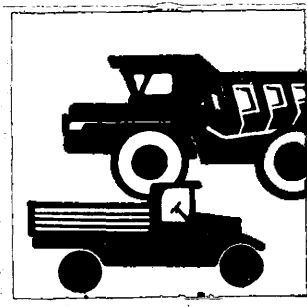


**А**

# **АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

**10 · 1974**

**1924**



**1974**

# СОДЕРЖАНИЕ

Полвека советскому автомобилестроению . . . . . 1

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Л. А. Захаров, Н. Г. Мозохин — Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя, работающего под нагрузкой . . . . .	5
В. М. Архангельский, Н. Д. Дербаремдикер, В. И. Гродзенский, 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. Николаев, И. В. Чайковский, А. Д. Шерман — Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокоуглеродистого легированного чугуна . . . . .	10
О. Г. Карбасов — О выборе числа ремней клиноременной 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. Иванов, 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 торцеокруглошлифовальных 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 — Расточные головки с осевым перемещением шпинделя . . . . .	40
Т. В. Рогожина — 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 . . . . .	16

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. Ечеистов, 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. Просвирнин, 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.  
Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,1

Подписано к печати 18/IX 1974 г.  
Формат 60×90/8

Тираж 11736 экз. Заказ 2878

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

10  
ОКТАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1974

Год издания XL

**Поздравляем автомобилестроителей с 50-летним юбилеем  
автомобильной промышленности**

УДК 629.113(47+57) «1924—1947»

## Полвека советскому автомобилестроению

**Ч**ЕТВЕРТЫЙ, определяющий год пятилетки особенно знаменателен для автомобилестроителей: в ноябре страна 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 Оборон (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 — ЦУГАЗа (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 дизелестроению.

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, приспосабливать 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-

ционными условиями страны и изготовлялись 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 их 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. Вошли 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, основан 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 освоений 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. м<sup>2</sup>.

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

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 автопоезда, 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, моторовелосипедов и велосипедов. Все эти успехи были достигнуты за счет технического перевооружения предприятий, постоянно 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 последние три года текущей пятилетки на строительстве новых предприятий, реконструкции и расширении действующих освоено 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. м<sup>2</sup> 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 продукции 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 доной разгрузкой грузоподъемностью 65 т на Белорусском автозаводе, полуприцепа-контейнеровоза грузоподъемностью 20 т на Челябинском машиностроительном заводе автотракторных прицепов, фронтальной 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 КАВЗ-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 литых заготовок составляет ныне 420 тыс. т, прогрессивных кузнечных заготовок — 570 тыс. т. Комплексная механизация ковочно-штамповочного производства в 1973 г. достигла 84% от общего выпуска кузнечных 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, который положен 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, самосвалы автопоезда грузоподъемностью 18—20 т с малой габаритной высотой, оборудованные нейтрализаторами отработавших газов двигателей, закончена разработка технической документации на трубопроводы 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, гидроневматических 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 — филиалы, 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 диктует возрастающая 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 автостроении 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 большой 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. Брежнев 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 определяют технологические параметры. В связи с этим предстоит еще шире применять процессы, которые легко поддаются автоматизации и позволяют получать более 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 литейных стержней и форм в горячих ящиках с применением самотвердеющих 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 трудящихся позволяет находить самые скрытые возможности экономики 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 тт. Саложниковым 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 НИИТавтотранса 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, ВЦСПС 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 продукции 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.

## 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  $\eta_v$ . Исследовался V-образный шестицилиндровый двигатель исходного варианта I.

Коэффициент наполнения оценивался по уравнению

$$\eta_v = \left[ 1 - \frac{n^2}{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \cdot 30^2} \left( \frac{V'_h}{f_{cp}} \right)^2 \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{\mu^2 \left( \frac{\varepsilon - \delta}{\varepsilon - 1} \right)^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\varepsilon - \delta}{\varepsilon - 1} v, \quad (1)$$

где  $k$  — показатель адиабаты;  
 $p_0, T_0, V_0$  — давление, температура и удельный объем окружающей среды;

$V'_h$  — рабочий объем одного цилиндра;

$f_{cp}$  — средняя площадь впускного отверстия;

$\delta$  — коэффициент, учитывающий сокращение объема остаточных газов;

$T_a$  — температура газов в цилиндре в конце процесса наполнения.

