, что в данном случае первые две формы описывают колебания автомобиля как твердого тела.

Согласно работе [5], первые n уравнений системы (1) можно заменить, ограничиваясь первыми q формами колебаний, с учетом затухания в конструкции следующими уравнениями

$$\ddot{x}_i + \frac{\delta}{\pi} p_i \dot{x}_i + p_i^2 x_i = \frac{- \sum_{s=1}^m A_{is} \sum_{j=\pi, n} [P_p(\lambda_s, j) + P_a(\dot{\lambda}_s, j)]}{\sum_{s=1}^m M_i A_{is}^2},$$

где p_i — i -я собственная частота изгибных колебаний несущих рамных конструкций;

δ — логарифмический декремент изгибных колебаний системы;

A_{is} — произвольные постоянные, характеризующие отношение амплитуд в различных точках системы в рассматриваемых формах главных колебаний.

Таким образом, в окончательном виде система уравнений, описывающая колебания автомобиля, запишется так:

$$\ddot{x}_i = - \frac{\delta}{\pi} p_i \dot{x}_i - p_i^2 x_i - \frac{\sum_{s=1}^m A_{is} \sum_{j=\pi, n} [P_p(\lambda_s, j) + P_a(\dot{\lambda}_s, j)]}{\sum_{s=1}^m M_i A_{is}^2};$$

$$\begin{aligned} J_k \ddot{\varphi}_k &= - \sum_{j=\pi, n} [\pm P_p(\lambda_k, j) \pm P_a(\dot{\lambda}_k, j)] - \\ &\quad - C_k(\varphi_k - \varphi_{k-1}) + C_{k+1}(\varphi_{k+1} - \varphi_k) - \eta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k-1}) + \\ &\quad + \eta_{k+1}(\dot{\varphi}_{k+1} - \dot{\varphi}_k); \\ m_{k, j} \ddot{z}_{k, j} &= P_p(\lambda_k, j) + P_a(\dot{\lambda}_k, j) + P_{c.t}(\dot{\lambda}_k, j) - \\ &\quad - P'_w(\lambda_{w.k}, j) - P'_w(\dot{\lambda}_{w.k}, j). \end{aligned} \quad (3)$$

Выбранные обобщенные координаты f_i могут быть записаны через главные в виде

$$f_i = \sum_{s=1}^t A_{is} x_s. \quad (4)$$

Значение высот микропрофиля дороги формируется на ЭЦВМ при помощи метода статистических испытаний одновременно с интегрированием основной системы уравнений (3). Подробно такое моделирование описано в работе [4].

Отличительной особенностью динамической модели следует считать учет изгибных колебаний несущей рамы. Учет деформации изгиба дает более правильную картину распределения напряжений по сечениям рамы.

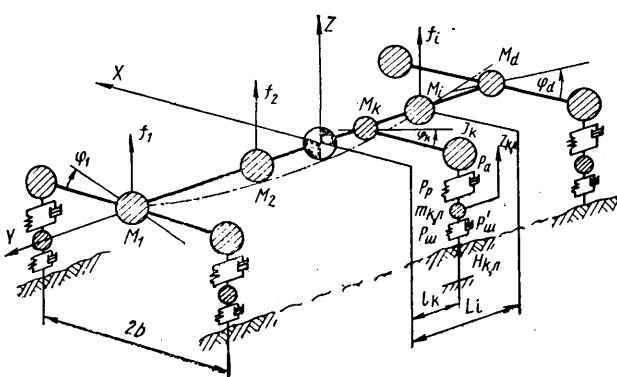


Схема динамической модели многоосного автомобиля с независимой подвеской:

n — число сосредоточенных масс M_i ; m — число сосредоточенных масс M_i , место приведения которых совпадает с осью колеса; L_i — расстояние от i -й сосредоточенной массы до центра тяжести; H_k , j — высота микропрофилей дороги под i -м колесом k -й оси (i принимает значения, для л или п); l_k — расстояние от k -й оси до центра тяжести автомобиля (имеет знак плюс, если ось расположена спереди центра тяжести, и минус, — если сзади); l и p — индексы, обозначающие принадлежность параметров к левому или правому борту автомобиля

В результате численного интегрирования системы (3) на каждом шаге можно вычислить значение сил и моментов, действующих на несущие рамные конструкции. При нахождении внешних воздействий следует учитывать инерционные силы и моменты от местного действия прикрепленных к раме агрегатов, что можно сделать, зная ускорения их центров тяжести. Эти ускорения получают при интегрировании системы (3).

Нахождение напряжений в несущих рамных конструкциях по известному внешнему возмущению является сложной задачей, не получившей еще своего окончательного решения. В настоящее время существуют два подхода к определению напряжений в раме: один рассматривает ее как многостержневую конструкцию, другой — как единый эквивалентный стержень. В этом случае можно применять любую концепцию, хотя последняя более просто реализуется в расчетной практике. Приведем пример употребления одностержневого подхода согласно работе [2]. Обычно рассматривают напряжения в несущих рамных конструкциях от двух факторов — изгиба и кручения. Изгибные напряжения можно определять по известной из сопротивления материалов зависимости

$$\sigma_{ni} = \frac{M_{ni}}{W_i}, \quad (5)$$

где M_{ni} — изгибающий момент в i -м сечении конструкции; W_i — момент сопротивления изгибу в том же сечении.

Для определения напряжений от кручения несущих рамных конструкций можно воспользоваться любой из имеющихся гипотез, в частности гипотезой, предложенной в работе [2].

Далее, определив в исследуемых сечениях бимоменты B_i , находят напряжения кручения в тонкостенных элементах конструкции по формуле

$$\sigma_{\omega i} = \frac{B_i \omega}{J_{\omega i}}, \quad (6)$$

где ω — секториальная координата точек i -го сечения; $J_{\omega i}$ — секториальный момент i -го сечения.

Общее напряжение в точках сечения равно сумме

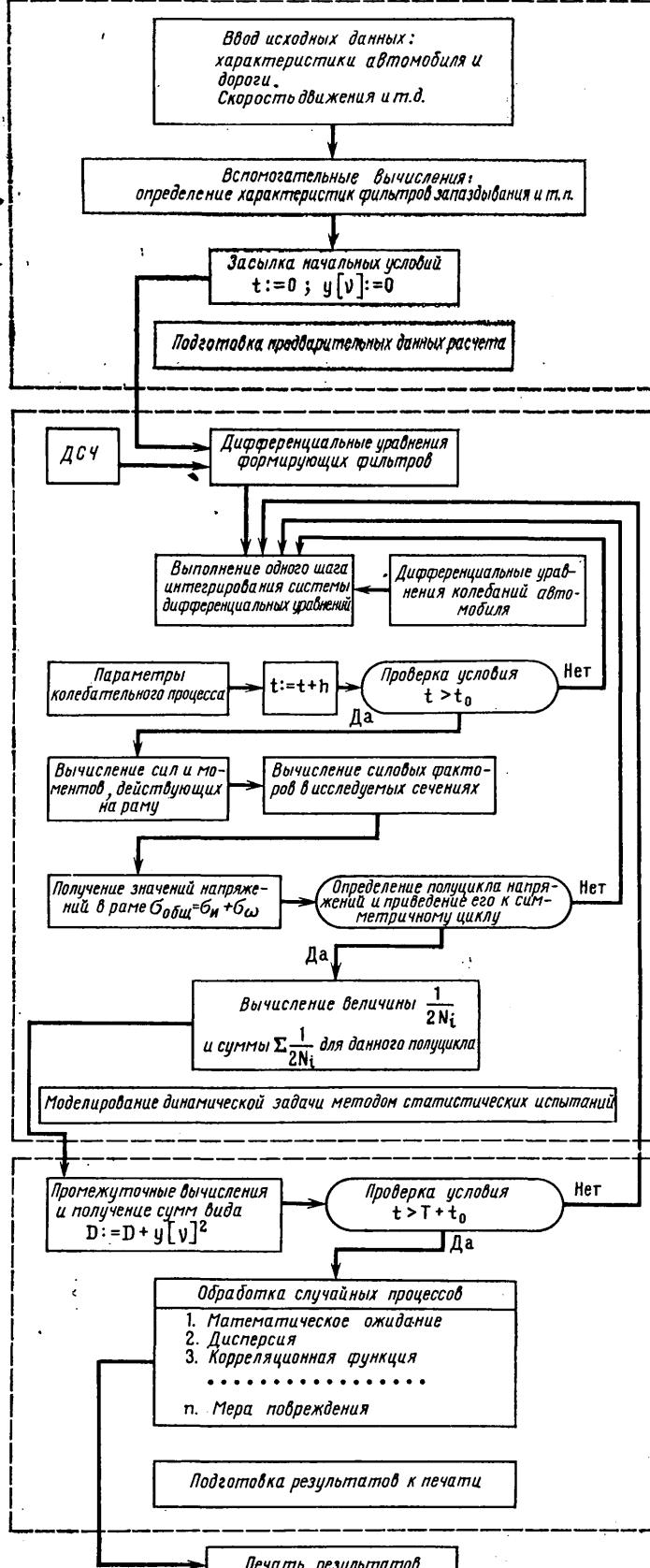
$$\sigma_{\text{общ}} = \sigma_i + \sigma_{\omega}. \quad (7)$$

Подобный прием позволяет смоделировать процесс изменения напряжений в любом сечении конструкции как случайную функцию времени.

В распоряжении исследователя, как правило, имеются экспериментальные зависимости «напряжение — число циклов нагрузки» при детерминированных параметрах процесса нагрузки. Ввиду этого во всех работах случайный процесс изменения напряжений, полученный опытным путем (в нашем случае в результате моделирования на ЭЦВМ), приводится (систематизируется) к какому-либо детерминированному процессу, чаще всего к симметричному.

В целях экономии оперативной памяти ЭЦВМ целесообразно систематизировать случайный процесс изменения напряжений и суммировать повреждения, вызванные данным процессом, непосредственно во время моделирования. В частности, это можно сделать следующим образом. Отыскиваются следующие друг за другом экстремумы процесса, т. е. максимум

Блок-схема алгоритма определения срока службы несущей рамной конструкции



(или минимум) и следующий за ним минимум (или максимум). Полученный полуцикль можно характеризовать средним $\bar{\sigma}_{ti}$ и амплитудным σ_{ai} значениями по известным зависимостям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ti} &= 0,5 (\sigma_{\max i} + \sigma_{\min i}); \\ \sigma_{ai} &= 0,5 (\sigma_{\max i} - \sigma_{\min i}). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Согласно работе [6], приведение асимметричного цикла напряжений к амплитуде симметричного цикла осуществляется по формуле

$$\sigma_{-1i} = \sigma_{ai} + \psi \sigma_{mi}, \quad (9)$$

где ψ — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

Учитывая систему (8), получим следующую зависимость приведения действительного полуцикла к симметричному:

$$\sigma_{-1i} = 0,5 [\sigma_{maxi}(1 + \psi) - \sigma_{mini}(1 - \psi)]. \quad (10)$$

Исходя из уравнений кривой Велера, можно определить повреждение, вызванное приведенным полуциклом в случае, если σ_{-1i} превышает предел выносливости:

$$\frac{1}{N_i} = \left(\frac{\sigma_{-1i}}{\sigma_{-1}} \right)^m \frac{1}{2N_0}, \quad (11)$$

где N_0 — базовое число циклов;

N_i — число циклов, соответствующее ограниченному пределу выносливости σ_{-1i} ;

m — показатель степени кривой Велера.

На основании какой-либо гипотезы суммирования повреждений, например линейной, значение меры повреждения на рассматриваемом промежутке времени при моделировании движения автомобиля по определенному типу дороги с определенной скоростью можно получить в виде

$$D = \sum_i \frac{1}{N_i} = \sum_i \left(\frac{\sigma_{-1i}}{\sigma_{-1}} \right)^m \frac{1}{2N_0}. \quad (12)$$

За критерий неповреждаемости конструкции в данном месте принимаем непревышение мерой D некоторого числа a . Поскольку процесс нагружения носит случайный характер, можно в первом приближении положить $a = 1$ [7].

Допустим, что за время t_j моделирования пробега автомобиля со скоростью v_j по дорогам определенного типа в какой-либо точке расчетного сечения конструкции получена мера повреждения D_j , значение которой подсчитывается в соответствии с уравнением (12) в процессе интегрирования системы (3). Пробег автомобиля до образования усталостной трещины при заданных условиях определяется по формуле

$$L_j = \frac{v_j t_j}{\sum_i \frac{1}{N_i}}. \quad (13)$$

Автомобиль эксплуатируется по дорогам различного качества, причем приблизительный процентный состав основных типов дорог считается известным. Вводя весовые коэффициенты μ_j , соответствующие вероятности эксплуатации автомобиля по дорогам определенного типа, получим зависимость для определения общего пробега автомобиля до образования усталостной трещины:

$$L = \sum_j \frac{v_j t_j}{\sum_i \frac{1}{N_i}} \mu_j. \quad (14)$$

Ввиду того что различные типы дорог могут вызвать повреждения в разных местах конструкции, моделирование нужно осуществлять в нескольких наиболее напряженных местах конструкции с учетом мест таких повреждений у аналогичных автомобилей, выпущенных ранее.

На основании решения выражения (14), можно судить о долговечности несущих рамных конструкций в различных ее местах или, если исследуются автомобили разных марок, о сравнительной прочности рам. Блок-схема алгоритма определения долговечности несущих рамных конструкций грузового автомобиля представлена на схеме, где шаг интегрирования — h ; время переходного процесса — t_0 , интервал наблюдения случайных процессов — T ; идентификатор v -го случайного процесса — y [v].

Кроме динамической модели, показанной на рисунке, на первом этапе исследований можно использовать модель с не деформируемой несущей конструкцией, что увеличивает напряжения в среднем на 10%.

Таким образом, метод математического моделирования позволяет:

1) снять ряд существенных ограничений, присущих методикам, основанным на применении спектрального метода, в частности, представляется возможным более точно учесть в расчетной динамической модели основные виды нелинейностей;

2) ввести в расчет любые физические и геометрические соотношения для определения напряжений в конструкции в зависимости от действующих на нее сил и моментов, любые методы систематизации случайных напряжений, а также любые гипотезы суммирования повреждений.

Предлагаемую методику можно использовать как на стадии проектирования автомобиля, так и на стадии его опытной проверки, например, для обоснования режимов ускоренных испытаний на специальных дорогах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1972.

2. Прокуряков В. Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. Л., «Машиностроение», 1972.

3. Силаев А. А. Спектральная теория подпрессоривания транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972.

4. Иванин В. Я., Гриценко Д. В., Аксенов И. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

5. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М., «Наука», 1971.

6. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин. М., Машгиз, 1963.

7. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. М., Стройиздат, 1965.

УДК 629.113.02

Динамические схемы систем привод—движитель—машина

Д-р техн. наук В. М. СЕМЕНОВ, канд. техн. наук Г. Г. АНКИНОВИЧ,
В. П. СТЕРЖАНОВ, канд. техн. наук В. М. БЕЛЯЕВ, Т. В. КОВАЛЕВА

НАМИ

НА ОСНОВАНИИ разбора кинематической схемы привода с учетом действия реактивных сил рассмотрена (рис. 1, а) принципиальная схема динамической системы привод—движитель четырехколесного полноприводного автомобиля при работе с одним включенным задним ведущим мостом (возмущающие силы не приведены). В схеме не учтены сосредоточенные массы, такие, как отдельные шестерни, а также податливости шлицевых соединений и зубьев шестерен.

На схеме приведены: 1) узлы, непосредственно участвующие в передаче мощности: двигатель D ; муфта сцепления C_d ; коробка передач K ; основной карданный вал Kd_1 , соединяющий коробку передач с раздаточной коробкой; раздаточная коробка RK ; карданный вал привода заднего моста Kd_2 ; главная передача—полусоси G_L — P ; движитель—машина, перемещающаяся поступательно D — M ; 2) реактивные элементы: контур P_1 — двигатель, его подвеска, рама машины, рессоры, мосты, движители; контур P_2 — раздаточная коробка и ее подвеска; контур P_3 — задний ведущий мост, его подвеска, рама машины, рессоры, мосты, движители.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Реактивные элементы контура P_1 воспринимают реактивный момент двигателя M' , подвеска реактивного контура P_2 совместно с контуром P_1 воспринимает реактивный момент раздаточной коробки, элементы реактивного контура P_3 воспринимают реактивный момент M'' .

Для основных маховых масс и жесткостей принятые следующие обозначения:

J_1 — суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя;

J_2 — суммарный момент инерции шестерен коробки передач, крестовин, фланцев карданов и других вращающихся деталей;

J_3 — суммарный момент инерции шестерен раздаточной коробки, крестовин, фланцев карданов;

J_4 — суммарный момент инерции деталей раздаточной коробки;

J_5 — суммарный момент шестерен деталей главной передачи и полусосей;

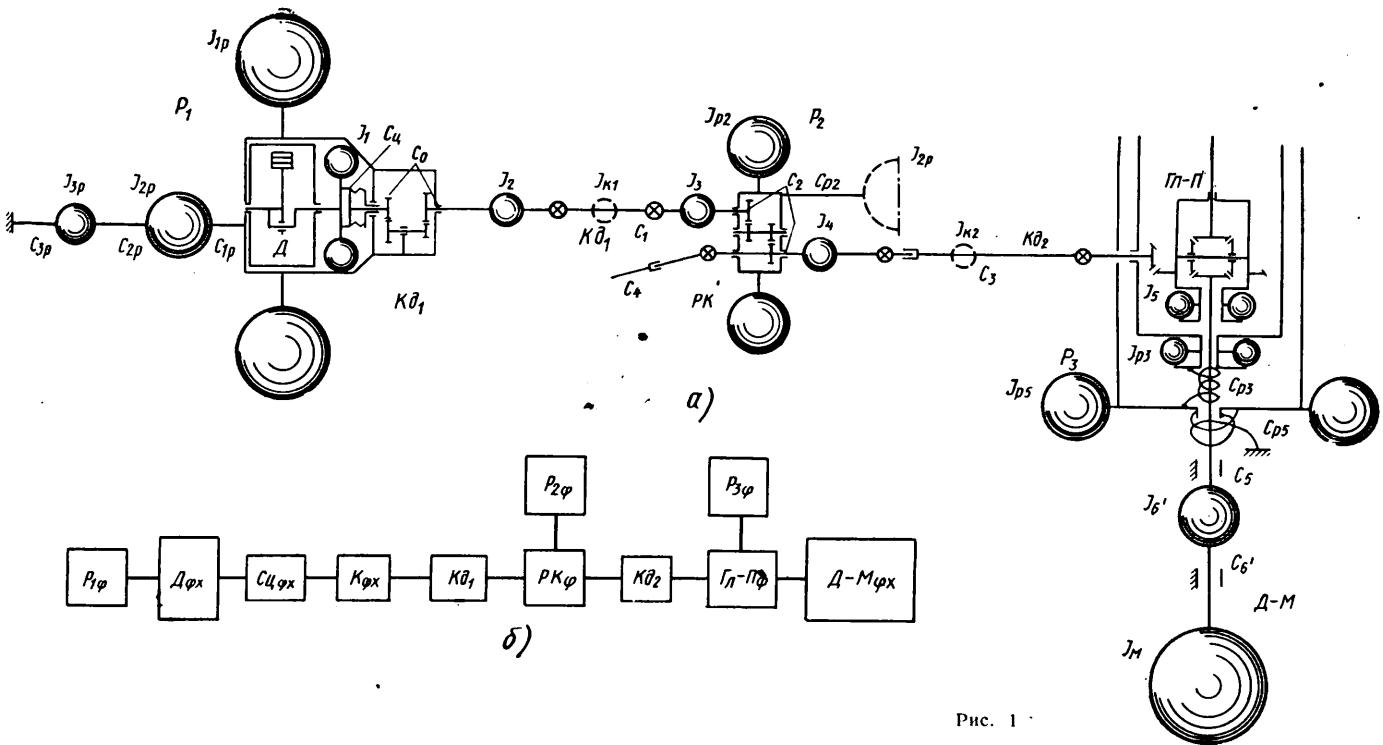


Рис. 1

Массой мостов и движителей — неподрессоренной массой автомобиля при его продольно-угловых колебаниях — пренебрегаем.