Уравнение (1) показывает, что на наполнение цилиндров  $\eta_v$  двигателя наибольшее влияние оказывает сопротивление впускной системы  $\mu$ , степень сжатия  $\varepsilon$ , дозарядка цилиндров  $v$  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  $\theta$ , смесеобразования, характеризуемого скоростью движения горючей смеси во впускном канале  $w$ , состава смеси  $\alpha$ , 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 наличия наивыгоднейшего 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
$\eta_v$ . . . . .	0,76	0,79	0,83	0,92	0,71	0,83
$\mu$ . . . . .	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
$\alpha$ . . . . .	0,78	0,85	0,91	0,94	0,92	0,95
$\theta$ 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

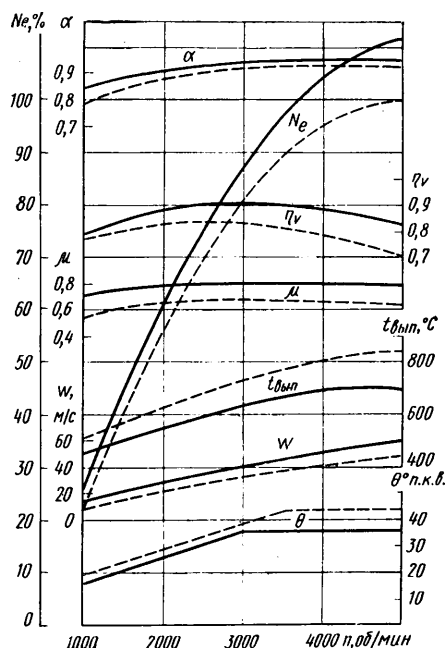


Рис. 1. Влияние элементов впускных систем на массовое наполнение и эффективную мощность карбюраторного V-образного шестицилиндрового двигателя (штриховые линии — вариант I, сплошные — вариант II)



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 ( $t_{в\text{вп}}=680^\circ\text{C}$ ) 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 ( $t_{в\text{вп}}=830^\circ\text{C}$ ) 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  $F_I=1280$  мм<sup>2</sup> (рис. 3, а);
- 4) головки цилиндров с прямыми впускными каналами прямоугольного поперечного сечения площадью  $F_I=1280$  мм<sup>2</sup>, внутренним диаметром седла впускного клапана 36 мм, а выпускного клапана — 32 мм (рис. 3, б);
- 5) распределительного вала симметричного профиля с фазой впуска  $252^\circ$  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-

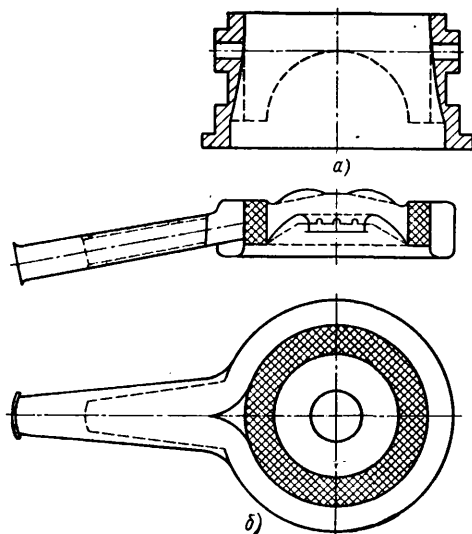


Рис. 2. Крышка карбюратора (а) и воздушный фильтр двигателя (б)

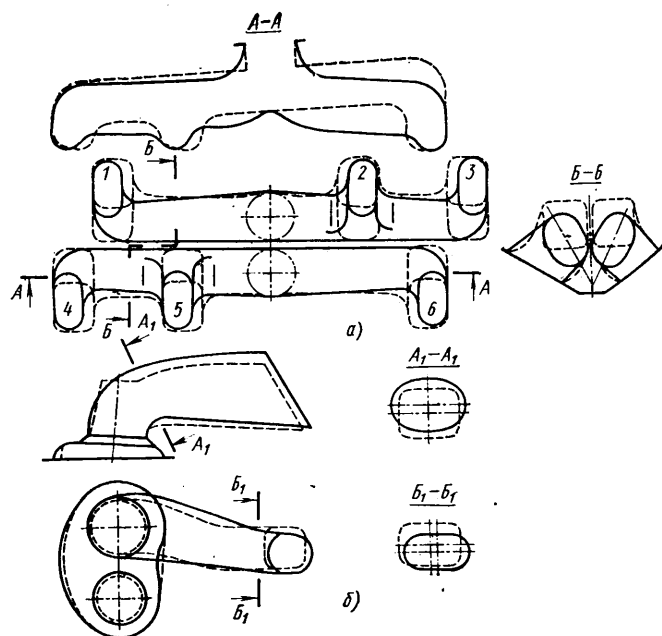


Рис. 3. Двухсекционная впускная труба (а) и головка цилиндров (б)

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 спроектированный 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  $F_{II}=1134$  мм<sup>2</sup> 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  $F_{II}=1134$  мм<sup>2</sup> 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.



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	$\eta_V$	$G$ в мг·цикл/л	$\eta_V$	$G$ в мг·цикл/л	$\eta_V$
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 впускном трубопроводе, повышение вихреобразования в цилиндре привело к уменьшению угла опережения зажигания до  $16^\circ$  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 дозы зарядки 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

$$Q = Q_e + Q_{в.п} + Q_{ох} + Q_{о.г} + Q_{х.н} + Q_{ост} \text{ кДж.} \quad (2)$$

В отличие от обычных уравнений теплового баланса уравнение (2) содержит дополнительный член  $Q_{в.п}$ , учитывающий механические потери. Поэтому составляющие величины 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,

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

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

Теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой,

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

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

$C$  — теплоемкость охлаждающей жидкости в кДж/кг·град;

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

Теплота, уносимая с выпускными газами,

$$Q_{о.г} = (M_T + M_B) C_p (t_{пр.г} - t_{г.с}) - Q_B \text{ кДж/ч,} \quad (7)$$

где  $M_T$ ,  $M_B$  — соответственно часовой расход топлива и воздуха в кг;

$C_p$  — теплоемкость отработавших газов в кДж/кг·град;

$t_{пр.г}$  — температура выпускных газов в выпускном трубопроводе около клапана в  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{г.с}$  — температура горючей смеси около впускного клапана в  $^\circ\text{C}$ ;

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

Теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания, определялась при соответствующем коэффициенте избытка воздуха  $\eta_V$  по формуле

$$Q_{х.н} = 4,187 h_u G_T (1 - \alpha) \text{ кДж/ч.} \quad (8)$$

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

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{в.п} + Q_{ох} + Q_{о.г} + Q_{х.н} + Q_m) \text{ кДж/ч,} \quad (9)$$

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

$$q_e + q_{в.п} + q_{ох} + q_{о.г} + q_{х.н} + q_{ост} = 100\%. \quad (10)$$

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
$q_{в.п}$ . . . . .	4,7	4,4	5,6	5,6	9,5	8,7
$q_{ох}$ . . . . .	25,8	28,0	18,2	21,8	15,1	18,8
$q_{о.г}$ . . . . .	19,5	19,0	26,0	25,7	28,7	26,8
$q_{х.н}$ . . . . .	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
$\Sigma q$ . . . . .	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, уноси-