В дополнение к изложенному на рис. 1, б приведена блок-схема последовательности соединения агрегатов привод—движитель. На этой схеме:

$D_{\varphi x}$, $P_{1\varphi}$, $C_{4\varphi x}$, $K_{\varphi x}$, Kd_1 , PK_{φ} , Kd_2 , $\Pi-\Pi'$, $D-M_{\varphi x}$ — двигатель с прилегающими к нему реактивными элементами, а также с коробкой передач и муфтой сцепления, перемещения рабочих агрегатов которых можно рассматривать в угловых и линейных координатах φ , x ;

Kd_1 — промежуточный карданный вал; $P \cdot K_{\varphi}$, $P_{2\varphi}$ — раздаточная коробка с прилегающими реактивными элементами контура P_2 ;

Kd_2 — карданный вал, соединяющий раздаточную коробку с задним ведущим мостом;

$\Pi-\Pi'$, $P_{3\varphi}$ — главная передача с прилегающими реактивными элементами контура P_3 ;

$D-M_{\varphi x}$ — движитель—машина, имеющая как угловые, так и поступательные перемещения.

Указанные блок-схемы удобно применять при разработке структур динамических схем системы привод—движитель вновь создаваемых транспортных средств. Блок-схема позволяет в случае наличия необходимых экспериментальных данных и предварительных расчетов частот собственных колебаний отдельных агрегатов выявить особенности работы силового привода. Анализ блок-схемы, приведенной на рис. 1, проводится без учета демпфирующих сил, которые можно учесть при рассмотрении конкретных расчетных схем.

Для расчета частот собственных колебаний системы привод—движитель транспортных средств принята методика, сложившаяся в практике доводочных работ. Она заключается в том, что по типовым расчетным схемам, включающим сосредоточенные параметры J , C , определяются низко- и среднечастотные свободные колебания системы привод—движитель и далее исследуются высокочастотные колебания отдельных валов системы с использованием, если необходимо, и дифференциальных уравнений в частных производных. В данном случае исследовались только низко- и среднечастотные колебания.

Рассмотрим типовые расчетные схемы. Структурную схему и блок-схему системы привод—движитель четырехколесного полноприводного автомобиля при работе с одним ведущим мостом (рис. 1) можно преобразовать в расчетную динамическую схему (рис. 2). В этой схеме учитываются внешние моменты как от инерционных сил, так и от сил давления газа в цилиндрах двигателя $M_{\text{вн}}$, инерционные силы, возникаю-

- J_6 — момент инерции дисков ведущих колес и резинокордных оболочек шин;
- $J_{k1, 2}$ — сосредоточенные маховые массы труб карданных валов;
- J_m — приведенная к маховой поступательно движущаяся масса машины;
- J_{1p} — момент инерции картера двигателя в сборе при его угловых колебаниях относительно оси минимального момента инерции, возникающих от воздействия реактивного момента;
- J_{2p} — момент инерции подрессоренной массы машины при ее повороте в поперечной плоскости в случае воздействия реактивного момента M' ;
- J_{3p} — момент инерции мостов при повороте машины в поперечной плоскости при воздействии реактивного момента M'' ;
- J_{p2} — момент инерции раздаточной коробки в сборе при угловых колебаниях относительно оси минимального момента инерции;
- J_{p3} — суммарный момент инерции ведущего моста в сборе и деталей главной передачи при повороте относительно поперечной оси минимального момента инерции;
- J_{p5} — момент инерции подрессоренной массы машины при ее повороте в продольной плоскости вокруг некоторого центра, близкого к центру тяжести машины (центру упругости) при действии реактивного момента M''' ;
- C_0 — коэффициент угловой жесткости валов коробки передач, приведенный к первичному валу;
- C_1 — коэффициент угловой жесткости карданных валов, соединяющего коробку передач с раздаточной коробкой;
- C_2 — коэффициент угловой жесткости валов раздаточной коробки;
- C_3, C_4 — коэффициенты угловой жесткости карданных валов, соединяющих раздаточную коробку с ведущими мостами;
- C_5 — коэффициент угловой жесткости полуосей;
- C_6 — суммарный коэффициент крутильной и продольной жесткостей движителей;
- C_{1p} — коэффициент крутильной жесткости подвески двигателя;
- C_{2p}, C_{3p} — коэффициенты угловой жесткости соответственно рессор и шин, деформирующихся под действием реактивного момента M' ;
- C_{p2} — коэффициент угловой жесткости подвески раздаточной коробки;
- C_{p3} — коэффициент угловой жесткости задних рессор;
- C_{p5} — приведенный к крутильному суммарный коэффициент жесткости рессор и шин при продольно-угловых колебаниях автомобиля под действием реактивного момента M'' .

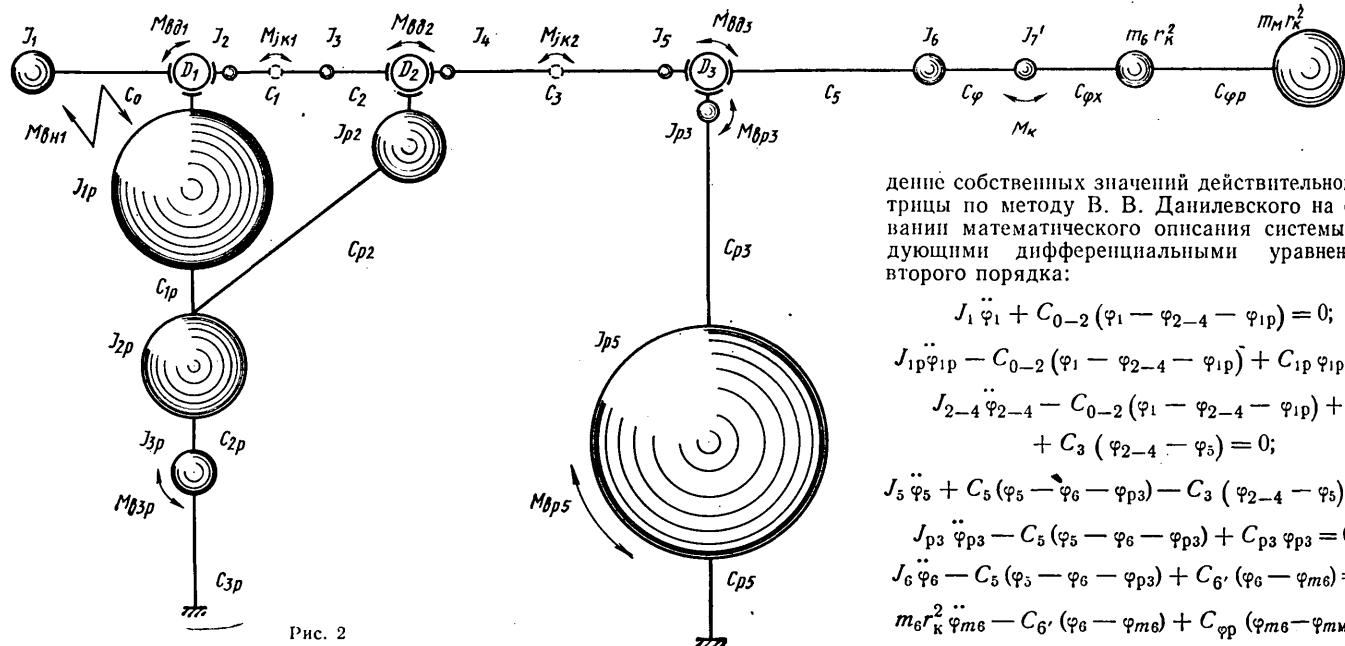


Рис. 2

щие вследствие неравномерности вращения карданных валов M_{jk1} , M_{jk2} и вследствие неравномерности зацепления шестерен в коробке передач M_{vd1} , в раздаточной коробке M_{vd2} и ведущем мосту M_{vd3} . Неровности дороги вызывают колебания мостов и массы автомобиля, что учитывается моментами M_{vzr} , M_{vpr} , M_{vpr5} .

При относительно небольших неровностях дороги момент сопротивления движению шин M_f , более правильно относить к разряду диссипативных переменных сил. Предполагается, что эти силы наблюдаются главным образом в зубчатых передачах D_1 , D_2 , D_3 , в демпфере муфты сцепления, в резинотехнических изделиях подвесок силового агрегата, в раздаточной коробке и в рессорах.

На схеме (рис. 2) контур движителя, показанный на рис. 1 с параметрами J_6' , C_6' , изображен более сложно. Он включает параметры J_6 , C_ϕ , J_7 , $C_{\phi x}$, $m_6 r_k^2$, т. е. момент инерции дисков колес; коэффициент крутильной жесткости шин; момент инерции беговой части резинокордной оболочки шин; коэффициент продольной жесткости шин, приведенный к крутильной; поступательную массу шин и ведущего моста, приведенные к маховой ($J_m = m_6 r_k^2$). Этот контур соединяется через пружину с коэффициентом жесткости $C_{\varphi p}$ (коэффициент жесткости рессор при продольной деформации, приведенный к крутильному) с поступательной массой машины, приведенной к маховой $J_m = m_m r_k^2$.

На рис. 3 приведены упрощенные в части реактивных контуров и движителей типовые расчетные схемы привод—движитель автомобилей с припланцованной к коробке передач раздаточной коробкой автомобиля УАЗ типа 4×2 с выключенным (а) и включенным (б) передним ведущим мостом. Внешние и демпфирующие силы на рисунке не показаны. Ввиду того, что у данных машин раздаточная коробка сферулонирована с коробкой передач, структура параметров J , C , расположенных за дифференциальным механизмом D_1 , несколько иная. Индексы параметров C_{1-2} и J_{2-4} объединяют соответствующие параметры первой расчетной схемы.

Соотношения параметров J , C , приведенных к двигателю с маховой массой J_1 , на расчетных схемах изображены в масштабе для одной из низших передач. Моменты инерции и коэффициенты жесткости изображены пропорциональными: первые — объему фигур шаров, а вторые — кубическому корню из величины податливости. Подобное построение расчетных схем удобно, так как разница параметров исследуемых систем может быть в 500 раз и более.

Приведенные на рис. 3 типовые расчетные схемы систем привод—движитель автомобилей необходимы для прогнозирования частот собственных колебаний основных контуров и опасных резонансных зон, на которые в процессе доводочных работ следует обращать особое внимание.

Частоты собственных колебаний многомассовых систем для автомобилей типа 4×2, согласно типовой расчетной схеме на рис. 3, а, определялись на машине «Минск-22» по типовой программе, разработанной в НАМИ. В основу положено нахож-

дение собственных значений действительной матрицы по методу В. В. Данилевского на основании математического описания системы следующими дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{0-2} (\varphi_1 - \varphi_{2-4} - \varphi_{1p}) &= 0; \\ J_{1p} \ddot{\varphi}_{1p} - C_{0-2} (\varphi_1 - \varphi_{2-4} - \varphi_{1p}) + C_{1p} \varphi_{1p} &= 0; \\ J_{2-4} \ddot{\varphi}_{2-4} - C_{0-2} (\varphi_1 - \varphi_{2-4} - \varphi_{1p}) + C_3 (\varphi_{2-4} - \varphi_5) &= 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 + C_5 (\varphi_5 - \varphi_6 - \varphi_{p3}) - C_3 (\varphi_{2-4} - \varphi_5) &= 0; \\ J_{p3} \ddot{\varphi}_{p3} - C_5 (\varphi_5 - \varphi_6 - \varphi_{p3}) + C_{p3} \varphi_{p3} &= 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - C_5 (\varphi_5 - \varphi_6 - \varphi_{p3}) + C_{6'} (\varphi_6 - \varphi_{m6}) &= 0; \\ m_6 r_k^2 \ddot{\varphi}_{m6} - C_{6'} (\varphi_6 - \varphi_{m6}) + C_{\varphi p} (\varphi_{m6} - \varphi_{mm}) &= 0, \\ m_m r_k^2 \ddot{\varphi}_{mm} - C_{\varphi p} (\varphi_{m6} - \varphi_{mm}) &= 0, \end{aligned}$$

где φ_{m6} — координата массы $m_6 r_k^2$; φ_{mm} — координата массы $m_m r_k^2$.

В табл. 1 и 2 приведены значения J , C — параметров типовых расчетных схем систем привод—движитель некоторых экспериментальных автомобилей при включении различных передач.

Результаты, полученные на цифровой машине, контролируются периодически в зависимости от требуемой быстроты и точности проверки следующими методами поверочных расчетов:

- 1) методом М. Толле, специально разработанным для динамических систем с реактивными звенями;
- 2) методом сочетания матриц с методом динамической жесткости;

3) способом разложения расчетной схемы на отдельные элементарные части в том случае, когда параметры существенно различны;

4) численными методами-итерациями, включающими способы Дж. Лина, Д. А. Башкирова, О. М. Крыжановского.

В табл. 3 приведены значения частот колебаний, полученные на машине «Минск-22» по методу В. В. Данилевского для систем привод—движитель, и экспериментальные данные тензометрических испытаний. Практика тензометрирования и расчетов показала, что величина и чередование f имеют определенную закономерность, характерную для автомобильных систем привод—движитель.

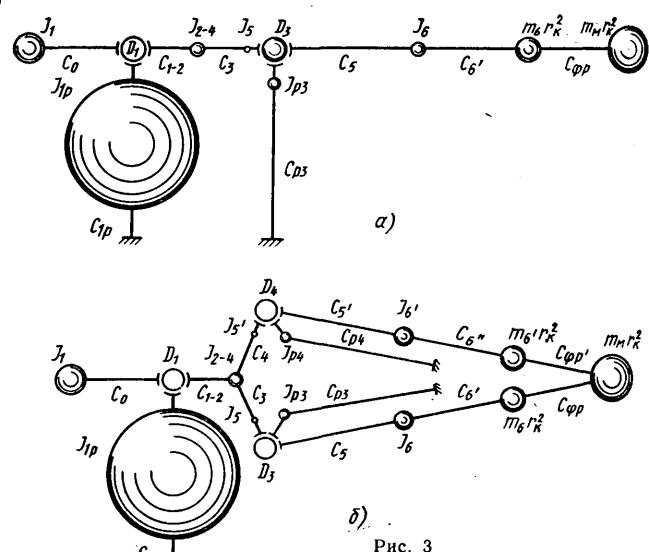


Рис. 3

Таблица 1

Автомобиль		Передача	Моменты инерции в кгс·см·с ² /рад							
			J_1	J_{2-4}	J_5	J_6	$m_e r_k^2$	$m_m r_k^2$	J_{1p}	J_{p3}
Опытный, на агрегатах АЗЛК	IV	Высшая	1,59	0,150	0,022	0,718	2,780	20,80	—	0,117
		Низшая	1,59	0,055	0,006	0,174	0,670	5,00	213,0	0,028
	III	Высшая	1,59	0,075	0,010	0,340	1,325	9,90	16,2	0,056
		Низшая	1,59	0,030	0,003	0,088	0,319	2,38	0,013	0,013
	II	Высшая	1,59	0,031	0,004	0,123	0,475	3,56	29,01	0,020
		Низшая	1,59	0,012	0,001	0,030	0,114	0,855	4,21	0,005
УАЗ, опытный	IV	—	3,56	0,259	0,038	1,460	1,000	82,0	—	0,177
	III	—	3,56	0,104	0,015	0,586	0,400	32,9	328,0	0,071
	II	—	3,56	0,037	0,006	0,209	0,145	11,9	40,7	0,026

Таблица 2

Автомобиль		Передача	Коэффициенты жесткости в кгс·см·рад ⁻¹ × 10 ⁶						
			C_{0-2}	C_s	C_5	C_6'	$C_{\varphi p}$	C_{1p}	C_{p3}
Опытный, на агрегатах АЗЛК	IV	Высшая	0,088	1,125	0,052	0,114	0,216	—	0,023
		Низшая	0,076	0,273	0,013	0,027	0,052	1,420	0,006
	III	Высшая	0,093	0,540	0,025	0,054	0,104	0,108	0,011
		Низшая	0,080	0,130	0,006	0,013	0,025	0,037	0,003
	II	Высшая	0,087	0,194	0,009	0,020	0,037	0,194	0,004
		Низшая	0,074	0,048	0,002	0,005	0,009	0,028	0,001
УАЗ, опытный	IV	—	0,179	1,000	0,065	0,248	0,230	—	0,0441
	III	—	0,163	0,400	0,026	0,100	0,092	2,680	0,018
	II	—	0,181	0,145	0,009	0,036	0,033	0,3332	0,006

Таблица 3

Автомобиль		Передача	Частоты в Гц						
			f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7
УАЗ, опытный типа 4×2	IV	—	4,85	—	18,10	25,2	40,5	83,3	268,1
			3,82	4,69	15,82	22,9	49,5	64,3	286,1
	II	—	2,19	4,60	15,80	24,1	39,3	105,3	276,6
Опытный, на агрегатах АЗЛК и УАЗ, типа 4×2	IV	Высшая	6,18	—	19,20	26,95	41,3	141,0	369
		Низшая	3,04	—	17,10	25,40	41,2	126,5	348
	III	Высшая	3,19	4,13	13,40	23,70	37,2	64,0	400
		Низшая	2,04	4,14	13,45	23,60	41,8	82,8	353
	II	Высшая	2,18	4,14	13,85	24,0	40,3	85,3	381
		Низшая	1,49	4,14	13,42	24,0	40,1	122,1	372
ГАЗ-69 типа 4×2	III	Высшая	7,21	4,21	19,40	27,1	42,6	74,6	232,2
	II	—	4,70	4,17	17,20	26,3	47,2	82,2	266,1
	I	—	3,20	4,12	16,70	24,4	40,4	88,5	257,3
Экспериментальные данные	—	—	1,7–7,5	3,7–5,15	9,8–12,0	22–29	—	61–117	380–450

Причесания: 1. Меньшие значения экспериментальных данных по f соответствуют низшим передачам в трансмиссии.
2. Для первого и второго автомобиля — данные при оборудовании их специальными пневмов двигателеми.

Таблица 4

Контур	Частота в Гц	Экспериментальные данные
Основной $J_1, C_0-2, m_m r_k^2$	f_1	1,7–7,5
Реактивный двигатель J_{1p}, C_{1p}	f_2	3,7–5,15
Первый двигатель $J_6, C_6-\varphi p, m_m r_k^2$	f_3	9,8–12,0
Реактивный ведущего моста J_{p3}, C_{p3}	f_4	22–29
Второй двигатель $J_6, C_6, m_m r_k^2$	f_5	—
Силового агрегата J_1, C_0-2, J_{2-4}	f_6	61–117
Карданных валов J_{2-4}, C_3, J_5	f_7	380–450

Частоты в системах привод—двигатель колесных машин типа 4×2 можно разбить на три группы. Первая — частоты колебаний масс и валов трансмиссии, вторая — частоты колебаний двигателя, третья — частоты колебаний реактивных контуров.

В табл. 4 дана оценка принадлежности частоты к контуру по парциальным частотам.

Экспериментально при переходных режимах работы легко выявить первые низшие частоты f_1 и f_2 . Наличие в трансмиссии частоты собственных колебаний от колебаний картера двигателя на упругих опорах долгое время трудно было объяснить. Эта частота особенно проявляется во время работы двигателя на малых оборотах. Частоты f_3 и f_4 определяются экспериментально путем наклейки проволочных датчиков на полуоси и балке ведущего моста. При низкой чувствительности аппаратуры эти частоты можно не обнаружить. Однако они могут появиться в резонансных режимах. Частота f_5 легко регистрируется проволочными датчиками на первичном или вторичном валах коробки передач. Высшую частоту двигателя — f_6 экспериментально определить не удается. Объясняется это техническими трудностями постановки эксперимента, а также тем, что двигатель является демпфером колебаний со значительным коэффициентом демпфирования. Последнее не позволяет получить явно выраженных зон резонанса.