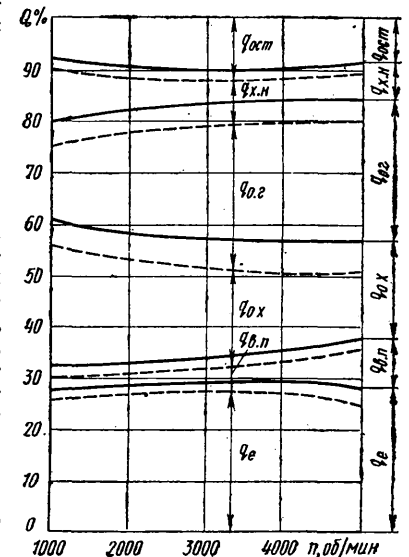


Рис. 4. Тепловой баланс  $Q$  карбюраторного V-образного шестицилиндрового двигателя при полной нагрузке и разных числах оборотов

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. ЭПШТЕЙН

Московский автомобильно-дорожный институт,  
Московский карбюраторный завод

**П**РИМЕНЕНИЕ 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 проставке 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 двигателя 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 ( $\Delta p_{к.с.х.}$ ) станет равным разрежению во впуск-

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

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

Такое же значение предельных оборотов дает и положение точки В, 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  $\Delta p_{к.с.х.}$  (кривая 1) при соответствующих оборотах.

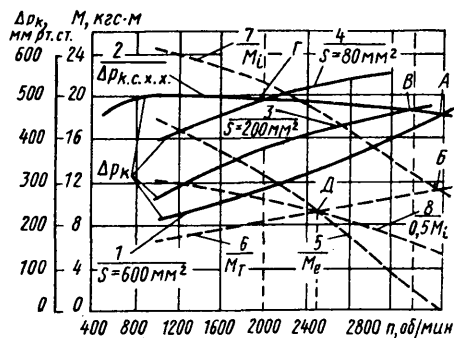


Рис. 1. Определение максимальных чисел оборотов, развиваемых двигателем ЗИЛ-130, вследствие работы ограничителя разрежения: 1 — принудительный холостой ход при ограничителе разрежения с отверстием клапана площадью 600 мм<sup>2</sup>; 2 — самостоятельный холостой ход; 3 — принудительный холостой ход при ограничителе разрежения с отверстием площадью 200 мм<sup>2</sup>; 4 — то же, с отверстием площадью 80 мм<sup>2</sup>; 5 — эффективный момент из нагрузочных характеристик при разрежениях по кривой 1; 6 — момент внутренних потерь с закрытыми 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 В и Г пересечения кривой 2 с кривыми 3 и 4). Кривые 3 и 4 получены прокручиванием двигателя ЗИЛ-130 при уменьшенной до 200 и 80 мм<sup>2</sup> 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<sup>2</sup>, 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 практического достижимого самопроизвольного увеличения числа оборотов двигателя ЗИЛ-130 при значительных количествах топливной пленки во впускном трубопроводе. Для этого была создана экспериментальная установка, автоматически обеспечивающая следующую последовательность дополнительных управляющих операций с двигателем, работающим на исследуемом режиме:

- 1) закрытие 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 впускном 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 впускном 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  $n_{исх}$ , исходным положением оси дроссельных заслонок и исходным значением разрежения во впускном трубопроводе  $\Delta p_{к исх}$ . В момент времени  $\tau_0$ , являющийся началом отсчета времени, во впускной трубопровод подается дополнительное топливо, при положении дроссельных заслонок, соответствующем минимальным оборотам самостоятельного холостого хода. Одновременно выключается сцепление. Вследствие роста разрежения срабатывает ограничитель разрежения и выпускает во впускной

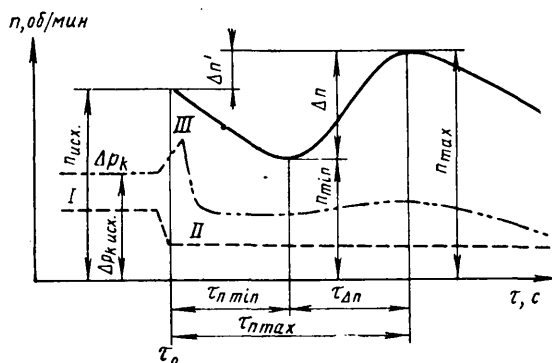


Рис. 2. Параметры переходных процессов двигателя, отсоединенного от трансмиссии и переведенного из нагрузочного режима в режим регулируемого принудительного холостого хода:  
I — дроссельная заслонка полностью открыта; II — дроссельная заслонка прикрыта; III — момент срабатывания ограничителя разрежения