Изменение частот собственных колебаний контуров трансмиссии существенно зависит от включенной передачи, а изменения частот реактивных контуров и двигателей оказывают незначительными.



Особенности механообрабатывающего производства ВАЗа

Л. Д. НЕВЕДОМСКИЙ

Волжский автозавод им. 50-летия ССР

В СОСТАВ механосборочного производства, расположенного в главном корпусе завода, входят следующие цехи: по сборке двигателя, по изготовлению деталей шасси и сборке агрегатов и узлов шасси, по испытанию двигателя и агрегатов шасси, автоматный, ремонтный, транспортно-складских операций.

Термический цех, входящий в состав производства, вынесен в отдельное здание. Также в стороне размещено здание отделения горючесмазочных материалов и приготовления смазочно-охлаждающей жидкости.

Общая площадь механосборочного производства составляет 232 000 м².

Производственные участки механических цехов сгруппированы по видам обрабатываемых материалов (чугун, сталь, алюминий) и по деталям, входящим в узел. При таком расположении линий выход готовых деталей совпадает с зонами их сборки в узлы и агрегаты.

Сборочные участки расположены перпендикулярно линиям механической обработки с направлением потоков с севера на юг, т. е. к главному конвейеру, и основные из них связаны с главным конвейером подвесным толкающим конвейером.

Заготовки и изделия доставляются на склады производства погрузочно-разгрузочными транспортными средствами в унифицированной таре, а прутковый металл, трубы и бунты завозятся в автоматный цех железнодорожным транспортом.

Большое количество заготовок и материалов доставляется непосредственно на места потребления, минуя промежуточное складирование.

Прутковый металл и трубы, поступающие в автоматный цех, хранятся в механизированном складе площадью 4030 м², оборудованном штабелерами. Со штабелеров металл в пачках принимается кран-балками и доставляется к месту обработки.

Обработанные детали передаются на сборочные участки транспортерами автоматических линий и подвесными конвейерами. Готовые детали автоматного цеха транспортируются в таре на склад готовой продукции цеха. Склад площадью 1590 м² состоит из многоярусных стеллажей, оснащен штабелерами, работающими по заданной программе, и рассчитан на хранение 470 т деталей.

Имеется также подвесной склад, в который поступают с толкающими конвейерами двигатель, задний мост, карданы и передние подвески. На подвесном складе подвески с этими узлами комплектуются и комплектно транспортируются толкающим конвейером на главный конвейер.

Общая площадь складов производства примерно 47 000 м², что составляет около 20% к производственной площади.

Общая длина конвейеров механосборочного производства составляет 35,5 км, из них 5 км толкающих подвесных конвейеров, 20 км грузонесущих подвесных, 5 км скребковых для уборки стружки и 5,5 км пластинчатых напольных.

Вся система конвейеров обеспечивает транспортирование внутри линий обработки и готовых деталей для сборки, за исключением мелких деталей, транспортируемых на тележках в унифицированной таре.

В линиях обработки деталь во всех случаях или вешается на конвейер, или укладывается в тару для транспортирования погрузчиком.

Механообрабатывающие цехи получают заготовки чугунного литья 35 наименований, алюминиевого литья — 23 наименования, горячих штамповок — 53 наименования.

Автоматный цех для изготовления деталей 267 наименований получает калиброванный и специальный прокат 102 размеров, трубы 51 размера.

Массовый характер производства обусловил широкое применение в цехах прогрессивных технологических процессов, современных видов автоматизированного и высокомеханизированного оборудования, совершенной оснастки, специализи-

рованного режущего инструмента, средств активного контроля деталей и средств механизации транспортных операций.

На 196 автоматических линиях механической обработки, состоящих из 1511 станков, обрабатываются все корпусные детали, детали цилиндрической формы и др. Автоматические линии выполнены комплексными и включают в себя оборудование для мойки, развальцовки, сборки и т. д.

Со спутниками имеется всего 42 линии, а с гибкой связью — 29, которые состоят из отдельных станков, соединенных между собой транспортными средствами и накопителями. К ним относятся линии по обработке поршней, клапанов, седел, направляющих втулок клапана и др.

Блок цилиндров, головка блока, шатун, картер коробки передач, тормозной барабан, балка заднего моста и подобные детали обрабатываются в линиях с жесткой связью без спутников.

Автоматические линии оснащены средствами проверки размеров детали в процессе обработки и активного контроля. Например, автоматизирован контроль диаметров цилиндров и отверстий под коленчатый вал в блоке цилиндров, отверстий под распределительный вал в крыльце головки блока, диаметров обеих головок шатуна, динамической балансировки коленчатого вала, маховика, сцепления, веса шатуна и поршня и т. д. В линии обработки тормозного диска после шлифования торцов также установлены контрольные автоматы, проверяющие все параметры и автоматически бракующие детали.

На операциях шлифования и других финишных операциях станки в линиях оснащены средствами активного контроля деталей в процессе обработки. При шлифовании ступенчатых деталей и деталей с фланцами приборы контроля позволяют устанавливать шпиндель или стол станка по торцу обрабатываемой детали, что дает возможность обрабатывать торцы с выдерживанием жестких допусков на линейные размеры.

Оборудование, установленное в поточных линиях обработки, как правило, оснащено средствами механизированной загрузки и разгрузки деталей. Финишные операции оснащены средствами активного контроля. Детали транспортируются внутри линий обработки подвесными конвейерами или напольными транспортными системами.

На заводе каждая автоматическая линия считается за единицу оборудования, однако, если к количеству не входящих в автоматические линии металлообрабатывающих станков, оснащенных средствами автоматизации и механизации загрузки и разгрузки, прибавить станки в автоматических линиях, то общий процент станков, оснащенных средствами автоматизации и механизации, составит 85%.

Высокий уровень производительности оборудования и низкая станкоемкость определяются многоинструментальными наладками агрегатных и специальных станков, работающих в поточных линиях и в автоматическом цехе.

В этом цехе широко применяются автоматы, оснащенные дополнительными устройствами, позволяющими выполнять доделочные операции (с остановкой шпинделя): фрезерование, попечечное сверление, прорезку пазов, накатывание резьбы смазочных канавок, зачистку центрального остатка и др. В связи с этим резко сократилось количество станков, необходимых для доделочных операций. При 1680 шпинделах автомата участка число шпинделей доделочного участка составляет 115.

В цехах механосборочного производства широко применяются сварочные операции, выполняемые точечной сваркой или дуговой под флюсом на автоматических линиях дуговой сварки и на полуавтоматах. Сборка 15 узлов осуществляется методом пайки в печах с защитной атмосферой. Этот способ более производительный и экономичный по сравнению со сваркой.

В составе оборудования цехов, в целях создания законченного технологического процесса, в линиях обработки или на

отдельных площадках установлены агрегаты для покрытий: хромирования (поршень цилиндра переднего тормоза), фосфатирования, пассивации.

Большое внимание уделяется выполнению требований, относящихся к чистоте деталей. Для межоперационного промывания и промывания готовых деталей установлено и работает 230 моечных установок проходных или камерных (в зависимости от промываемых деталей), оснащенных средствами загрузки и разгрузки.

К вновь внедренным технологическим процессам следует отнести:

1) экструдирование поршневого пальца и поршня цилиндра переднего тормоза;

2) изготовление шлицев на полуоси, валах коробки передач методами холодного формообразования на накатных стапках;

3) образование мелких шлицев на валике масляного насоса на вибрационном прессе;

4) формирование шлицев конца карданного вала методом пластического деформирования в холодном состоянии двумя накатными роликами;

5) раскатывание внутренних поверхностей корпусов главных цилиндров, отверстия под поршневой палец и других деталей;

6) металлизацию бронзой трущихся поверхностей вилок коробки передач (вместо индукционной закалки);

7) применение фасонного шлифования на круглошлифовальных и бесцентрово-шлифовальных станках;

8) непрерывное протягивание при обработке шатуна и крышек коренных подшипников;

9) сварку выпускного клапана (головки и ножки) методом трения на автомате «Катерпиллер»;

10) наплавку выпускного клапана методом «намораживания»;

11) высокопроизводительные процессы пайки деталей в проходных печах с контролируемой атмосферой;

12) снятие заусенцев электрохимическим методом.

Новыми технологическими методами являются применяемые на металлообрабатывающем оборудовании режимы обработки и условия, определившие возможность применения этих режимов.

Высокие режимы обработки, принятые в цехах механосборочного производства, созданы за счет следующих предпосылок: выбора соответствующего оборудования, улучшения обрабатываемого материала, применения режущего инструмента прогрессивных видов и нового подхода к вопросу охлаждения.

При выборе оборудования обращалось внимание на жесткость конструкции, обеспечивающую точность и надежность в условиях повышенных режимов работы. Например, для обработки таких деталей, как маховик, тормозной барабан, диск сцепления, в линиях применяются двухшпиндельные токарные вертикальные станки, отличающиеся также и большой концентрацией режущего инструмента (фирма Морандо, Италия). На линии обработки шестерен заднего моста, короб-

ки передач установлены токарные горизонтальные станки фирмы Вайсер (ФРГ) одно- и двухшпиндельные с копировальными многорезцовыми суппортами, жесткие по конструкции и легко встраиваемые в линии. Высокой жесткостью отличаются зуборезные и шлифовальные станки.

В механосборочном производстве применяется режущий инструмент примерно 5000 номеров. Изготавливается он из быстрорежущих сталей или с пластинками из твердого сплава.

Во всех случаях используются наиболее стойкие стали Р18Ф, Р18К5Ф, Р6М5, Р6М5К5, Р10, 10М4Ф3, применяемые для изготовления резцов, сверл, зенкеров, метчиков, фрез, протяжек, шеверов и другого инструмента.

Инструмент, изготавляемый из твердых сплавов, составляет около 70% от всего применяемого режущего инструмента. Широко используется инструмент с неподстачевыми твердо-сплавными пластинками, которыми оснащено около 70% инструмента для токарных операций и около 20% фрезерных операций.

Определяющей конструкцией инструмента, упрощающей наладку и обеспечивающей точность, является система точных державок — корпусов с механическим креплением неперетачиваемых пластинок.

В производстве применяются резцы с минералокерамическими пластинками на токарной обработке тормозного барабана и нажимного диска сцепления на автоматических линиях. Обработка ведется со скоростью до 400 м/мин.

В автоматном производстве применяются монолитные твердосплавные инструменты. Большое количество осевого инструмента диаметром от 8 мм армировано твердым сплавом.

Шлифовальные операции, выполняемые на автоматических линиях или на шлифовальных автоматах и полуавтоматах, также производятся с повышенными режимами обработки, в связи с чем к абразивному и алмазному инструменту для цехов механосборочного производства предъявляются более жесткие требования.

Для правки шлифовальных кругов по заданному профилю по копиру или врезанию применяются специальные алмазы.

Применение охлаждающих жидкостей в механосборочном производстве существенно иное, чем на других автозаводах. Это отличие заключается в следующем:

1) расход охлаждающих жидкостей в 2,5—4 раза выше принимаемого проектными и конструкторскими организациями для других автозаводов;

2) охлаждающая жидкость используется как средство вымывания и удаления стружки из зоны резания;

3) централизована подача охлаждающей жидкости к большинству оборудования с непрерывной очисткой жидкости в системе циркуляции;

4) охлаждающая жидкость тщательно фильтруется, так что размеры остающихся частиц при резании составляют 25—40 мкм, при шлифовании — 15—25 мкм, а на станках с охлаждением инструмента маслом — 5—10 мкм, причем фильтрацию обеспечивают 108 автоматизированных установок, закрепленных за группами обслуживаемого оборудования.

УДК 658.2:629.113.012.61

К вопросу производства профилей автомобильных ободьев высокой точности

Н. У. СМУТКО, Е. В. ЛЕКАРЬ, М. П. САДОВНИЧУК

УкрНИИметаллов

С ЦЕЛЬЮ определения возможности производства высокоточных профилей ободьев холодной прокаткой из горячекатанных недокатов, имеющих значительную разнотолщинность по длине раската, в УкрНИИметаллов были проведены экспериментальные исследования.

Для экспериментов использовали стан 550 опытного завода УкрНИИметаллов, состоящий из одной рабочей клети трио с рабочим диаметром валков 560 мм и длиной бочки 1600 мм. В качестве образцов использовали недокаты (заготовки) профиля обода автомобиля МАЗ-500 (8,5В—20Б) по ЧМТУ 2-14-92—73 из стали 15kp.

Прокатку осуществляли в валках, на которых было врезано три калибра. Средний калибр служил для получения из заготовки горячекатанных недокатов различных толщин, а два крайних (чистовых) — для горячей и холодной прокатки из недокатов готового профиля. При этом 20 недокатов было прокатано в холодном состоянии и 10 — в нагретом до 1000°C. Поверхность образцов, предназначенных для холодной прокатки, обрабатывали на дробеметной машине.

Вологодская областная научная библиотека

www.booksite.ru

Горячую и холодную прокатку готового профиля проводили в идентичных условиях. При этом толщина полотна недокатов изменялась от 6,7 до 7,8 мм и обжатие — от 0,2 до 1,3 мм. Скорость прокатки составляла 2,5 м/с.

Эксперименты показали, что доведение недокатов до готовых размеров профиля холодной прокаткой в последнем пропуске обеспечивает хорошее формирование готового профиля обода и высокую точность исполнения размеров его элементов.

Средние значения поля допусков по элементам профиля приведены в табл. 1.

Таким образом, при холодной прокатке в чистовом калибре точность профиля обода значительно повышается по сравнению с горячей прокаткой. Во многом этому способствует то, что при холодной деформации металла в чистовом калибре происходит значительное сглаживание разности толщин, имеющейся на горячекатанных недокатах. При горячей прокатке этого не наблюдается, и именно из-за разной толщины получается низкая точность размеров профилей ободьев. С увеличением толщины недокатов с 6,7 до 7,8 мм отклонения от но-

Таблица 1

Элементы профиля	Средние значения поля допусков образцов в мм	
	холоднокатаных	горячекатанных
Полотно	+0,07; -0,12	+0,32; -0,09
Борт	+0,13; -0,16	+0,46; -0,00
Замок	+0,1; -0,19	+0,33; -0,00

номинальных размеров при горячей прокатке увеличиваются: по полотну с +0,11 до +0,65 мм, по борту с +0,2 до +0,78 и по замку с 0,0 до +0,55 мм. При холодной прокатке для всех толщин недокатов отклонения от номинальных размеров находятся примерно на одном уровне.

Механические свойства холоднокатанных и горячекатанных образцов приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ образца	Обжатие в мм	Прокатка	Предел прочности σ_1 , кгс/мм ²	Предел текучести σ_y , кгс/мм ²	Твердость H_B	Относительное удлинение в %	Относительное сжатие в %
1	0,5	Холодная . . .	40	35	137,3	21,5	59
2	0,8	. . .	45	42	146,6	16,0	57
3	0,5	При 1000°C . . .	34,5	21	100,5	36,5	67
4	0,8	При 1000°C . . .	36,5	26	98,8	34,5	65

Примечание. Все образцы выдержали пробу на изгиб 180°.

ми он обладал до пластической деформации в холодном состоянии, достаточно пропасти при нагреве металла до температуры 500—700°C с последующей правкой охлажденного металла [1 и 2].

В результате исследований можно заключить, что технология производства профилей ободьев из горячекатанных недокатов последующей холодной прокаткой в последнем пропуске обеспечивает высокую точность продукции этого вида и, таким образом, удовлетворяет современные требования машиностроителей.

С целью организации промышленного производства высокоточных профилей ободьев существующего и перспективного сортамента можно использовать клеть холодной прокатки со следующей технической характеристикой: тип клети — дуо нереверсивная жесткой конструкции; станица клети — закрытого типа; применены подшипники качения; максимальный диаметр бочки валков 650 мм, минимальный — 550 мм; длина бочки валков 700 мм; материал валков — сталь 9Х; скорость прокатки 1—2 м/с, максимально допустимое давление металла на валки 400 тс.

Параметры рабочей клети определены на основании измерений давлений металла на валки при холодной прокатке (табл. 3) наиболее широкого профиля обода автомобиля МАЗ-500.

Готовые профили ободьев можно получить из горячекатанных недокатов в клети холодной прокатки за один пропуск. При этом перед холодной прокаткой из поверхности недокатов должна быть удалена окалина с помощью дробеметной установки или травлением.

Величина обжатий при холодной прокатке может изменяться от 0,4 до 1,2 мм. Самыми оптимальными являются обжатия в пределах 0,6—0,8 мм. Назначение обжатий более 1,2 мм может привести к ухудшению качества профиля за счет увеличения нагрузок на клеть и ее пружины.

Таблица 3

Параметры	Номер образца									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Толщина полотна профиля в мм	6,5	6,63	6,56	6,55	6,59	6,55	6,41	6,63	6,65	6,55
Ширина профиля в мм	275,6	274,95	277,7	275,4	276	275,15	277,15	276,8	277	277
Обжатие в мм	0,5	0,37	0,18	0,15	0,11	0,68	0,88	1,22	1,14	0,96
Давление металла на валки в тс	208	199	120	107	107	285	266	288	280	277

В результате исследований установлено, что предел прочности, предел текучести и твердость холоднокатанных образцов значительно возросли, а пластические свойства (относительное удлинение и сжатие) снизились по сравнению с горячекатанными образцами. Такое изменение механических свойств закономерно, ибо, как известно, при холодном деформировании происходит наклеп металла, в результате чего механические свойства возрастают, а пластические снижаются.

Стали Зкп и 15кп, из которых производятся специпрофили для ободьев колес грузовых автомобилей горячей прокаткой в последнем пропуске при 900—1000°C и последующей нормализацией на воздухе, поставляются по ЧМТУ 2-14-92-73 с пределом прочности 31—36 кгс/мм² и относительным удлинением 31—34%. Для возврата тех свойств металла, которы-

го в результате испытаний уменьшились, необходимо провести термообработку. Чем меньше наследственная разнотолщинность недокатов, тем выше точность готового профиля. Поэтому с целью получения высокой точности профилей ободьев необходимо иметь заданные размеры и точность недокатов. Размеры недокатов должны определяться из расчета, что в клети холодной прокатки обжатие профиля будет составлять от 0,5 до 1,2 мм.

ЛИТЕРАТУРА

- Лахтин Ю. М. Металловедение и термическая обработка металлов. М., «Металлургия», 1969.
- Самошин И. Г. и Токмакова Л. Е. Справочник молодого термиста. М., «Высшая школа», 1966.

УДК 621.923

Точность алмазной правки абразивных кругов торцево-глобошлифовальных врезных станков

А. В. ЛУЦЕВИЧ, В. П. ГОШКОДЕРЯ

ВРЕЗНЫЕ полуавтоматы и автоматы для одновременной обработки торца и прилегающей к нему цилиндрической поверхности валов широко применяются в автомобильной промышленности. Точность работы этих станков в значительной степени определяется точностью правки абразивных кругов. В частности, смещение плоскости правки по отношению к диаметральной плоскости круга при алмазной правке вызывает изменение размеров цилиндра и положения торца вала, конусообразность цилиндра, неплоскость торца и их взаимную неперпендикулярность.

На рис. 1, а приведена схема правки круга и работы торцево-глобошлифовального станка модели ЗТ161Е. Абразивный круг 1 осуществляет врезное шлифование торца и цилиндра изделия 2. Прибор активного контроля 3 обеспечивает точность обработки цилиндра в пределах 2-го класса. Осевая ориентация изделия осуществляется прибором 4.

Инструмент 5 для правки круга перемещается по жесткому копиру 6 правильного прибора, установленного на кожухе абразивного круга. В качестве инструмента обычно используются алмазы в оправе 7 (рис. 1, б) и алмазные гребенки (рис. 1, в).