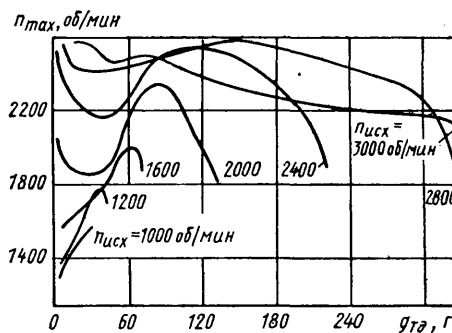


Рис. 3. Зависимость максимальных оборотов, развиваемых двигателем, переведенным в режим принудительного холостого хода, от количества поданного дополнительного топлива при различных числах оборотов исходного режима

трубопровод воздух, который увлекает в цилиндры дополнительно поданное топливо.

Анализ физических явлений, происходящих в двигателе, показывает, что сначала в цилиндры 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 цилиндры, обедняется до пределов воспламеняемости, двигатель начинает развивать индикаторный момент, обеспечивающий возрастание числа оборотов на величину  $\Delta n$  за период времени  $\tau_{\Delta n}$ . Индицирование показывает, что в момент прекращения процессов сгорания двигатель работает практически на максимально-достигнутых 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  $n_{исх} = 2800$  об/мин и при подаче во впускной 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  $n_{исх} = 2800$  об/мин и при подаче в двигатель 230 г топлива.

Анализ кривых изменения параметров переходных процессов с  $n_{исх} = 2800$  об/мин и при различных количествах подаваемого топлива (рис. 4) показывает, что основное количество топлива, поданного при эксперименте во впускной трубопровод, удаляется из двигателя в процессе снижения оборотов от исходных  $n_{исх}$  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 впускной трубопровод удерживает в себе определенное количество топливной пленки, не превышающее некоторого предельного значения, составляющего, например, для иссле-

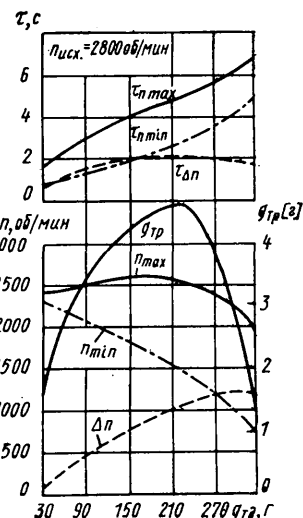


Рис. 4. Изменение параметров переходных процессов при исходном числе оборотов 2800 в минуту и различных количествах дополнительно поданного топлива

дуемого двигателя  $\sim 5$  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.

Ограниченное количество 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  $63 \text{ с}^{-2}$  потребуется реализация еще  $\sim 8$  г топлива. Таким образом, вследствие первой причины увеличение числа оборотов прекращается из-за полного израсходования топливной пленки при постепенном переобогащении 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 больше фактически развиваемый индикаторный момент в процессе самопроизвольного повышения оборотов, тем при меньших числах оборотов он сравнивается 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, самопроизвольное повышение 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, практически 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 впускном трубопроводе, обуславливающего интенсивное испарение топливной пленки и поступление в цилиндры двигателя переобогащенной смеси.

Проведенными исследованиями выявлены особенности сеообразования в переходных процессах карбюраторного двигателя, переведенного в регулируемый режим принудительного холостого хода. Установлены основные причины, ограничивающие величину возрастания оборотов двигателя, отсоединенного 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 мм<sup>2</sup> не может представлять опасности для моторесурса двигателя ЗИЛ-130.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Озерский А. С. Условия и результаты применения на автомобилях карбюраторных двигателях системы регулятора разрежения — экономайзер холостого хода. Труды ЦИИТА, вып. 43, 1969.
2. Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Эпштейн С. С. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 8.
3. Архангельский В. М., Дербаремдкер 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, НИИАТ

**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 трогания 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 0,22% 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 — специфичный материал. Его металлическая основа прорезана графитовыми включениями, которые, обладая по сравнению с металлической основой несомненно 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 расчленяют 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/мм<sup>2</sup>.

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 протяженности 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 максимально 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 <sup>2</sup>	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 автоматической стендой на заданное число включений, температура нажимного диска, измеряемая при помощи хромель-копелевой термомпары на глубине 0,8 мм от поверхности трения, достигала 200—225°C.

Качество нажимных дисков сцепления оценивали по состоянию поверхности 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 накладками из материала 2-540-65 (20).

Проведенная работа показала, что величина износа применяемых накладок не зависит от материала испытываемых 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)

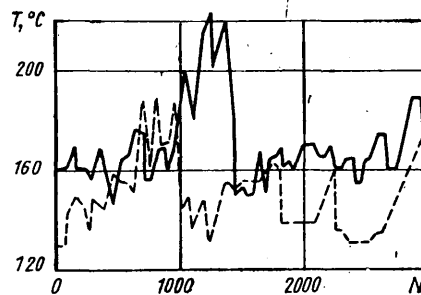


Рис. 1. Зависимость температуры нажимных дисков от продолжительности работы сцепления

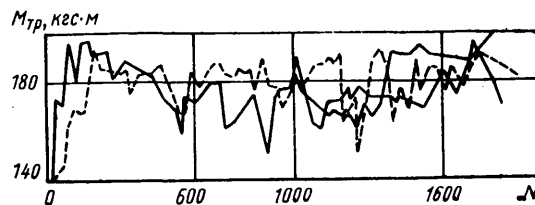


Рис. 2. Зависимость  $M_{тр}$  накладок от продолжительности работы сцепления

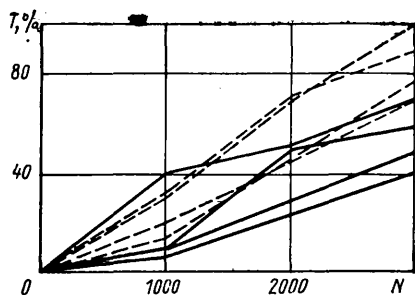


Рис. 3. Состояние поверхности нажимных дисков из средне- и высокоуглеродистого чугунов (Т — площадь пятен прижогов и трещин)

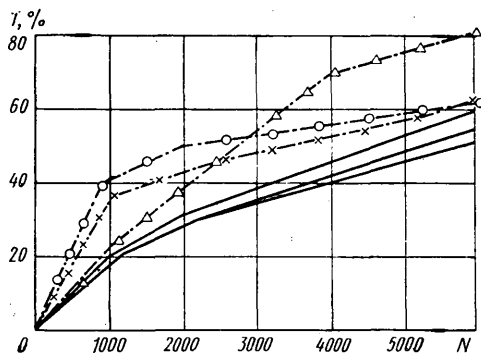


Рис. 4. Состояние поверхности маховиков из средне- и высокоуглеродистого чугунов (Т — площадь пятен прижогов и трещин)

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 задиры.

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 (штрихпунктирные 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.

Трещины на поверхности трения дисков и маховиков из высокоуглеродистого и среднеуглеродистого чугуна располагаются радиально и количество их возрастает от центра к периферии детали. При микроисследовании поверхностного 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 относительно 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 предпочтительно применять в передачах, связанных с безопасностью движения: тормозной системой, системой рулевого управления, для которых важнейшим показателем надежности является безотказность, характеризующая

вероятностью безотказной работы на заданном ресурсе [2 и 3]. В отличие от одноручьевой 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 одноручьевой 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 двухручьевого 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 одноручьевого передачи.