Вес алмазов в оправе составляет 1,6—2,1 карата. Смещение режущей грани алмаза из диаметральной плоскости круга определяется точностью установки и не превышает 0,5 мм. В некоторых случаях для повышения стойкости алмазов это смещение делается равным 1,5—2 мм.

Алмазные гребенки несут один или несколько слоев мелких алмазных зерен весом 0,05—0,3 карата, как правило, по три зерна в слое. Обладая высокой стойкостью они обеспечивают хорошее качество правки и значительно более экономичны, чем алмазы в оправе. Различные размеры зерен, их неравномерной износостойкости и стойкости установки гребенки приводят

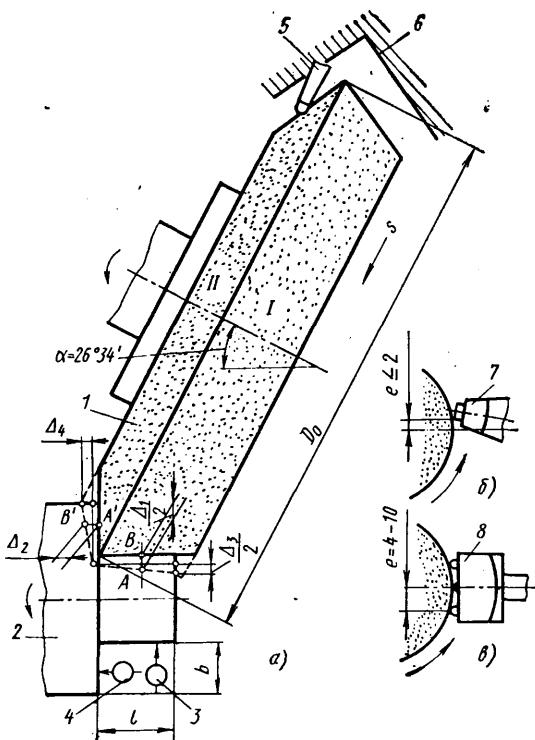


Рис. 1. Схема правки абразивного круга и работы торцевокруглошлифовального станка

к тому, что правку можно осуществлять как средними зернами в плоскости, совпадающей с диаметральной плоскостью круга, так и периферийными, отстоящими от средних на 4-10 мм.

Кромки абразивного круга, заправленного смешенным из его диаметральной плоскости инструментом, показаны на рис. 1, а штриховой линией. В соответствии с их формой диаметр цилиндра уменьшается по сравнению с名义альным неравномерно по его длине. Подрез торца, также неравномерный, вызывает осевое смещение и увеличивает припуск на обработку торца вследствие настройки прибора осевой ориентации на名义альное расположение кромок круга. Непримитивность кромок круга весьма мала ($0,01$ — $0,1$ мкм) и может не приниматься во внимание.

Обозначим через l длину цилиндра, b — высоту бурта торца, D_1 и D_2 — номинальные значения диаметров поверхности абразивного круга на участках I и II , e — смещение плоскости правки относительно диаметральной плоскости круга. Тогда фактические значения диаметров круга будут равны

$$D_{1\Phi} = \sqrt{D_1^2 + 4e^2}; \quad D_{2\Phi} = \sqrt{D_2^2 + 4e^2}.$$

Погрешности диаметра цилиндра Δ_1 и положения торца Δ_2 в соответствии с рис. 1, а определяются по формулам

$$\begin{aligned}\Delta_1 &= \frac{D_1 \cos \alpha}{\cos 2\alpha} \left(1 - \sqrt{1 + \delta_1}\right); \quad \delta_1 = \left(\frac{2e}{D_1}\right)^2 \cos 2\alpha; \\ \Delta_2 &= \frac{D_3 \sin \alpha}{2 \cos 2\alpha} \left(1 - \sqrt{1 - \delta_2}\right); \quad \delta_2 = \left(\frac{2e}{D_3}\right)^2 \cos 2\alpha.\end{aligned}\tag{1}$$

Если D_0 и H_0 соответственно наибольший диаметр и высота абразивного круга, то

$$\left. \begin{aligned} D_0 &\geq D_1 \geq D_{1\min} = D_0 - 2l \sin \alpha; \\ D_0 &\geq D_2 \geq D_{2\min} = D_0 - 2b \cos \alpha; \\ l \cos \alpha + b \sin \alpha &\leq H_0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для станков рассматриваемого типа $b \leq 80$ мм; $e \leq 5$ мм; $H_0 \leq 130$ мм; $600 \leq D_0 \leq 750$ мм. Поэтому $l \leq 145$ мм; $D_{1\min} \approx D_{2\min} \approx 450$ мм; $\delta_1 \leq 0,0215$; $\delta_2 \leq 0,0215$. Заменим формулы (1) приближенными выражениями, погрешность которых не превышает 0,5%:

$$\Delta_1 \approx \frac{2e^2}{D_1} \cos \alpha; \quad \Delta_2 \approx \frac{e^2}{D_2} \sin \alpha.$$

неплоскость торца Δ_4 и неперпендикулярность образующих цилиндра и торца Δ_5 на длине L :

$$\Delta_3 \approx \frac{2e^2 \cos \alpha}{D_{1\min}} - \frac{2e^2 \cos \alpha}{D_0} = \frac{2le^2 \sin 2\alpha}{D_0 D_{1\min}};$$

$$\Delta_4 \approx \frac{e^2 \sin \alpha}{D_{a_{\min}}} - \frac{e^2 \sin \alpha}{D_a} = \frac{be^2 \sin 2\alpha}{D_a D_{a_{\min}}};$$

$$\Delta_5 \approx \left(\frac{\Delta_3}{2l} + \frac{\Delta_4}{b} \right) L = \frac{e^2 \sin 2\alpha}{D_0} \left(\frac{1}{D_{1 \min}} + \frac{1}{D_{2 \min}} \right) L.$$

Для удобства анализа запишем

$$\Delta_5 \approx \frac{2e^2 \sin 2\alpha}{D_0^2} \cdot \frac{D_0 - c \sin \alpha}{D_0 - 2c \sin \alpha} L,$$

где $c = l + b \operatorname{ctg} \alpha$, а погрешность формулы не превышает 4%.

Наибольшие значения погрешностей соответствуют наименьшей величине диаметра абразивного круга. Значения погрешностей при $D_0 = 600$ мм для указанного выше диапазона изменения параметров изделия приведены на рис. 2. Увеличение

диаметра круга уменьшает погрешности Δ_1 , Δ_2 в $k \approx \frac{600}{D_0}$ раз (значение D_0 дано в мм), погрешности Δ_3 , Δ_4 , Δ_5 — в $k_3 = k_1^2$ раз.

Снижение погрешностей в указанном диапазоне изменения диаметра круга не более 20—30%. Так как погрешности, связанные с формой круга, не должны превышать 25—30% в общем балансе погрешностей, то размер диаметра круга значительно влияет на точность обработки и рис. 2 характеризует погрешности в общем виде. Проанализируем эти погрешности.

На стаканах рассматриваемого типа обрабатываются, как правило, детали 2-го и 3-го классов точности. Допуск на осевое расположение торца в ряде случаев составляет 0,02—0,03 мм. Однако даже при низких точностных требованиях к изделию припуск на обработку торца ограничивается величиной порядка 0,03 мм. Требования, предъявляемые к точности формы и расположения поверхностей, соответствуют IV—VII степеням точности по ГОСТу 10356—63.

Установочное смещение плоскости правки абразивных кругов алмазами в оправе относительно диаметральной плоскости кругов до 2 мм практически не влияет на точность обработки. Совместное установочное и дополнительное смещение плоскости правки, возникающее в результате износа алмаза и достигающее 2—4 мм, вносит существенную погрешность при обработке высокоточных изделий. Абразивные круги при шлифовании деталей IV степени точности нужно править алмазами, установленными в диаметральной плоскости круга. Смещение точки контакта круга и алмаза в результате износа последнего следует ограничивать 1,5—2 мм.

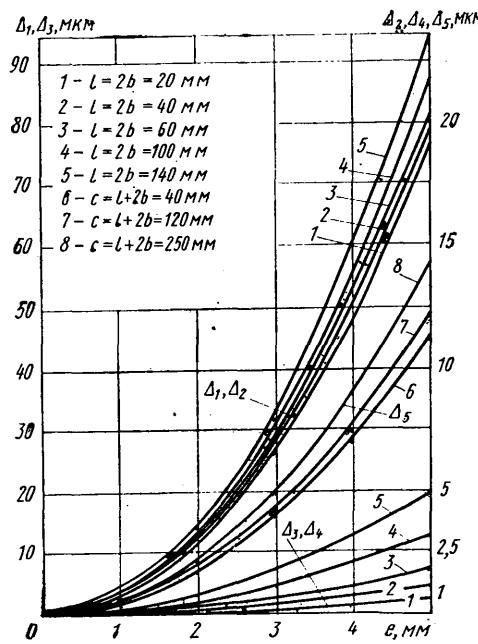


Рис. 2. График погрешности обработки

Алмазные гребенки, имеющие по три зерна в слое размером 0,2—0,3 карата, обеспечивают наиболее эффективную правку и поэтому широко распространены. Однако расстояние $2e$ между крайними зернами в слоях этих гребенок, которое зависит от размеров зерен и количества их в слое, составляет 10—20 мм. Применение таких гребенок вызывает изменение диаметра изделия на 0,1—0,4 мм, а положения торца — на 0,025—0,1 мм. Обработка деталей даже сравнительно низкой точности требует установки приборов активного контроля размеров шейки и расположения торца или частой ручной наладки станка.

Погрешности формы при использовании алмазных гребенок в большой степени зависят от длины образующих цилиндра и торца. Когда эта длина не превышает 10—15 мм, то погрешности формы составляют 10—20% допустимых отклонений при наибольшем размере $2e$ алмазных гребенок. Поэтому во многих случаях даже при большой длине образующей одной из поверхностей (торца или цилиндра) можно достичь компенсации погрешностей формы данной поверхности поворотом стола. Вместе с тем, возрастают потери времени на подналадку станка. Увеличение длины образующих приводит к появлению погрешностей, выходящих за пределы допустимых или близких к ним.

Размер $2e$ алмазных гребенок при обработке изделий с большой длиной цилиндра (до 2—3 диаметров) и высотой бурта торца до 70 мм не должен превышать 5—7 мм с учетом увеличения, вызываемого износом зерен. Такой размер имеют алмазные гребенки с зернами весом 0,05—0,1 карата и структурой цепочки слоев 2—1—2 зерна. Однако их стойкость значительно ниже крупнозернистых алмазных гребенок с тремя зернами в слое. Поэтому размер $2e$ этих гребенок следует выбирать максимально возможным из условий точности, руководствуясь приведенными формулами и графиками.

С целью экспериментальной проверки изложенной расчетной методики на станке прошлифована партия образцов. Материал образцов — сталь 45 ($HRC 48—50$), диаметр цилиндра образцов 40 мм, торца — 100 мм, длина цилиндра $l=60$ мм. Диаметр абразивного круга марки Э9А40СМ2К равен 700 мм. Режимы шлифования: $v_{kp}=60$ м/с, $s=0,5$ мм/мин, припуск — 0,05 мм. В соответствии с полученными данными отклонения формы шлифованных поверхностей образцов при совпадении плоскости правки с диаметральной плоскостью круга составляют 0,003—0,007 мм. Изменение этих отклонений вследствие смещения плоскости правки до 10 мм хорошо согласуется с теоретическими значениями (при $b=30$ мм, $c=120$ мм, $k_1=0,858$, $k_2=0,735$) и увеличивает общую погрешность в 1,5—4 раза.

УДК 621.833

Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых передач

А. А. СИМОНОВ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

Автомобильная промышленность № 10, 1974 г.

ПОГРЕШНОСТИ зубчатого колеса вызывают при работе вибрацию и шум. В спектре последних можно обнаружить составляющие, вызванные различными факторами обработки зубьев [1]. Кинематическая погрешность зубчатого колеса проявляется в низкочастотном диапазоне с частотой вращения исполнительной оси зубчатого колеса и в высокочастотном диапазоне с частотой, равной числу зубьев колеса и ее второй, третьей и четвертой составляющей. С учетом этого в 1972 г. выпущен ГОСТ 1643—72 на точность зубчатых передач, в который впервые в качестве основного параметра контроля плавности работы передачи включена циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче.

В настоящее время наиболее полно исследовано влияние погрешности кинематических цепей зубофрезерных станков на кинематическую погрешность зубчатого колеса и ее циклические составляющие [2—4]. Однако эти работы проведены для колес с широким венцом и большим осевым перекрытием. У этих колес основная часть циклической погрешности приходится на волнистость направления зуба, зависящую в основном от погрешности кинематики зубофрезерного станка, а погрешности инструмента влияют лишь на величину контакта зубьев по высоте.

Рассмотрим, как влияет точность параметров изготовления, заточки и установки червячных фрез на циклическую погрешность зубцовой частоты и ее гармонический спектр цилиндрических зубчатых колес, применяемых в автомобилестроении, а также как влияют погрешности изготовления, заточки и установки червячных фрез на погрешность зацепления.

1. Погрешность зацепления, вызванная погрешностью угла исходного контура и измеренная вдоль винтовой линии в точке зуба на высоте h , равна (рис. 1):

$$\Delta t_{31} = \frac{l \sin \lambda_0 \operatorname{tg} \Delta \alpha_d}{k \cos \alpha_d} n_i, \quad (1)$$

где l — длина линии зацепления;

λ_0 — угол подъема винтовой линии на основном цилиндре;

α_d — угол исходного контура инструмента;

n_i — порядковый номер профилюющего реза;

k — количество резек фрезы;

φ — угол поворота фрезы;

ϵ — коэффициент перекрытия;

φ_i — фазовый угол погрешности.

Из зависимости (1) и рис. 1 видно:

а) характер влияния погрешности — монотонный линейный;

б) уменьшение угла исходного контура приводит к положительному приращению линии зацепления по обеим сторонам профиля фрезы;

в) увеличение угла исходного контура приводит к отрица-

тельный приращению линии зацепления также по обеим сторонам профиля;

г) погрешности зацепления по левым и правым сторонам профиля в общем случае не равны между собой;

д) период проявления ошибки — $2\pi/\epsilon$.

Аналогично выводятся зависимости погрешности зацепления и от других погрешностей.

2. Погрешность зацепления, возникающая от погрешности нормального шага фрезы, равна

$$\Delta t_{32} = \frac{\Delta t}{k} n_i \cos \lambda_0, \quad (2)$$

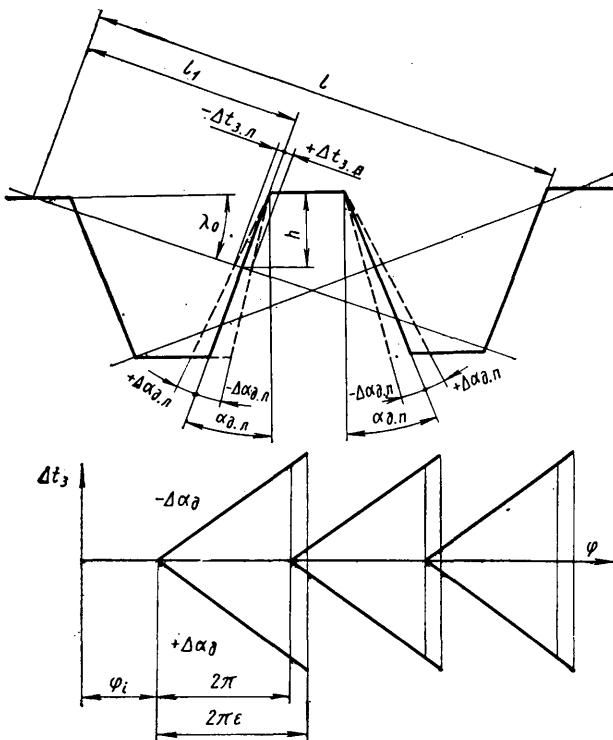


Рис. 1. Влияние погрешности угла исходного контура на погрешность зацепления

где Δt — наибольшая погрешность шага (проверка 6 по ГОСТу 9324—60).

Из этой зависимости следует:

а) характер влияния ошибки шага — монотонный линейный;

б) растяжение среднего шага фрезы дает положительное приращение длины линии зацепления по обеим сторонам профиля фрезы;

в) сжатие среднего шага приводит к отрицательному приращению линии зацепления также по обеим сторонам профиля;

г) величины погрешности зацепления по левым и правым сторонам профиля в общем случае не равны между собой;

д) период проявления погрешности — 2π .

3. Влияние погрешности окружного шага канавок определяется по формуле

$$\Delta t_{33} = \Delta t_{\text{окр}} \operatorname{tg} \delta \cos \lambda_0, \quad (3)$$

где δ — задний угол боковой затылованной поверхности фрезы.

При этом:

а) характер влияния погрешности — случайный;

б) сдвиг режущей кромки «в тело фрезы» приводит к положительному приращению линии зацепления по левому и правому профилям;

в) сдвиг режущей кромки «из тела фрезы» приводит к отрицательному приращению линии зацепления по обеим сторонам профиля;

г) приращения по линии зацепления по левым и правым сторонам профиля равны по величине и знаку для обеих сторон профиля;

д) период проявления ошибки — 2π .

4. Погрешность зацепления, вызванная отклонением от радиальности передней поверхности фрезы и измеренная вдоль винтовой линии в точке зуба на высоте h , равна

$$\Delta t_{34} = \frac{l}{k} n_i \sin \lambda_0 \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \delta \cos \lambda_0, \quad (4)$$

где γ — угол поднутрения.

Из этой формулы следует:

а) характер влияния погрешности — монотонный линейный;

б) при поднутрении происходит положительное приращение линии зацепления по обеим сторонам профиля;

в) при завале передней поверхности наблюдается отрицательное приращение линии зацепления также по обеим сторонам профиля;

г) погрешности зацепления по правым и левым сторонам профиля фрезы равны между собой как по величине, так и по знаку;

д) период проявления погрешности — 2π .

5. Погрешность зацепления, вызванная отклонением передней поверхности от осевого направления, определяется:

$$\Delta t_{35} = \frac{l}{k} n_i \operatorname{tg} \psi_n \operatorname{tg} \delta \cos \lambda_0, \quad (5)$$

где ψ_n — отклонение угла наклона канавок;

$$\operatorname{tg} \psi_n = \frac{\Delta_n}{L_1};$$

L_1 — расстояние по передней грани от начальной точки измерения отклонения передней поверхности до конечной;

Δ_n — фактическая величина отклонения на длине L_1 .

При этом:

а) характер влияния погрешности — монотонный линейный;

б) при отклонении передней поверхности «в тело фрезы» по правым сторонам профиля наблюдается отрицательное приращение линии зацепления, а по левым — положительное;

в) при отклонении передней поверхности «из тела фрезы» происходит положительное приращение линии зацепления по правым сторонам профиля фрезы и отрицательное — по левым;

г) погрешности зацепления по левым и правым профилям фрезы равны по величине и противоположны по знаку;

д) период проявления погрешности — 2π .

6. Влияние радиального биения фрезы на погрешность зацепления определяется по формуле

$$\Delta t_{36} = e_{\text{рад.фр}} \sin \lambda_0 \sin \varphi. \quad (6)$$

В этом случае:

а) характер влияния погрешности — синусоидальный по углу φ ;

б) при положительном знаке биения наблюдается отрицательное приращение линии зацепления по обеим сторонам профиля фрезы;

в) при отрицательном знаке биения происходит положительное приращение линии зацепления также по обеим сторонам профиля;

г) погрешности зацепления по левым и правым сторонам профиля, вызванные радиальным биением фрезы, равны по величине и знаку;

д) период проявления ошибки — 2π .