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  $\alpha=0,95$  для передач с одним и с двумя ремнями. Считаем [4], что  $b=2,5$ ;  $b'=3,1$ ; средний ресурс ремней одноручьевого передачи  $t_{cp}$ . Общая потребность в ремнях в качестве запасных частей [5]

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

где

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

$u_\alpha$  — квантиль нормального распределения для вероятности  $\alpha$ ;

$v$  — 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  $\alpha=0,95$ , не возрастает, если  $t'_{cp} \geq 2,4 t_{cp}$ .

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

а общая потребность в изделиях  $n_\alpha \rightarrow n_{cp}$ . 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 многоручьевого передачи, превышающем  $\Delta d \geq 0,0033 d/n$  мм (где  $n$  — число канавок шкива), что один из ремней может передавать окружное усилие вдвое больше, 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 резинотехнических деталей автомобилей, тракторов и их двигателей. М., ЦНИИТЭИнефтехим, 1971.
2. Ротенберг Р. В. — «Вестник машиностроения», 1968, № 10.
3. Методические указания МУ-3—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  $t_a$ , скорость и направление ветра  $v_a$ , 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, выражающуюся в форме процесса теплопередачи от агрегатов в окружающую среду.

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

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

где  $Q$  — тепловой поток в единицу времени;

$\alpha_k$  — параметр, характеризующий теплотехнические свойства агрегатов автомобиля и равный величине теплового потока через единицу расчетной поверхности теплопередачи в единицу времени при приведенном температурном напоре в  $1^\circ\text{C}$ ;

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

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

$F$  — расчетная поверхность теплопередачи.

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

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

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

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

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

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

$v_a$  — скорость автомобиля в км/ч;

$v_b$  — скорость ветра в м/с;

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

$k_b$  — коэффициент, характеризующий соотношения теплоотдачи для цилиндра;

$N$  — мощность в л. с.;

$\gamma$  — угол между направлением ветра и направлением движения автомобиля;

$\eta$  — к. п. д. агрегата;

$A$  — коэффициент, учитывающий тепловое воздействие двигателя;

$B$  — поперечный размер в м;

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

Параметры  $t_a$ ,  $v_a$ ,  $v_b$ ,  $v_{a,b}$  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 не правомерность их ввода, а правильность отбрасывания из-за малости их влияния, если таковое имеется.

При эмпирическом описании величины  $\alpha_k$  может оказаться более удобным выразить ее через  $t_y$  и через основную из указанных систем параметров  $t_a$ ,  $v_a$ , ...,  $k_p$ .

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

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

Обозначим через  $\alpha_0$  коэффициент теплоотдачи при  $v_a=0$  ( $v_{a,b}=0$ ), через  $\alpha_v$  — коэффициент теплоотдачи при  $v_a \neq 0$ . 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  $t_a$  и  $v_a$  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  $v_a$  в условиях, принятых за стандартные.

От  $t_a$  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

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

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  $v_a$ ,  $v_a$ ,  $v_{a,b}$  и  $\gamma$  известна из теоретической механики и теории автомобиля:

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

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

$$v_{в.а} = v_a. \quad (8)$$

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

$$v_{о.в} = k_{о.в} v_{в.а}. \quad (9)$$

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

$$\frac{\alpha_v}{\alpha_0} = k_n \sqrt{v_a} + 1, \quad (10)$$

где  $k_n$  — коэффициент, характеризующий соотношения теплоотдачи для агрегатов трансмиссии, с учетом защищенности 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  $t_{в.а}$ .

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

$$Q_{тр} = f(N, \eta). \quad (12)$$

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  $\alpha_k$  (основным параметром, определяющим разницу во взаимодействии обдуваемого воздуха с агрегатом) и основной конструктивной характеристикой. Возьмем в качестве координатных функций критерии Рейнольдса и Нуссельта:

$$Re = \frac{v_{о.в} l'}{\nu}; \quad Nu = \frac{\alpha_v l'}{\lambda}.$$

где  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости в м<sup>2</sup>/с;

$\alpha_v = \alpha_k$  — коэффициент теплоотдачи в Вт/м<sup>2</sup>·град;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности в Вт/м·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

$$\alpha_v = 0,8 \frac{\lambda}{\sqrt{0,5}} \left( \frac{v_{о.в}}{l'} \right)^{0,5}. \quad (14)$$

Значения  $\lambda$  и  $\nu$  при понижении температуры воздуха уменьшаются. Однако, как показывают расчеты для сухого воздуха

при давлении 760 мм рт. ст., отношение  $\frac{\lambda}{\sqrt{0,5}} = 6,7$  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:

$$\alpha_k = 5,36 \sqrt{\frac{v_{о.в}}{l'}}. \quad (15)$$

Экспериментальная проверка показала достаточную для практики расчетов точность полученной формулы.