7. Влияние осевого биения выражается зависимостью

$$\Delta t_{37} = e_{\text{ос.фр}} \cos \lambda_0 \sin \varphi. \quad (7)$$

Из данной зависимости следует:

а) характер влияния осевого биения — синусоидальный по углу φ ;

б) при положительном знаке осевого биения происходит положительное приращение линии зацепления по левой стороне профиля фрезы и отрицательное — по правой;

в) при отрицательном знаке биения — отрицательное приращение по левой стороне профиля фрезы и положительное — по правой;

г) погрешности зацепления по левым и правым сторонам профиля фрезы равны по величине и противоположны по знаку;

д) период проявления ошибки — 2π .

8. Погрешность зацепления от перекоса фрезы характеризуется суммой радиального и осевого биения. Составляющая от осевого биения при перекосе равна

$$\Delta t'_{38} = e_{\text{ос.фр}} \cos \lambda_0 \sin \varphi,$$

где

$$e_{\text{ос.фр}} = R_{\text{фр}} \operatorname{tg} \psi_{II};$$

$$\operatorname{tg} \psi_{II} = \frac{\Delta_{\max} \cos \varphi}{L_1}.$$

В конечном итоге

$$\Delta t'_{38} = \frac{R_{\text{фр}} \Delta_{\max} \cos \lambda_0}{2L_1} \sin 2\varphi, \quad (8)$$

где $R_{\text{фр}}$ — расстояние от оси фрезы до точки соприкосновения режущей кромки с профилем зуба;

Δ_{\max} — максимальная разность показаний индикаторов при измерении величины перекоса по правому и левому буртику, измеренная на длине L_1 .

Составляющая от радиального биения при перекосе

$$\Delta t''_{38} = \frac{\Delta_{\max}}{L_1} l_1 \sin \lambda_0 \sin \varphi, \quad (9)$$

где $\frac{\Delta_{\max}}{L_1} l_1$ — переменное по длине фрезы радиальное биение режущего контура;

l_1 — расстояние от буртика фрезы до рассматриваемой точки контакта режущей кромки с профилем зуба.

Осевая составляющая перекоса фрезы имеет синусоидальный характер, но по углу 2φ .

В результате суммирования указанных выше погрешностей и их отражения после фрезерования зубьев на нарезанном зубчатом колесе зубчатое колесо становится носителем определенной периодической погрешности с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Приведенная погрешность зубчатого колеса может быть представлена в виде гармонического ряда

$$F(x) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos kx + b_k \sin kx),$$

где

$$a_k = \frac{1}{l} \int_0^{2l} f(x) \cos kx \cdot dx;$$

$$b_k = \frac{1}{l} \int_0^{2l} f(x) \sin kx \cdot dx.$$

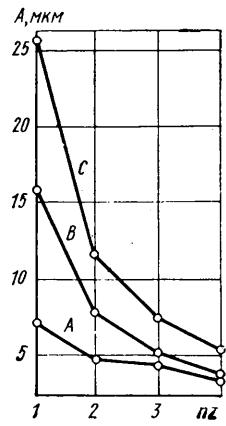


Рис. 2. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных с различной величиной монотонной линейной погрешности зацепления

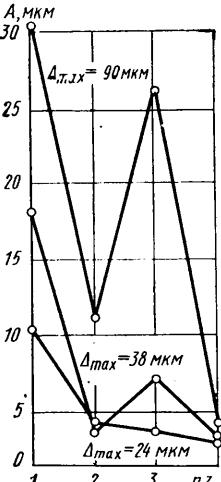


Рис. 3. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных с различной величиной синусоидальной погрешности зацепления по углам ϕ и 2ϕ

По коэффициентам a_k и b_k можно определить амплитуды i -х гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатого колеса в зависимости от формы и величины элементных погрешностей.

Из теории гармонического анализа известно, что каждой форме импульса (в данном случае монотонного линейного, синусоидального по углу ϕ и синусоидального по углу 2ϕ) соответствует определенный гармонический состав частот. Кроме того, чем резче, острее переходы, тем больше частотных составляющих и тем интенсивнее их амплитуда. Таким образом, в зависимости от вида и формы суммарной периодической погрешности зубчатого колеса будем иметь различный гармонический спектр циклической погрешности зубцовой частоты. Как было указано выше, вид и форма суммарной периодической погрешности также зависят от вида и формы элементных погрешностей, причем у каждой из этих составляющих свой спектр гармонических составляющих.

При экспериментальной проверке изложенных выше теоретических положений нарезались шестерни третьей передачи коробки передач автомобиля ГАЗ-52. Параметры этих шестерен следующие: модуль — нормальный 3,5 мм; число зубьев 24; угол зацепления 20°; угол наклона зубьев 23°26'05"; ширина венца 22 мм; материал заготовки — сталь 35Х. Обработка велась на зубофрезерном станке, отвечающем классу точности П.

Для исследования влияния монотонного линейного сигнала (погрешности) обработка осуществлялась червячными фрезами различного класса точности по погрешности зацепления:

фрезами класса А (имеющими погрешность зацепления 18—20 мкм), класса В (погрешность зацепления 25—32 мкм) и класса С (погрешность зацепления 35—50 мкм). Для сведения к минимуму влияния синусоидальных погрешностей от установки фрезы был изготовлен комплект оправок под фрезу, которая устанавливается на соответствующую оправку практически без зазора. Отсутствие перекоса и радиального биения фрезы контролировалось по ее базовым буртикам после установки оправки с фрезой в шпиндельный узел станка.

Гармонические составляющие циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных фрезами различного класса точности по монотонной линейной погрешности, приведены на рис. 2. Анализ данных показывает, что амплитуды увеличиваются равномерно по мере понижения точности фрезы. Сравнение частотного спектра гармонических составляющих нескольких партий деталей, обработанных фрезами класса А и В, с требованиями ГОСТа 1643—72 показало, что точность зубчатых колес находится в пределах требований 7-й степени точности. У зубчатых колес, обработанных фрезами класса С, амплитуды гармонических составляющих превышали нормы ГОСТа 1643—72.

Для исследования влияния синусоидальных сигналов погрешности зацепления обработку проводили фрезами класса А, которые устанавливали на соответствующие оправки с различной величиной радиального биения и перекоса. Величина радиального биения и перекоса контролировалась также по базовым буртикам фрезы.

Примеры гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных фрезами класса А, но с различной величиной радиального биения и перекоса, приведены на рис. 3. Анализ показывает, что в данном случае наряду с общим увеличением амплитуд наблюдается преимущественный рост первой и третьей гармоник. При достижении суммарной величины перекоса свыше 40 мкм амплитуды гармонических составляющих превышают нормы 7-й степени точности по ГОСТу 1643—72.

Измерения проводили на приборе конструкции ЦНИИАВТОПРОМА. Принцип действия прибора основан на применении магнитных масштабов, с электронным преобразователем и анализатором, измеряющим кинематическую и циклическую погрешности зубцовой частоты, а также осуществляющим гармонический анализ циклической погрешности [5].

ЛИТЕРАТУРА

- Лившиц Г. А. Исследование связи между вибрациями и шумом турбинных редукторов и погрешностями зацепления. — «Труды ЦНИИАМШ», вып. 21, 1961.
- Архангельский Л. А., Ткачевский Г. И., Лившиц Г. А. Повышение кинематической точности зубофрезерных станков. М., Машгиз, 1954.
- Полоцкий М. С. Повышение точности быстроходных зубчатых передач шевингованием. — «Труды ЦНИИАМШ», вып. 10, 1960.
- Архангельский Л. А., Погорелов В. С. — «Станки и инструмент», 1970, № 8.
- Денисова М. Н., Филимонов О. С., Прытков Г. К. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 5.

Повышение износостойкости поршневых колец путем напыления молибденом

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, А. П. ЕГОРОВА, А. К. ФОМИЧЕВ

Горьковский автозавод, ПКТИ автомобильной промышленности

В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ автомобильной промышленности в качестве износостойкого покрытия верхних компрессионных поршневых колец применяется пористое, а также плотное хромирование.

Процесс хромирования весьма длителен, технологически трудоемок и связан с применением токсичных электролитов, с вредными условиями труда, дорогой очисткой сточных вод и др. Кроме того, для современных форсированных автомобильных двигателей требуется повышение износостойкость колец, осуществить которую можно с применением тугоплавких защитных покрытий, обладающих лучшей адгезией, а также коррозионной и эрозионной стойкостью. К таким покрытиям относится молибденовое покрытие, эффективность применения которого подтверждена опытом ряда зарубежных фирм.

Молибден по сравнению с хромом обладает рядом преимуществ. Наиболее существенными из них являются: более вы-

сокие точка плавления и микротвердость (1076 HV против 925 HV у хрома), большая стойкость против местных перегревов и наличие пористости на рабочей поверхности молибденового покрытия. Молибден из-за его физических свойств нельзя наносить на поршневые кольца методом электроосаждения, поэтому используется газопламенная металлизация. Она позволяет получать лучшие механические и технические характеристики молибденового слоя по сравнению с другими видами нанесения молибдена: в вакууме, путем расплавления молибдена электронным лучом, дуговой плазмой, электродуговой металлизацией [1 и 2].

В центральной исследовательской лаборатории двигателей на Горьковском автозаводе совместно с отделом сварки ПКТИ автомобильной промышленности исследованы возможности замены пористого хромирования верхних компрессионных поршневых колец двигателей ГАЗ и ЗМЗ процессом напыления молибденом. Для этой цели использовано стандартное

оборудование и действующая технология для изготовления поршневых колец в моторном производстве Горьковского автозавода.

Перед нанесением молибдена по наружному диаметру колец протачивалась канавка шириной 1,8—1,9 мм на глубину 250—300 мкм. Поверхности подготавливались под металлизацию путем дробеструйной очистки. Для соответствия упругости напыленных молибденом колец техническим условиям (1,9—2,7 кг) колца нагревали в сжатом состоянии на оправках не выше 350°C. Металлизация осуществлялась на лабораторной установке в 10—12 слоев с целью обеспечения надлежащей толщины и пористости покрытия. Для нанесения покрытия использовался чистый молибден МЧ в виде проволоки диаметром 1,5 мм. Химический состав его следующий: 0,021% полуторных окислов; 0,001% никеля; 0,02% окиси кремния; 0,008% окиси калия и окиси магния; 99,95% молибдена.

После металлизации колца подвергались механической обработке на глубину 50—80 мкм с последующим хонингованием. При этом обеспечивалась толщина молибденового покрытия порядка 200—250 мкм, твердость HV 380—450 и пористость порядка 20—35%. Для сравнения приведена характеристика гальванического хрома: толщина хромированного слоя по ТУ Горьковского автозавода 80—130 мкм, допускаемая пористость 30—50% при глубине 40—60 мкм.

Опытные напыленные молибденом колца испытывались паряду со стандартными, хромированными на 20 двигателях (см. рисунок) ГАЗ-51 (а), ГАЗ-69 (б), ЗМЗ-66 (в) и ЗМЗ-24 (г) по внедренной на Горьковском автозаводе ускоренной методике с применением дозированной подачи пыли в цилиндры и картерное масло, соответствующей ГОСТу 8002—62, а также по методике испытаний на предельное изнашивание.

При данных испытаниях вызываются износы деталей, соответствующие по величине и характеру эксплуатационным износам после пробега автомобиля до первого капитального ремонта двигателя. Для объективности сопоставления в нечетных номерах цилиндров устанавливались опытные колца, а в четных — стандартные.

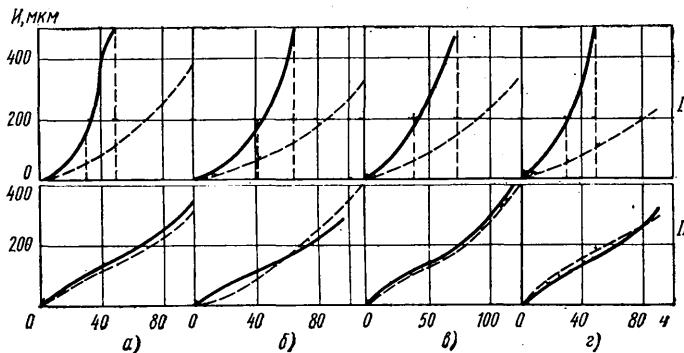
В процессе испытаний через каждые 5 ч измеряли угар масла и через 10 ч — прорыв газов. При достижении предельных значений этих показателей двигатели вскрывали, а детали цилиндро-поршневой группы — микрометрировали. На основе полученных результатов построены кривые динамики изнашивания данных показателей по мере изнашивания деталей двигателей (см. рисунок).

При анализе полученных данных установлено, что износы цилиндров с опытными колцами имеют большие значения в зонах смены направления движения верхних колец, однако максимальные износы не превышают износов цилиндров со стандартными пористохромированными колцами.

После испытаний в течение 50 ч износ колец, покрытых молибденом, по радиальной толщине был в 3—5 раз меньше, чем износ пористохромированных, при этом колца почти не теряли упругости.

При покрытии молибденом верхних колец износ по радиальной толщине вторых колец снижался в 1,3—1,5 раза, это не влияло на износ маслосъемных колец по высоте и на износ поршневых канавок.

Кольца, напыленные молибденом, работоспособны до предельного износа цилиндров. К этому времени износ их дости-



Динамика изнашивания верхних компрессионных поршневых колец и цилиндров двигателей в зависимости от материала покрытия колец (сплошные линии — хромированные колца; штриховые линии — колца, покрытые молибденом):
I — средний износ хромированных колец по радиальной толщине с их заменой; II — максимальный износ цилиндров

гает 250 мкм. За этот период дважды после 50 и 75 ч работы заменялись все стандартные колца на двигателях ГАЗ-69, трижды после 30, 50, 80 ч работы — на двигателях ГАЗ-51, один раз после 50 ч работы — на двигателе ЗМЗ-24 и один раз после 75 ч работы — на двигателе ЗМЗ-53. Практически уже после 30 ч испытаний на двигателях ГАЗ-51 и ЗМЗ-24 и после 40 ч на двигателях ГАЗ-69 и ЗМЗ-53 необходимо заменять хромированные колца, поскольку к этому времени хром полностью изнашивается и начинается повышенный износ (чугун по чугуну) (см. рисунок). Износ молибденового покрытия к этому моменту в 2—3 раза меньше и составляет 50—60 мкм.

Для уточнения технического состояния были испытаны двигатели, полностью укомплектованные колцами с молибденовым покрытием взамен колец с пористохромированным покрытием. Полученные данные показывают, что применение колец, покрытых молибденом, приводит к уменьшению абсолютных значений угаря масла и пропуска газов после приработки деталей и в период стабильного изнашивания, а наступление периода резкого возрастания этих показателей значительно отдаляется по времени. Таким образом, возрастает продолжительность работы двигателей без смены первых компрессионных колец и практически исключается замена поршней до капитального ремонта цилиндров, так как малый износ напыленных молибденом колец по радиальной толщине как бы компенсирует износ поршневых канавок.

Результаты проведенных исследований в настоящее время проверяются на двигателях в условиях эксплуатации автомобилей и одновременно ведется технологическая проработка вопроса молибденового напыления поршневых колец в условиях крупносерийного производства Горьковского автозавода.

ЛИТЕРАТУРА

- Капиц Н. В. и др. Металлизационное распыление. М., 1968.
- Кулагин И. Д. Плазменная обработка материалов. М., «Машиностроение», 1960.

ИНФОРМАЦИЯ

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ТАРЫ НА АВТОЗАВОДАХ ЧССР

На заводах автомобильной промышленности ЧССР широко применяется производственная тара, которая позволяет механизировать погрузочно-разгрузочные и складские работы, повысить уровень механизации и производительность труда, а также эффективность производства.

Так, на автомобильном заводе «Шкода» г. Млада-Болеслава эксплуатируется около 110 тыс. единиц тары или 9 шт. тары на одного работающего. В моторном производстве автомобильного завода «Прага» используется око-

ло 4,3 шт. тары на одного работающего. По данным института ИМАДОС, на машиностроительных заводах ЧССР среднее количество тары на одного работающего составляет 7 шт. Разработка рабочих чертежей тары и организация ее производства осуществлены институтом ИМАДОС. Кроме того, производственная тара разрабатывается и выпускается производственно-технической фирмой ОМНИЯ.

В настоящее время в республике для межзаводских перевозок применяется универсальная складная ящичная тара

с крышкой и откидной боковой стенкой (рис. 1) двух типоразмеров 1200×800×800 и 800×600×800 мм, а также специальная складная и нескладная, тара обычно каркасного типа, размеры которой определяются размерами изделий и применяемых транспортных средств.

Для внутриводских перевозок применяется универсальная ящичная тара двух типоразмеров 1200×800×500 и 800×600×500 мм, а также стоечная каркасная тара (рис. 2) и мелкая металлическая тара с оснасткой и без нее.

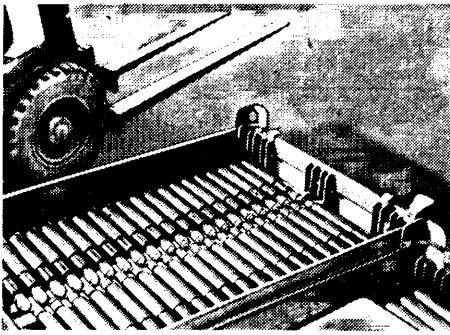


Рис. 1. Универсальная ящичная тара с оснасткой

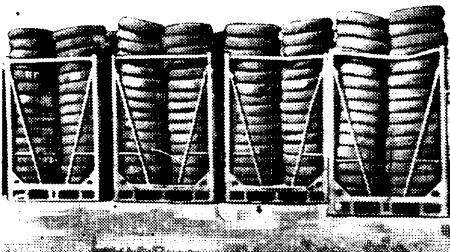


Рис. 2. Сточная каркасная тара для внутризаводских перевозок шин

Срок службы тары, по данным работников автозаводов «Шкода» и «Прага», 5 лет. Грузоподъемность тары размером $1200 \times 800 \times 800$ мм — 1 т, $800 \times 600 \times 800$ мм — 0,5 т. Высота складирования загруженной складной тары 4 яруса. Коэффициент складываемости тары равен 3,5.

Пластмассовая тара на автомобильных заводах ЧССР не применяется.

Универсальная ящичная тара изготавливается из гофрированного листа. Тара имеет полоз, расположенный по длинной стороне тары, и ушки-фиксаторы, с отверстиями для перемещения кран-балками.

У ящичной складной тары ушки-фиксаторы расположены непосредственно на крышке тары, которая при укладке и выемке изделий из тары снимается полностью. На крышке предусмотрено устройство для пломбирования.

Специальная тара изготавливается, как правило, из уголков.

Способы перевозки комплектующих изделий в универсальной и специальной меж заводской таре приведены ниже.

Дизели и коробки передач отправляются в специальной каркасной таре.

Комплектующее изделие	Способ перевозки
Стекло ветровое	В деревянных ящиках, основанием которых служит поддон с прокладкой торцов стекла мешковиной
Стекло плоское	В деревянных ящиках с прокладкой каждого стекла бумагой
Аккумуляторы	В каркасной таре, имеющей пластмассовые полкладки, фиксирующие аккумуляторы
Амортизаторы	В универсальной ящичной таре с крышкой, с откидной стенкой, размеры $1200 \times 800 \times 800$ мм с деревянными прокладками
Фары, подфарники, щиток приборов и другое электрооборудование	В универсальной складной ящичной таре с крышкой, с откидной стенкой с полистироловыми прокладками-фиксаторами
Резинотехнические, металлические и неметаллические изделия	В универсальной складной ящичной таре с откидной стенкой с прокладками и без них в картонных ящиках
Каркасы сидений	В стоечной складной таре
Картон	На плоских деревянных поддонах
Радиаторы	В каркасной стоечной специальной таре на колесах
Шины	Поштучно в применяемой на заводе стоечной каркасной таре
Набивка для сидений	Поштучно в применяемой на заводе стоечной каркасной таре
Метизы	В универсальной ящичной складной таре с крышкой наливом и в картонных коробках
Диски колес	На металлических плоских поддонах с прокладками
Рулевые колеса	В универсальной ящичной таре, имеющей оснастку

Отличительные особенности решений по пакетным перевозкам на автозаводе «Шкода» следующие:

1) применение складной ящичной тары с крышкой и откидной боковой стенкой при меж заводских перевозках как железнодорожным, так и автомобильным транспортом;

2) применение пенополистироловых прокладок-фиксаторов для комплектующих изделий, требующих надежной фиксации во избежание повреждения;

3) применение обычновенных деревянных ящиков для перевозки автомобильного стекла, перевозки ветровых стекол без упаковки.

Применение складной ящичной тары с крышкой и с откидной боковой стенкой сокращает объем возврата тары в 3,5 раза, и создает удобство укладки и выемки изделий. В случае применения обратной оснастки (пенополистироловые и др.) тара, как правило, при взвешивании не складывается.

Для перевозки комплектующих изделий, требующих надежной фиксации во избежание повреждений при меж заводских перевозках, в обратной складной, ящичной таре с крышкой применяются пенополистироловые объемные прокладки, имеющие ячейки, выполненные в соответствии с профилем изделий. Размер прокладок 700×550 мм. Толщина и профиль зависят от вида перевозимого изделия.

Приведенный способ перевозки является прогрессивным решением, так как пенополистироловые прокладки имеют следующие преимущества по сравнению с деревянной оснасткой: меньший вес и стоимость; более технологичны в из-

готовлении; снижают трудоемкость укладки и выемки изделий в обратную тару; не подвергаются воздействию влаги и температуры; надежно обеспечивают сохранность изделий; имеют хороший товарный вид. Применение обычновенных деревянных ящиков с крышкой, основанием которых служит поддон для перевозки стекла, специалисты автозавода «Шкода» объясняют условием сохранности стекла при перевозках, так как транспортирование в металлической ящичной таре может привести к бою стекла. Перевозка ветровых стекол без бумажной упаковки сокращает расходы на упаковочные материалы и работу.

Ящичная универсальная тара и стоечные поддоны принадлежат предприятиям-поставщикам или потребителям. Так 75% тары для меж заводских перевозок принадлежит заводу «Шкода» и 25% — заводам-поставщикам.

Принцип обращения такой тары — прямой возврат, который оплачивается заводом-потребителем.

Стоимость эксплуатации тары учитывается при определении цены изделия и поэтому принадлежность поддонов определяется условиями в договорах на поставку изделий.

Плоские деревянные поддоны размером $1200 \times 800 \times 150$ мм принадлежат железным дорогам и автомобильным заводам. При поступлении грузов на поддоны предприятие возвращает порожние поддоны железным дорогам.

Завод-изготовитель, отправляя грузы на поддонах, получает от железных дорог порожние поддоны. Эта система обращения поддонов аналогична системе обращения европейского «Пула».

А. К. БАДЮЛЯ

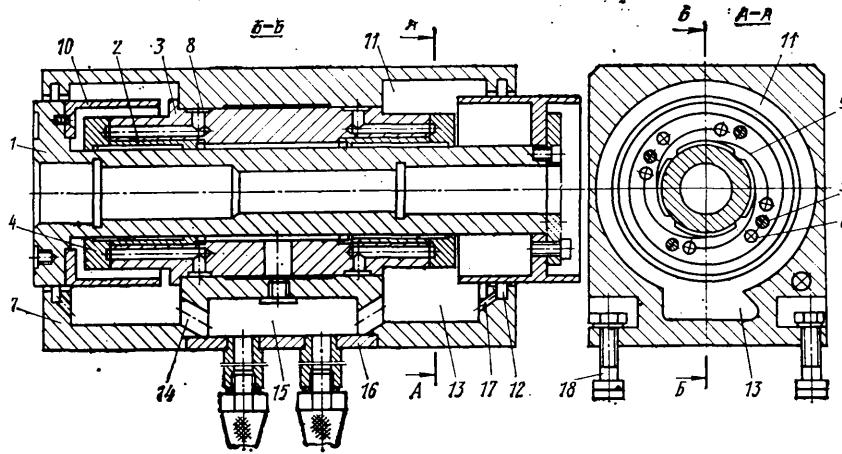
РАСТОЧНЫЕ ГОЛОВКИ С ОСЕВЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ШПИНДЕЛЯ

НИИМС совместно с кафедрой «Металлорежущие станки» Московского станкоинструментального института на основе предварительных разработок и исследований [1] создал гамму расточных головок оригинальной конструкции. Головки предназначены главным образом для финишной обработки отверстий относительно небольшой длины в таких деталях, как поршни, шатуны, подшипниковые втулки и т. п. В этих головках шпиндель вращается и

перемещается вдоль оси в одних и тех же радиальных гидростатических подшипниках. Это позволило повысить точность обработки, улучшить динамические качества отделочно-расточного станка, уменьшить его габаритные размеры и расширить технологические возможности.

Шпиндель 1 (см. рисунок) расположен в двух радиальных гидростатических подшипниках. Подшипники образованы бронзовыми втулками 2, запрессо-

ванными до финишной обработки в стальную гильзу 3, и притертными к торцам гильзы бронзовыми дисками 4, каждый из которых крепится к гильзе четырьмя винтами 5 и фиксируется двумя штифтами 6. Гильза 3 установлена в призматическом прямоугольном чугунном корпусе 7, в котором образованы полости и карманы бесконтактных уплотнений шпинделя. В гильзе имеются кольцевые камеры 8 для подвода смазки, соединенные отверстиями в кор-



Расточная головка с осевым перемещением шпинделя

пусе 7 с источником давления. Каждый подшипник [2] содержит четыре несущие кармана, между которыми нет дренажных канавок.

Дроссели на входе в несущие карманы образованы четырьмя идентичными спиральными канавками 9 треугольного сечения, прорезанными на сопряжении торце диска 4. Начало каждой дроссельной канавки соединено отверстиями в теле гильзы 3 с камерами 8, а конец выходит непосредственно в несущий карман.

Бесконтактное уплотнение с каждой стороны образовано установленным на конце шпинделя стаканом 10, выполненным в корпусе 7 тончеными кольцевыми большой 11 и малой 12 полостями и отлитым маслосборным карманом 13 в виде языкообразной камеры, вытянутой в сторону вращения шпинделя и образующей с кольцевой полостью 11 острый угол навстречу увлекаемому шпинделем потоку жидкости [3].

Маслосборный карман 13 с помощью профрезерованного наклонного канала 14 соединен со сливной полостью 15, выполненной в основании корпуса 7 и герметично закрытой крышкой 16 с двумя сливными горловинами. Малая кольцевая полость 12 внизу соединена с большой просверленными наклонными отверстиями 17.

Корпус 7 крепится болтами 18 к основанию, на котором он установлен.

Расточная головка работает следующим образом. Масло от гидростанции под давлением попадает в камеры 8 подвода смазки, откуда по просверленным отверстиям направляется в дросселирующие спиральные канавки 9. По этим канавкам смазка попадает в несущие карманы, откуда она вытекает под давлением через зазор между шпинделем и подшипником. При этом смазка вторично дросселируется. Давление смазки в несущих карманах жестко центрирует шпиндель в подшипниках. Он надежно отделен от них слоем смазки, высота которого равна половине диаметрального зазора.

Смазка вытекает из подшипника в полость между шпинделем и стаканом, откуда сливается в маслосборный карман 13. При вращении шпинделя смазка под действием центробежных сил разбрызгивается в полость 11 и стекает по ее стенкам в карман 13. Часть смазки попадает в полость 12 и по отверстиям 17 возвращается в карман 13. Из кармана 13 по каналам 14 смазка попадает в полость 15, из которой она сливается в бак гидростанции.

карманы, а другой был соединен с манометром. Поворачивая и перемещая оправку вдоль оси в гидростатических подшипниках, одним манометром измеряли давление во всех несущих карманах. Оптимальное давление в кармане равно половине давления на входе в дроссель.

Привод осевых подач шпинделя работает независимо от привода вращения. Гидроцилиндр привода подач перемещает пильзу ведущего вала, который также движется. При этом шлицевой хвостовик ведущего вала скользит в шлицевом отверстии ведомого шкива клиновременной передачи. Ведущий вал через муфту сообщает осевое движение шпинделю, который скользит на слое смазки в радиальных гидростатических подшипниках. Таким образом, шпиндельные гидростатические подшипники одновременно служат и направляющими осевого перемещения шпинделя, обеспечивая высокую точность этого перемещения. Скорость вращения шпинделя определяет скорость резания, а скорость его осевого перемещения — величину осевой подачи резания. Поскольку шпиндель вращается и перемещается вдоль оси, то растачиваемое изделие можно закрепить неподвижно относительно корпуса шпиндельного узла. Это позволяет исключить обычный в расточном станке подвижный стол, несущий изделие или шпиндельный узел, упростить конструкцию и уменьшить габаритные размеры станка, улучшить характеристики системы СПИД, которая теперь содержит только один подвижный стык.

Если устройство для крепления обрабатываемого изделия установлено непосредственно на корпусе шпиндельного узла [4], например закреплено на его торце, то рассмотренная расточная головка сама становится расточным станком с исключительно жесткой системой СПИД, в которой число подвижных и неподвижных стыков, а также размеры силового контура, запирающего силы резания, сведены до минимума. Точность обработки на таком станке мало зависит от внешних и внутренних возмущений. Если такой станок установить на вибростенд, точность обработки остается высокой.

Бесконтактные уплотнения шпинделя выполнены непосредственно в корпусе шпиндельного узла. Это не только упрощает конструкцию, но и способствует повышению жесткости крепления корпуса к основанию, а в случае крепления изделия на торце корпуса позволяет исключить в системе СПИД один неподвижный стык (между корпусом и фланцем уплотнения).

В таблице приведены некоторые характеристики расточных головок гаммы.

Были испытаны головки двух типоразмеров (1 и 3).

При растачивании с помощью головки типоразмера 1 отверстий диаметром 30 и длиной 45 мм в образцах из латуни ЛС 59-1 некруглость составляла 0,2—0,5 мкм и чистота поверхности 10—11-й класс. Режимы резания при этом: глубина $t=0,1$ мм, подача $s=0,05$ мм/об, скорость вращения шпинделя $n=5000$ об/мин.

Однако, как показали испытания, можно успешно выполнять черновое растачивание на тяжелых режимах. При этом обеспечивается высокая устойчивость процесса резания. Без потери устойчивости головкой типоразмера 1 растачивалось отверстие диаметром 30 мм в образ-

ЛИТЕРАТУРА

1. Шнеерсон И. З., Рассохин В. Я., Шиманович М. А. Прецизионная расточная головка с осевым перемещением шпинделя. — В сб. «Металлорежущие и деревообрабатывающие станки, автоматические линии», НИИМАШ, 1971, № 8.

2. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 29 (Авторское свидетельство № 315816).

3. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 23 (Авторское свидетельство № 310076).

4. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 2 (Авторское свидетельство № 289873).

Канд. техн. наук М. А. ШИМАНОВИЧ,

И. З. ШНЕЕРСОН

Московский станкоинструментальный институт, ЭНИМС

Типоразмер головки	Диаметр опорных шеек шпинделя в мм	Максимальное осевое перемещение шпинделя в мм	Максимальная скорость вращения шпинделя в об/мин	Размеры корпуса шпиндельного узла в мм		
				Высота	Длина	Ширина
1	55	80	7000	150	455	120
2	65	120	5500			
3	85	160	4000			
4	110	220	3000	240	825	200

цах из стали 20Х с глубиной резания $t=3$ мм при скорости вращения $n=1500$ об/мин и подаче $s=0,1$ мм/об.

Высокая точность, малые габаритные размеры и удобство агрегатирования позволяют рекомендовать такие головки для компоновок агрегатных станков и автоматических линий прежде всего при обработке точных изделий автостроения.

Во время испытаний обрабатывалось отверстие под пальц в поршне автомобиля «Москвич». Некруглость отверстия не превышала 1,2 мкм при чистоте поверхности 8-й класс. При обработке отверстия в бронзовой втулке шатуна автомобиля ЗИЛ-130 некруглость не превышала 0,5 мкм при чистоте поверхности 10-й класс.

В ПОСЛЕДНИЕ годы в практике декоративной обработки алюминия распространено цветное анодирование. Имеются три совершенно различных метода получения цветных анодных пленок.

Первый метод основан на использовании сплава, содержащего легирующие элементы или межметаллические соединения, нерастворимые в электролите при анодировании и включающиеся в окисную пленку в процессе ее образования. Эти составляющие в пленке и обеспечивают ее цвет (окраска создается за счет состава металла). Наиболее широко используется сплав алюминия с 5% кремнием, его анодируют в серной кислоте до средне- или глубоко-серого цвета.

Второй метод характеризуется использованием электролита, разлагающегося на аноде во время анодирования: окрашивание выполняется одновременно с процессом анодирования. В последние годы создано несколько органических электролитов, в том числе двухосновных на серносалициловой кислоте и двухосновных на сульфофталевой кислоте. Щавелевая кислота используется в течение многих лет для получения на чистом алюминии бледно-золотистых пленок, а на некоторых алюминиевых сплавах — бронзовых или коричневых.

При третьем методе получения цветных пленок изделия сперва подвергают анодированию, которое осуществляется как постоянным током, так и поочередным пропусканием постоянного и переменного токов. Затем изделие проходит обработку в ванне со специальным раствором под током и без тока.

Вначале были разработаны методы получения на алюминии анодной пленки шести стандартных цветов (пять бронзовых и черный). Получение анодной пленки новых цветов связано с добавкой в состав разработанных в последние времена электролитов молибдена. Один из таких электролитов приготавливается из молибдата аммония, щавелевой кислоты, подобной же концентрации и серной кислоты. Этот раствор содержит комплекс, состоящий из оксалата и молибдата при соотношении 1 : 1.

Использование такого раствора при концентрации электролита 1500 Кл/л позволяет получить вследствие образования пятивалентного молибдена анодную пленку различных цветов. При толщине пленки 15 мкм получается коричневый цвет (плотность тока 3—3,5 А/дм², температура 30°C), при 20 и 25 мкм — соответственно темно-зеленый и голубой (плотность тока 2 А/дм², температура 15°C). Для закрепления цвета наполнение анодной пленки производят пропиткой горячей силиконовой смазкой или горячим раствором минерального масла и стеариновой кислоты, так как наполнение в горячей воде восстанавливает молибден до трехвалентного состояния. Во всех растворах с добавками молибдена цвет не зависит от состава алюминиевого сплава.

В техническом центре фирмы Кайзер Алюминиум энд Кемикел Корп. (США) исследовался механизм образования цветных анодных пленок на алюминии из обычных и некоторых органических электролитов. Для получения анодных пленок разных оттенков коричневого и черного, а также зеленого и голубого цветов использовались электролиты следующего состава: 1) 100 г/л 5-сульфосалициловой кислоты и 4 г/л серной; 2) электролит 1 и 10 г/л щавелевой кислоты; 3) электролит 1 и 15 г/л ортофосфорной кислоты; 4) 172 г/л 3,5-диокси-4-карбокситолуол-2,6-бисульфоновой кислоты и 5 г/л серной; 5) 100 г/л 5-салицилсульфиновой кислоты; 6) насыщенный раствор 3,5-диоксибензойной кислоты и 20 г/л серной; 7) насыщенный раствор 2,4-диоксибензойной кислоты и 20 г/л серной; 9) 5 г/л парамолибдата аммония и 3 г/л серной кислоты; 10) 16,5 г/л вольфрамата натрия, 2 г/л щавелевой и 10 г/л серной кислот. Все электролиты были приготовлены с использованием дистиллированной воды. В результате исследований был выявлен механизм образования коричневого и черного цветов, а также ряда оттенков зеленого и голубого, которые получаются в результате добавок молибдатов, вольфраматов и хроматов.

Это — цветные анионы, с их добавкой цвет анодной пленки в меньшей степени зависит от состава алюминиевого сплава.

Цветные анодные пленки можно получить непосредственно на алюминии и его сплавах в растворе, содержащем 8% муравьиной кислоты, 1—8% салициловой кислоты и 0,5—2,0% гидрохинона. Обработка производится при напряжении 40—80 В в течение 10—15 мин постоянным током или 10—30 мин переменным током. Цвет изменяется в зависимости от напряжения: при постоянном токе 40 В — светло-коричневый, 50 В — среднекоричневый, 60 В — темно-коричневый, 70 В — кофейно-коричневый; при переменном токе 50 В — цвет античного золота, 60 В — светлая бронза, 70 В — красновато-коричневый, 80 В — шоколадно-коричневый.

В Японии создан процесс цветной обработки алюминия «Анолок». Алюминиевые изделия анодируются в серной кислоте с последующей специальной электролитической обработкой. В течение этого процесса к алюминию прикладывается переменный потенциал в ванне со специальным раствором. В процессе электролиза в основании пор анодной пленки осаждаются стабильные металлические окислы. Наполняется пленка обычным способом. Одним из преимуществ процесса «Анолок» является то, что оттенок цвета не зависит от толщины анодной пленки.

В Англии изучалась возможность придачи анодным пленкам на алюминии и его сплавах оттенков от желтого до красного. Образцы из сплава алюминия (1% кремния и 1% магния) анодировались в 15%-ной серной кислоте в течение 50 мин при анодной плотности тока 1,6 А/дм². Толщина анодных пленок составила 15 мкм. Окрашивание проводилось электролитически обработкой переменным током в растворах CuSO_4 и AgNO_3 , подкисленных различными кислотами. Вторым электродом служил AlCl или нержавеющая сталь. В указанных растворах анодные пленки можно окрасить в светло-коричневый, желто-коричневый, коричневато-красный и другие

ти цвета. Лучшие результаты получаются при использовании в качестве второго электрода алюминия. Лучшими защитными свойствами обладали образцы, которые после анодирования обрабатывались переменным током сначала в растворе серной кислоты, а затем в растворе AgNO_3 при pH 1,0.

В США разработан способ получения разноцветных пленок, которые получают на предварительно окрашенном в монотонный цвет, но ненаполненном оксидном покрытии. Для этого анодированное и окрашенное изделие обрабатывают сначала кислым раствором (например, хромовой кислоты), а после промежуточной промывки — щелочным раствором. Раствор хромовой кислоты наносят распылением, разбрызгиванием или щеткой. В результате контакта данного участка поверхности с кислым раствором ослабляется первоначальная окраска оксидной пленки и взамен монотонно окрашенной поверхности получают пленки различных оттенков в зависимости от длительности контакта. В процессе обработки щелочным раствором появляются дополнительные цвета и пленка может принять радужную окраску. В заключение производится наполнение окисной пленки.

Анодированный по этому способу алюминий был окрашен в черный цвет с применением органического красителя. После обработки в кислом и щелочном растворах производилось наполнение пленки в растворе 5 г/л ацетата никеля в течение 15 мин при pH 5,5—6,5 и температуре 98—100°C. Затем изделие промывалось, сушилось и полировалось. В результате было получено цветное покрытие под мрамор.

Цветные анодные пленки на алюминии и его сплавах, отличающиеся высокой коррозионной и износостойкостью, можно получить анодированием в электролите, содержащем 168 г/л серной кислоты и 5,5 г/л алюминия, одновременным наложением постоянного и переменного токов или поочередным их подключением с последующей обработкой окрашивающим раствором.

При анодировании с наложением переменного тока плотностью 1,2 A/дм² и постоянного плотностью 0,8 A/дм² в течение 70 мин при температуре 20°C можно получить пленку желтого цвета, если окрашивающий раствор содержит 2% CuSO_4 , коричневого цвета — в присутствии 2% $(\text{NH}_4)_2\text{Fe}(\text{C}_2\text{O}_4)_3$. Красновато-черный цвет можно получить при анодировании в растворе 168 г/л H_2SO_4 , 40 г/л $\text{H}_2\text{C}_2\text{O}_4$ и 5,5 г/л Al при 20° в течение 40 мин наложением переменного тока плотностью 16 A/дм² и постоянного плотностью 1,6 A/дм² с последующей выдержкой в течение 1 мин в 1%-ном растворе многосернистого аммония и обработкой в 1%-ном растворе ацетата кобальта. При обработке в 2%-ном растворе CuSO_4 получают желто-зеленый цвет.

При другом методе получения цветной пленки изделие из сплава (алюминий, 0,5% кремния и 0,5% магния) после механического полирования и обезжиривания анодируют в растворе серной кислоты и получают анодную пленку толщиной 16 мкм. Затем производят электрохимическое окрашивание переменным током в электролите, содержащем 10 г/л CuSO_4 . После обработки в течение 3 мин при напряжении 12 В поверхность изделия окрашивается в темно-красный цвет. Далее его подвергают анодной обработке в течение 20 мин в электролите, содержащем 15 г/л $\text{N}_2\text{S}_2\text{O}_3$, при плотности тока 0,2 A/дм² и температуре 20°C. После анодной обработки изделия обесцвечиваются. После кипячения в растворе, содержащем 2 г/л $\text{Ni}(\text{CH}_3\text{COO})_2$, поверхность изделий приобретает желтую окраску, устойчивую к ультрафиолетовому облучению.

К третьему методу относится также способ получения цветной пленки, по которому изделие после анодирования подвергается обработке в электролите, содержащем растворимое соединение никеля (pH 3,5—5,5). При обработке применяется переменный ток. Второй электрод изготавливается из никеля. Окраска покрытия в течение одного и того же времени обработки зависит от приложенного напряжения. Применение никелевого электрода вместо угольного позволяет

вести обработку при более высоком напряжении и получать более темные и насыщенные цвета. При этом также происходит замедление скорости изменения pH, что обеспечивает более однородные покрытия. Анодное покрытие может быть получено при обработке в серной, акрильсульфохромовой кислотах и в их смесях.

Существует также бестоковый способ нанесения на алюминиевые изделия прозрачного окрашенного коррозионностойкого покрытия, которое образуется в результате химического взаимодействия алюминия с водной акриловой эмульсией. Этот способ включает следующие стадии: снятие окисной пленки обработкой 5%-ным раствором NaOH при 65—76°C в течение 2—4 мин; промывку водой для удаления NaOH; пассивирование поверхности раствором 1—2%-ного $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$, а также 0,1—0,2%-ного Na_2HF_2 или 5—10%-ной серной кислотой при температуре 20°C в течение 1—2 мин; промывку поверхности для удаления следов кислотного раствора; сушку изделия; обработку поверхности в течение 10—60 мин при температуре 27—93°C и pH 8,5—10 водной акриловой эмульсией, содержащей 35—50% сополимера алкилакрилонитрила (метакрилонитрила) и 1—10% алкилакрилата или метакрилата с добавкой (в зависимости от веса сополимера) 3—15% коалесцирующего вещества, 0,1—0,4% анионного поверхностно-активного вещества (смачивателя), 0,01—0,3% каталитической окиси железа; сушку нанесенной пленки при температуре 93—177°C в течение 2—3 мин; вторичную обработку эмульсией в течение 2—30 с; сушку при температуре 93—177°C в течение 1—5 мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Plating», Oktober, 1972, т. 59, № 10.
2. «Metal Finishing», November 1971, т. 69, № 11.
3. «Electroplating and Metal Finishing», January 1973, т. 26, № 1.
4. «Product Finishing», October 1972, т. 25, № 10.
5. «Metal Finishing», January 1973, т. 71, № 1.

Т. В. РОГОЖИНА

УДК 629.113.002

НОВОЕ В ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ И КОНТРОЛЕ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ТОРМОЗНЫХ БАРАБАНОВ

ФИРМОЙ И. Г. Вайссер Зоне (ФРГ) для обработки тормозных барабанов создан двухшпиндельный токарный полуавтомат Фронтор 25D [1]. Станок имеет две независимые друг от друга рабочие позиции (согласно числу шпинделей) с собственными органами управления. Каждая рабочая позиция снабжена горизонтальным и вертикальным суппортаами, оснащенными системами управления с гидравлическим приводом. Горизонтальные суппорты оборудованы копировальными устройствами, а вертикальные — системой программного управления, рассчитанной на четыре программы. Специальные зажимные приспособления обеспечивают точную установку деталей и устраняют при обработке возможность возникновения вибраций. Деталь устанавливается на станке вручную. Мощность электродвигателя станка 30 кВт.

Полуавтомат Фронтор 25D предназначен для обработки барабанов четырех

типов размеров с максимальным диаметром тормозной поверхности 254 мм. Комбинированный барабан состоит из двух частей: колца из чугуна Ch-26 и стального диска, в котором пробиты отверстия, являющиеся при обработке базами для центровки и последующего закрепления барабана на ступице.

Сначала в работу вступает горизонтальный суппорт с тремя резцами; одним из них снимается фаска по наружной поверхности (подача 0,4 мм/об), другим — окончательно обрабатывается наружная поверхность барабана и третьим снимается фаска по внутренней тормозной поверхности. По окончании обработки горизонтальный суппорт отводится в исходное положение и в работу вступает вертикальный суппорт с тремя резцами. Одним из них растачивается тормозная поверхность барабана (подача 0,2 мм/об). Затем суппорт автоматически переключается на поперечную по-

дачу и одновременно двумя другими резцами подрезаются торцы барабана, после чего вертикальный суппорт также отводится в исходное положение. Шпиндель останавливается, и готовая деталь снимается со станка.

Фирмой Машиенфабрик Дилдсхейм GmbH (ФРГ) создана автоматическая линия для обработки тормозных барабанов грузовых автомобилей [2] с диаметром тормозной поверхности 485 мм. Линия состоит из участков черновой и чистовой обработки. Черновая обработка наружной и внутренней поверхности, снятие фасок, подрезание торцов и сверление отверстий осуществляются на двух горизонтальных двухшпиндельных токарных автоматах и двухстороннем многопозиционном сверлильном станке, а чистовую обработку тормозной поверхности и обтачивание наружных поверхностей — на двух горизонтальных двухшпиндельных токарных автоматах. Вре-

мя обработки 0,95 мин. Станки оснащены конвейером, рольгангами, поворотными приспособлениями, загрузочными и разгрузочными устройствами. Тормозные барабаны на этой линии обрабатываются инструментом с твердосплавными и минералокерамическими пластинками.

Хорошие результаты показало применение минералокерамических пластинок марки Дегуссит SL2 [3]. При обработке тормозных барабанов диаметром тормозной поверхности 480 мм и длиной 125 мм при скорости резания до 250 м/мин, подаче 0,5 мм/об и глубине резания 2—8 мм стойкость этих пластинок оказалась на 30% выше стойкости обычных минералокерамических. При этом проводилось растачивание, обтачивание наружной поверхности и подрезание торцов.

За последние годы отмечается появление полуавтоматических и автоматических установок для контроля размеров тормозных барабанов после механической обработки.

Фирмой Хаан унд Колб (ФРГ) создана полуавтоматическая установка для контроля точности тормозных барабанов и наличия трещин [4], имеющая три рабочие позиции. Деталь вручную устанавливается на поворотный шестипозиционный стол и, вращаясь вместе с ним, достигает определенного места. Затем толкателем сталкивается на лоток подъемного механизма, перемещающего ее вверх в первую рабочую позицию для проверки точности размеров контрольными датчиками, работающими от механизма пневмопривода.

Результаты измерений направляются в запоминающее устройство системы электронного управления. После этого деталь с первой позиции опускается вниз на поворотный стол, с которого толкателем снова перемещается на лоток подъемного механизма, а затем поднимается вверх на вторую рабочую позицию установки. К тормозной поверхности барабана также подводятся контрольно-измерительные датчики.

Включается механизм вращения, и деталь поворачивается на $1\frac{1}{4}$ оборота. При этом измеряется величина биения тормозной поверхности и торца, а также эллиптичность отверстия. Результаты измерений тоже поступают в запоминающее устройство. После этого деталь снова опускается вниз и поворотным столом перемещается на третью рабочую позицию, где магнитно-индукционным методом проверяется наличие трещин в корпусе барабана. Результаты контрольных измерений барабана на всех трех позициях установки обрабатываются на электронно-вычислительной машине.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Werkstatt und Betrieb», 1973, № 1, с. 5—7.
2. «Werkstatt und Betrieb», 1972, № 12, с. 893.
3. «Werkstatt und Betrieb», 1972, № 4, с. 283—284.
4. «Werkstatt und Betrieb», 1972, № 3, с. 197—198.

Г. А. ГОЯН

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Отверждение стержней продувкой горячим воздухом

При изготовлении стержней модифицированным способом «Hot-Box» в литейном отделении Buick Motor фирмы General Motors Corp. (США) используется формовочная смесь на основе фурановой смолы. Стержни отверждаются в стержневом ящике продувкой горячим воздухом. Кроме обычных пескодувных или пескострельных головок применяемые стержневые машины снабжены нагревательной головкой. Эта головка после того, как кончается цикл наддува стержня, автоматически насаживается на стержневой ящик. Затем осуществляется продувка горячим воздухом при 315°C. В дальнейшем фирма предполагает все стержни изготавливать этим способом, именуемым «Thermair Process». Крупные стержни для картеров головок блоков цилиндров, тормозных барабанов, впускных и выпускных каналов изготавливают этим способом отделение «Buick». До восьми стержней для выпускных каналов изготавливают в одном стержневом ящике. Цикл стержневой машины длится 45 с, т. е. 80 (блоков) комплектов стержней в час. Продолжительность цикла можно сократить до 22 с, тогда производительность повысится до 160 блоков стержней в час. Нагрев воздуха осуществляется в электрических воздухонагревателях.

Изготовленные стержни сначала контролируются, а затем транспортируются на операцию автоматической зачистки. Смесь приготавляется партиями по 550 кг. Состоит она из 100 кг кварцевого песка, 1,83 кг фурановой смолы, 0,36 кг кислотного катализатора, 50 см³ стержневого масла, 0,33 кг окиси железа и 0,83 кг графита мексиканского месторождения. Смешивание происходит за 72 с.

«Giesserei—Praxis», июнь 1974, № 11, с. 230.

Машина, изготавлиющая безопочные формы с вертикальной плоскостью разъема

Такие машины производят фирма Simon—Carves. На этой машине изготавливают формы четырех размеров: 457×356; 635×533; 914×610 и 1016×1016 мм. При прессовании давление в форме достигает 3,5 тс/см², что позволяет использовать до 70% поверхности модельных плит. У изготавляемых в формах отливок стабильность размеров выше, чем у отливок, получаемых в аналогичных машинах. Производительность машин 600 форм в час при длительном времени цикла и 1000 — при коротком времени цикла.

«Giesserei», май 1974, т. 61, № 10, с. G25.

Установка для холодной штамповки

Фирмой National Machinery Co (США) создана установка «1250» для холодной штамповки. Она состоит из пяти штампов. Производительность установки 45—50 деталей в минуту в зависимости от формы заготовки. Заготовки длиной до 240 мм можно резать из прутковой среднеуглеродистой стали диаметром 33,5 мм. В штамп заготовки подаются на первую позицию от загрузочного устройства. Для подачи на прессе устанавливают двухроликовый блок, а для прихватки — специальное устройство. В этом случае, когда заготовка из пруткового материала, отходы отгружаются автоматически с позиции отрезки. Передаточный механизм осуществляет жесткий зажим заготовки. Существует также контроль на каждой позиции. Для реверсирования деталей по мере того, как они проходят от одной позиции к другой, установлена передаточная система. Это приспособление позволяет упростить конструкцию штампа и облегчить метод изготавления коротких деталей. Установка весит 75 т при длине 7 м.

Созданная установка является лишь частью линии таких установок. На ней можно обрабатывать материал диаметром 12,7—47,6 мм.

«Machinery and Production Engineering», май 1974, т. 124, № 3207, с. 599. «Metallurgia and Metal Forming», апрель 1974, т. 41, № 4, с. 84.

Изготовление прессового инструмента гальванопластикой

Новая технология обработки прессового инструмента — изготовление никелевой или никелево-кобальтовой поверхности штампа — гальванопластикой — разработана фирмой International Nickel, Ltd. (Англия). Благодаря этому можно производить инструмент с более жесткими допусками на размер, повышенной прочности, устойчивым против коррозии. Для такого инструмента не нужна механическая обработка по контуру; срок службы его — повышенный.

Прежде всего изготавливают из дерева или специальной пластмассы модель инструмента. Если эта модель имеет форму половины штампа, входящую в другую половину, то охватывающая часть штампа может быть резиновой в одном или двух экземплярах. Полученные оттиски становятся как бы оправкой, на которую наращивается оболочка инструмента. Оболочка отделяется от оправки и усиливается бетоном или чугуном, служащим опорой. Полученный прессовый инструмент готов к употреблению.

Никелевые инструменты, полученные гальванопластикой, с успехом используются в Европе.

Фирмой Thurnheer and Co of Weinfelder создан пресс, предназначенный для обработки деталей из стекловолокна и усиленных пластмасс, инструмент для которого изготовлен гальванопластикой.

«Sheet Metal Industries», апрель 1974, т. 51, № 4, с. 198.

Ковочная машина для штамповки осей

Для штамповки осей 75 различных типов создана новая ковочная машина (австрийская фирма Gesellschaft für fertigungstechnik und Maschinenbau GmbH).

Новая машина будет работать с цифровым вычислительным контролем. Производительность этой машины очень высокая, а качество поковок выше, чем на других машинах. Допуск на диаметр для поковок диаметром 200—240 мм благодаря высокому контролю составляет лишь 1 мм, а на длину поковки до 2000 мм — 2 мм.

В результате применения автоматической цифровой вычислительной системы штамповка и профилирование выполняются автоматически после получения инструкции. В состав машины входят: кожух, предохраняющий штамповочный молот и два узла, имеющие головки с зажимными патронами. Эти головки, захватывающие и подающие материал к молотам, расположены по обеим сторонам кожуха. Используются они, когда нужно обрабатывать детали за один нагрев по всей длине, включая захватывающие концы. Круглые заготовки врачаются во время штамповки, а четыре молота с механическими приводами обрабатывают деталь до необходимого профиля. Поковки могут быть квадратной и прямоугольной формы. При этом формируемый материал течет только в продольном направлении. Процесс обработки может управляться вручную, полуавтоматически или полностью автоматически в зависимости от требований. Усилие каждого молота 650 тс, скорость 280 ударов в минуту. Максимальный диаметр изготавляемой детали из углеродистой стали 400 мм, из легированной стали 220 мм. Максимальная длина детали 5000 мм. При двухсменной работе производительность 200 осей в день.

«Metallurgia and Metal Forming», апрель 1974, т. 41, № 4, с. 92.

Высокопроизводительная автоматическая линия для обработки шатунов

Компанией Greenlee/Ex-Cell-O изгото-
влена тринадцатипозиционная автома-

тическая линия для одновременной обработки четырех шатунов и четырех крышек. Станками этой линии обрабатываются шатуны пяти различных длин. Сверление, развертывание, нарезание резьбы и фрезерование — осуществляются автоматически. При 100% эффективности производительность линии 620 шатунов и крышек час. Выполняемые на линии операции контролируются специальным приспособлением, а полученные данные регистрируются контрольным табло. На загрузке установлено два магазина, содержащих 16 шатунов и 16 крышек. Четыре детали из каждого магазина устанавливаются автоматически в гнезда автоматической передачи линии в начале каждого цикла. На некоторых позициях линии предусмотрен автоматический контроль поломок инструмента.

На горизонтальном штоке с возвратно-поступательным движением установлены стальные гибкие пластины, которые прижимаются к соответствующим инструментам по окончании каждого этапа обработки. Когда все инструменты в полном порядке, пластины замыкают электрощепель, затем дается сигнал и можно начинать следующий этап обработки.

«Machinery and Production Engineering», апрель 1974, т. 124, № 3201, с. 400—403.

Измерения с помощью лазера

Для измерения сложных профилей необходимы специальные приспособления и много времени. Этот процесс можно упростить с помощью лазерного зонда, предназначенного для измерения толщины, расстояний и скорости перемещения деталей. Он используется с целью контроля округлости матриц автомобильных шин с относительной точностью 5×10^{-5} . Для качества шин очень важна размерная стабильность вулканизирующих барабанов. Радиальные размеры пазов матрицы стабильно измеряются зондом.

Деталь располагают на измерительном столике, а затем по всей толщине на нее опускают диффузионную пластину. По разнице времени импульса, необходимого для его обратного возвращения от пластины к фотодиоду, определяется соответствующий размер. Рабочее напря-

жение 1,6 кВ. Нагрузка контрольного узла — 100 ВА. Частота — 48—60 Гц.

«Metalworking Production», апрель 1974, т. 118, № 4, стр. 107.

Определение чистоты поверхности

В Японии разработан интересный метод определения степени чистоты металлической поверхности. Он основан на измерении коэффициента трения скольжения. Принцип действия метода заключается в том, что при скольжении шарикового контакта по металлической поверхности, когда трение измеряется тензодатчиком, коэффициент трения снижается, если на поверхности присутствуют органические масла и жиры. В случае загрязнения поверхности коэффициент трения при движении шарика по поверхности будет более или менее однороден. На чистых поверхностях трение повышается, но значение его колеблется, образуя скачкообразные волны. Различные металлические поверхности и различные загрязнители дают разные количественные результаты, поэтому сведения о чистоте поверхности получают просто и быстро.

«Electroplating and Metal Finishing», апрель 1974, т. 27, № 4, с. 9.

Порошковое покрытие пластмассовых изделий

Электростатическим методом можно наносить порошковое покрытие и на пластмассовые изделия, например, на ручки различного назначения. Впервые эпоксидный порошок применила фирма Ronson Corporation (США) для нанесения на фенольные пластмассовые изделия. Пластмассовые ручки перед нанесением порошкового покрытия нагреваются до 176,7°C для выделения газа. При той же температуре покрытие высушивается в течение 10—12 мин. Эпоксидный порошок создает полное впечатление, что фенольная ручка — металлическая. Положительным является то, что фенольные ручки выдерживают длительный сухой нагрев до 138°C. «Industrial Finishing», апрель 1974, т. 50, № 4, с. 53.



М. А. Петров. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, Западно-Сибирское книжное издательство, 1973.

БЕЗОПАСНОСТЬ движения автомобиля в значительной степени зависит от его тормозных свойств, которые обусловлены взаимодействием шины с опорной поверхностью. В последние годы во всем мире ведутся напряженные работы по изучению процессов торможения и разработке устройств, препятствующих блокированию тормозящих колес. На эту тему написано немало статей и рефератов, однако до сих пор достигнутые результаты не обобщены. Это не дает возможности сделать выводы, необходимые для научно обоснованного проектирования тормозов. В связи с этим привлекает

внимание рецензируемая книга, призванная в какой-то степени заполнить существующий пробел.

Книга состоит из семи глав.

Первая глава посвящена общим сведениям по автомобильным колесам и основным физико-механическим свойствам резины, влияющим на протекание процесса торможения.

Вторая глава рассматривает нагрузочные режимы тормозящего колеса. В ней даны значения нормальных, касательных и поперечных сил, действующих на тормозящее колесо.

В третьей главе описаны кинематические и силовые передаточные характеристики эластичного колеса в тормозном режиме. С помощью корреляционного анализа установлены зависимости между силами, действующими на колесо при различных углах увода.

Четвертая глава содержит описание математической модели тормозящего колеса. На основе функциональной схемы работы колеса в тормозном режиме составлены уравнения движения и приведены упрощенные варианты модели, позволяющие исследовать общие показатели процесса торможения. Рассмотрены законы движения системы при блокировании и разблокировании колеса, а также при переходе через неровности и скачкообразном падении коэффициента сцепления.

В пятой главе рассмотрена работа колеса при постоянном тормозном моменте. Даны расчетная схема движения заторможенного скользящего колеса, рассчитаны скорости и траектории движения скользящего колеса при действии на него поперечных сил. Определены зоны устойчивого качения тормозящего колеса. Эти выводы имеют важное значение для характеристики управляемости и устойчивости заторможенного автомобиля.

Шестая глава посвящена движению колеса с противоблокировочным устройством. Рассмотрено перемещение заторможенного колеса, снабженного таким устройством, при действии на него поперечной силы. Приведены графики изменения кинематических параметров, характеризующих движение колеса с противоблокировочным устройством. Сравнивается эффективность устройств в качестве регуляторов угловой скорости колеса и тормозного момента. В заключении главы описаны методика и результаты экспериментального исследования разблокируемого колеса. Исследования проведены на стенде с беговым барабаном и непосредственно на дороге.

В седьмой главе рассмотрены особенности процесса торможения при импульсном изменении тормозного момента. Показано влияние режима импульсирования на эффективность торможения и приведены экспериментальные данные по эффективности импульсного торможения на различных опорных поверхностях.

В приложении дано краткое описание экспериментальных установок Сибирского автомобильно-дорожного института, предназначенных для исследования процесса торможения автомобильного колеса. К ним относятся различные установки, стенды, дорожная лаборатория и комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры.

Краткий обзор содержания показывает, что, несмотря на малый объем книги, автору удалось рассмотреть широкий круг вопросов, связанных с торможением автомобильного колеса. Собрано большое количество экспериментальных данных, которые могут оказаться полезными для работников автомобильной промышленности и научно-исследовательских учреждений, связанных с конструированием, производством и эксплуатацией тормозных механизмов и автомобильных шин.

Многие из приводимых данных оригинальны и являются результатами исследований, выполненных под руководством автора в Сибирском автомобильно-дорожном институте. Некоторые из графиков и таблиц публикуются впервые.

Несомненным достоинством книги является широкое применение автором обработки экспериментальных данных методами математической статистики. Полученные таким образом корреляционные зависимости расширяют имеющееся представление о взаимозависимости отдельных факторов, обуславливающих процесс торможения и позволяют в доверительных пределах дать количественную характеристику этой связи. Статистические методы полностью оправдали себя при анализе надежности, плавности хода и других эксплуатационных свойств автомобиля. Использование их при изучении тормозных свойств многообещающе.

Положительно оценивая рецептируемую монографию в целом, приходится, вместе с тем, указать на некоторые ее недостатки.

В книге содержится материал, не имеющий прямого отно-

шения к рассматриваемому вопросу. Такова, например, почти вся первая глава и первый параграф второй главы — «Характеристика реальных опорных поверхностей».

Не особенно удачна компоновка книги. Результаты любого экспериментального исследования в большой степени зависят от применяемого оборудования и методики эксперимента. Поэтому следует описывать оборудование, использованное при опытах, одновременно с полученными данными.

Вряд ли следовало также помещать указатели литературы не в конце книги, а после каждой главы, так как при этом неизбежны многочисленные повторения. Кстати, эти указатели лишены порядковых номеров, что затрудняет пользование ими.

Некоторые положения книги спорны. Непонятно, почему, описывая модель эластичного колеса, применяемую для исследования тормозных режимов, автор решил в качестве аналога кинематического и силового преобразования использовать гидротрансформатор. Такая аналогия была бы полезной, если бы свойства гидротрансформатора были известны широкому кругу читателей, а принцип его работы был достаточно простым. Однако гидродинамическая передача представляет собой сложный агрегат, устройство и характеристики которого известны не каждому, поэтому предлагаемую замену и рисунки, иллюстрирующие ее, нельзя признать удачными.

Обширный экспериментальный и расчетный материал не всегда прокомментирован автором, и читателю представляется догадываться самому, что имелось в виду.

Остается невыясненным, почему при изменении вертикальной нагрузки от 1860 до 1060 кгс зависимости радиуса качения от тормозного момента утрачивают линейный характер (стр. 76). Согласно рис. 3.5 (стр. 79), тормозная сила при отсутствии тормозного момента не равна нулю, а составляет от 1,5 кгс (стендовые испытания) до 38 кгс (дорожные испытания), что противоречит физическому смыслу процесса. В табл. 3.1 следовало указать не средние значения отдельных составляющих энергетического баланса, а пределы их изменения, которые могут быть достаточно широкими. В этом же параграфе следовало привести способ расчета, на основании которого построен график энергетического баланса.

Помещая эмпирические формулы, автор, к сожалению, не указывает пределы их допустимого применения. Поэтому, например, согласно уравнениям (3.2), получается, что шина имеет радиальную деформацию даже в том случае, когда на нее не действуют никакие силы ($P_t = P_w = G_k = 0$). Аналогичную несообразность дают уравнения для тормозной силы (стр. 82—91), коэффициента сцепления (стр. 63) и других величин. Кроме того, не следовало вычислять коэффициенты в этих формулах с точностью до четвертой и даже до шестой значащей цифры. Учитывая погрешность исходных данных, вполне можно было обойтись двумя знаками без снижения точности, что, кстати, облегчило бы практическое использование формул.

Не объяснен принцип выбора численных коэффициентов в расчетных формулах на стр. 108 и других. Почему их значения приняты равными именно 500, 144, 353?

Все эти, а также другие, более мелкие недостатки не снижают общего благоприятного впечатления от книги, написанной на высоком научном уровне, и в то же время достаточно доходчиво.

Книга М. А. Петрова несомненно представит интерес и для студентов автомобильных вузов и техникумов, которые найдут в ней ценный фактический материал.

Д-р техн. наук В. А. ИЛАРИОНОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

УДК 621.43:629.113

Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя, работающего под нагрузкой. Захаров Л. А., Мозохин Н. Г. |«Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Приведены результаты экспериментальных исследований и дан теоретический анализ теплового баланса карбюраторного V-образного шестицилиндрового двигателя. Найдены пути для совершенствования мощностных и экономических показателей двигателя. Показано, что за счет снижения сопротивления основных элементов впускной системы наполнение, а следовательно, и эффективную мощность двигателя можно увеличить на 23,5%. Табл. 3. Рис. 4. Библ. 3.

Проведены результаты исследования нахождения общих закономерностей протекания процесса смесеобразования при переходе двигателя из нагруженногорежима в режим принудительного холостого хода. Изложены конкретные данные по параметрам переходных процессов двигателя ЗИЛ-130 с ограничителем разрежения конструкции МКЗ. Рис. 4. Библ. 3.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43-4.629.113

Особенности смесеобразования в переходных процессах двигателя, оборудованного ограничителем разрежения. Архангельский В. М., Дербаратин Н. Д., Гродзенский В. И., Перекатов В. В., Эпштейн С. С. |«Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Приведены результаты исследования нахождения общих закономерностей протекания процесса смесеобразования при переходе двигателя из нагруженногорежима в режим принудительного холостого хода. Изложены конкретные данные по параметрам переходных процессов двигателя ЗИЛ-130 с ограничителем разрежения конструкции МКЗ. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113-578

Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокуглеродистого легированного чугуна. Зеленов В. В., Канторович В. И., Кириллов М. И., Кротов В. М., Николаев Г. А., Чайковский И. В., Шерман А. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Приведены методика и результаты испытаний нажимных дисков сцепления и маховиков из термостойкого чугуна, позволяющего снизить термическое растрескивание и коробление дисков Табл. 2. Рис. 4. Библ. 8.

УДК 621.85:629.113

О выборе числа ремней клиновременной передачи двигателя. Карабасов О. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Приведены расчеты надежности и необходимого количества ремней для запасных частей. Библ. 7.

УДК 629.113

О системном подходе в прикладной науке по автомобилю. Резник Л. Г., Левин Е. М., Яговкин А. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Рассматривается использование системного подхода в исследовании автомобилей, имеющее теоретическое и практическое значение. Приведен пример определения показателя погоды для агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-66. Табл. 1. Библ. 4.

УДК 629.113-585.2

Исследование потерь мощности в гидротрансформаторе на режиме разгона автобуса. Лупачев П. Д., Нарбут А. Н., Сергеев А. Л. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Рассмотрены теоретические исследования потерь мощности в гидротрансформаторе на неуставновившемся режиме работы. Показано влияние прозрачности, совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора, момента инерции масс, приведенных к валу турбинного колеса, на потери мощности (теплообразование) в гидротрансформаторе автобуса на режиме разгона. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.114.3

К теории поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена. Сигал Я. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Дано теоретическое обоснование выбора радиуса поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 623.113.001.4

Оценка усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей методом математического моделирования. Иванин В. Я., Зайцев В. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Рассмотрено применение метода математического моделирования и исследование вопроса определения усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей. Рис. 1. Библ. 7.

УДК 629.113-858.2

Особенности механообрабатывающего производства ВАЗ. Неведомский Л. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Даны общая характеристика механосборочного производства и особенности технологии и состава оборудования механообрабатывающего производства Волжского автозавода им. 50-летия СССР.

УДК 658.2:629.113.012.61

К вопросу производства профилей автомобильных ободьев высокой точности. Смутко Н. У., Лекарь Е. В., Садовник и Чук М. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Экспериментально исследована возможность получения высокоточных профилей ободьев из горячекатанных недокатов путем холодной прокатки в последнем пропуске. Даны результаты экспериментальных исследований точности исполнения геометрических размеров профиля обода при горячей и холодной прокатке в чистовом калибре. Табл. 3. Библ. 2.

УДК 621.923

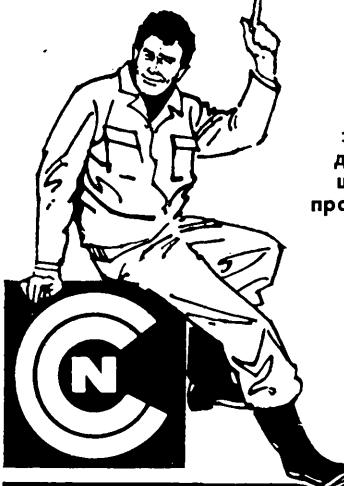
Точность алмазной правки абразивных кругов торцекруглошлифовальных врезных станков. Луцевич А. В., Гошкодеря В. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Изложены способы правки шлифовальных кругов на торцекруглошлифовальных станках. Приведены схема правки и расчет точности обработки в зависимости от смещения алмазного инструмента. Рассмотрено применение алмазного инструмента двух видов — алмазов в оправе и алмазной гребенки. Рис. 2. УДК 621.833

Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых передач. Симонов А. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Рассматривается влияние элементных погрешностей изготовления, заточки и установки червячных фрез на погрешность зацепления. Указывается, что спектр гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты цилиндрических зубчатых колес зависит от вида и формы суммарной пециодической погрешности зацепления. Рис. 3. Библ. 5.

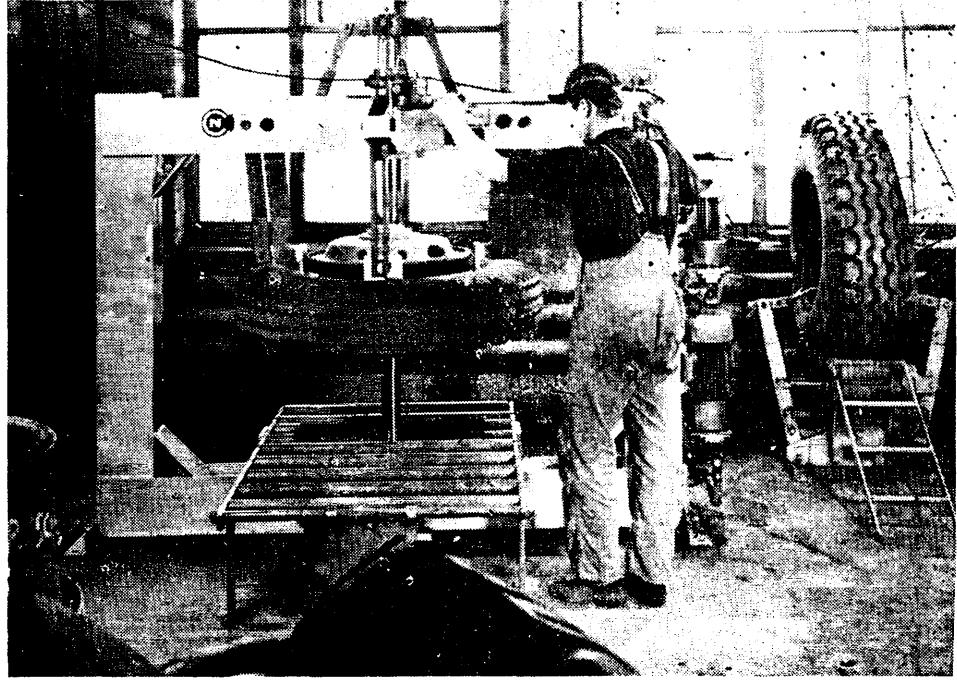
СЕГОДНЯ, ЗАВТРА И ВСЕГДА ПОМОЖЕТ ФИРМА КОЛЬМАН



Машины
для ухода
зашинами,
для ремонта
шин шинной
промышленности

Collmann GmbH & Co.
SPEZIALMASCHINENBAU KG

2400 Lübeck
Postfach 2115
Telefon(0451) 89741
F-S 02 6318



Самый дешевый четырехкулаковый пресс 0714

МАШИНЫ ДЛЯ СБОРКИ ШИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Фирма КОЛЬМАН поставляет в широком ассортименте машины для сборки шин с двумя, тремя и шестью кулачками при давлении до 40 тс. У всех машин прочная рамная конструкция, разработанная фирмой КОЛЬМАН, так как именно эта фирма имеет наибольший опыт в данной области.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении Б/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».

МЕДИКОР ПРЕДЛАГАЕТ



Автомобильный ионизатор «БИОН-78», работающий от аккумулятора автомобиля, создает в кабине благоприятный микроклимат. Благодаря этому повышается работоспособность водителя, снижается его утомляемость, что способствует безопасности движения.

Автоаптечка фирмы О/З «МЕДИКОР» является необходимой принадлежностью автомобиля. Водитель пользуется ею при небольших дорожных травмах. В герметически закрывающейся неломающейся пластмассовой коробке содержится все необходимое для оказания первой помощи.



О/З «МЕДИКОР»
Будапешт, 62, п/я 150
Телефон: 495-130
Телекс: 466

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.
Б/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

автоимпекс σ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТОРГОВОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ В БОЛГАРИИ ПО ИМПОРТУ И ЭКСПОРТУ:

- всех видов легковых и грузовых автомобилей;
- автобусов и микроавтобусов;
- автомобильных прицепов и полуприцепов, контейнеровозов и контейнеров;
- двухколесных транспортных средств;
- двигателей внутреннего сгорания;
- деталей и узлов для сборки легковых и грузовых автомобилей;
- запасных частей для автомобильной техники;
- гаражных сооружений и оборудования диагностики;
- автомобильных принадлежностей.

АВТОИМПЕКС
Болгария, София-6, бул. Тотлебена, 34
Телефон: 52-18-11
Телекс: 022665
Телеграммы: Автоимпекс — София

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.
Б/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ ИЗ ГДР

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Высокопроизводительный бесцентровый круглошлифовальный автомат САСЛ 125 1 А предназначен для обработки крестовин карданного шарнира.

Применение этих автоматов обеспечивает:

- высокую точность обработки;
- высокую производительность труда.

Автомат снабжен устройством для подвода и отвода деталей и автоматической поворотной станцией.

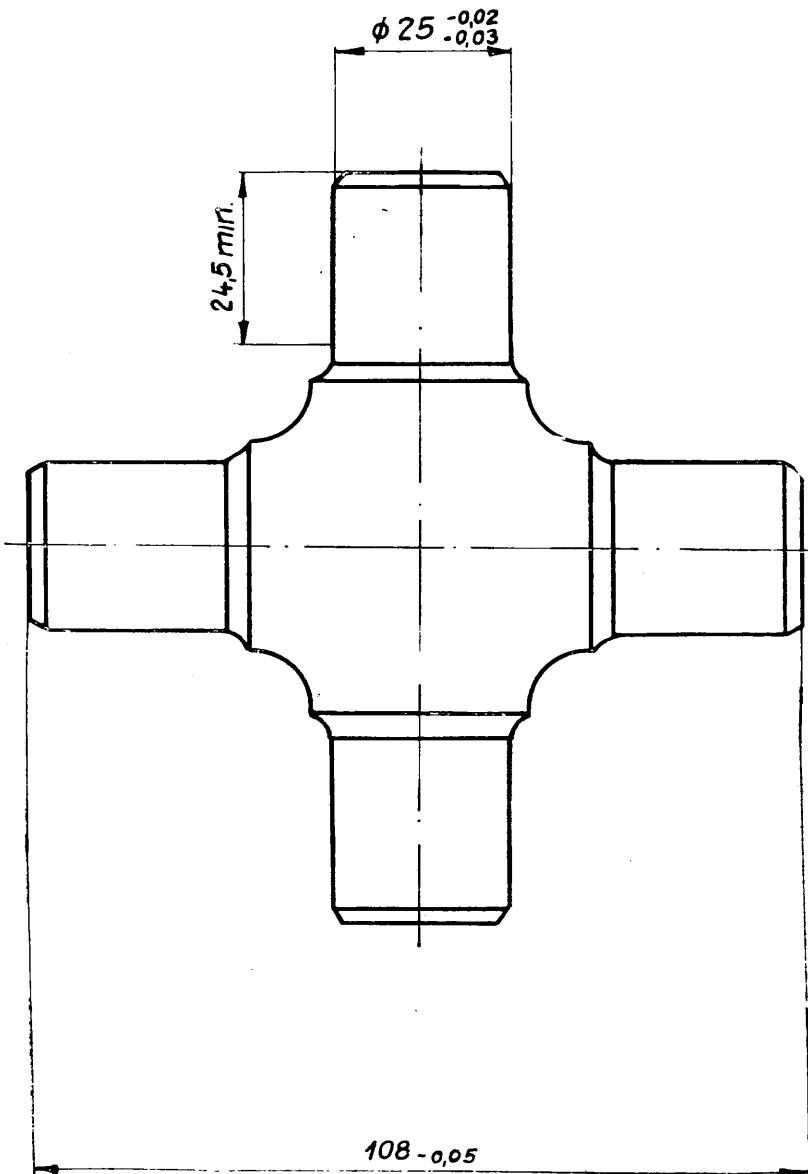
Обрабатываемая деталь . . . Крестовина

Максимальный припуск в мм 0,2

Количество проходов . . . 1

Средняя высота микронеровностей R_a в мкм $\leq 0,32$

Производительность в шт/ч . . . 800



WMW-Export-Import
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb
der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-104 Berlin, Chausseestrasse 111

Народное предприятие
Станкостроительный комбинат
«7-е Октября», Берлин
Народное предприятие Мик-
роза, Лейпциг

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.

Вологодская областная научная библиотека

www.booksite.ru

В.О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



ПОЛЬ-МОТ

предлагает

Небольшие быстроходные и маневренные автомобили НЫСА и ЖУК простой и функциональной конструкции, обладают большой прочностью, устойчивы и качество их изготовления высокое. Оснащены двигателем с верхним расположением клапанов мощностью 70 л. с. при 4000 об./мин.

НЫСА М-521

Удобный, комфортабельный десятиместный микроавтобус. У него прекрасная обзорность, эффективное отопление и хорошая вентиляция. Максимальная скорость 105 км/ч.

НЫСА С-521

Санитарный автомобиль просторный и удобный. Развивает скорость до 105 км/ч. Приспособлен для реанимации больного во время перевозки.

ЖУК А-13 М

Автомобиль-фургон грузоподъемностью 900 кг. Кузов — металлический, погрузочная площадь 4 м². Может быть оснащен тентом. Максимальная скорость 95 км/ч.

ЖУК А-07 М

Автомобиль-фургон — предназначен для перевозки 6 человек и 425 кг груза, например рабочей бригады вместе со снаряжением. Максимальная скорость 95 км/ч.

Приглашаем
на нашу экспозицию
на выставке
«Сделано в Польше»
Кишинев, 16—24 ноября 1974 г.

Экспортер:
ПОЛЬ-МОТ
Внешнеторговое предприятие
автомобильной промышленности
00-983 Warszawa, Stalingradzka 23
ПОЛЬША