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

$$t_y = \frac{Q_{тр}}{\alpha_k F} + t_{о.в}; \quad (16)$$

$$t_y = \frac{632 N (1 - \eta)}{2 \sqrt{l'} B 5,36 \sqrt{v_{о.в}}} + t_{в.а}. \quad (17)$$

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

$$t_y = (a + b G_a) \sqrt[4]{v_a} + \frac{c}{c + v_a} t_{в.а}, \quad (18)$$

где  $a, b, c$  — эмпирические коэффициенты, характеризующие конструктивные параметры и полученные на основании 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  $t_э$ , 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  $\alpha_0$ . При температурном напоре ( $t_y - t_э$ ):

$$q_v = \alpha_0 (t_y - t_э). \quad (19)$$

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

$$t_э = t_{в.а} + \left( \frac{\alpha_v}{\alpha_0} - 1 \right) (t_{в.а} - t_y). \quad (20)$$

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

$$t_{в.а} - t_y = t_{в.а} \frac{v_a}{v_a + c} - \sqrt[4]{v_a} (a + b G_a). \quad (21)$$

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

$$t_э = t_{в.а} + k_n \left[ t_{в.а} \frac{\sqrt[4]{v_a^3}}{v_a + c} - \sqrt[4]{v_a^3} (a + b G_a) \right]. \quad (22)$$

Численные значения коэффициентов  $a, b, c, k_n$ , определенные экспериментально для агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-66, приведены в таблице.

Агрегат	Значения постоянных коэффициентов			
	$a$	$b$	$c$	$k_n$
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:

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

и т. д.

Для семейства моделей уровни инвариантности  $\text{inv}_p$  и законы преобразования  $O_p$  определяются операторами:

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

где  $\psi$  — 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, субъективизированными, 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 различных сочетаниях 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. М., 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

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 экономии), 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

легковых автомобилей, в целом малоприменимы 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 автоматика «приспосабливается» к их изменению. Режимы выбирает водитель с помощью ручного извещателя, 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.

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, и в этих условиях программа переключения должна быть настроена на получение максимальных динамических показателей. При настройке программы на «экономический» режим «затяжка» переключения «вниз» вынуждает водителя постоянно прибегать к принудительному включению понижающих передач, что затрудняет его работу и фактически устраняет 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 программы переключения [1 и 2];
- 4) частичное ограничение («сукорачивание») 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 трансмиссией ZF 3HP-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 автоматических 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  $\epsilon$  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  $Q_{1д}$ , 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  $Q_{1э}$ ), что и прямая 2, но при экономическом режиме.

Характеристика усилий  $Q_{1д}$ , 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  $Q_{1э}$ ), что и прямая 2, 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.

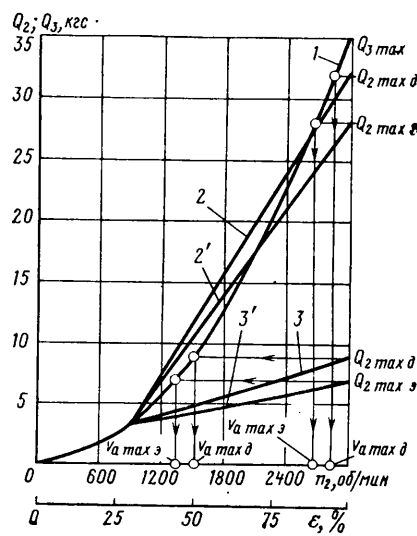


Рис. 1

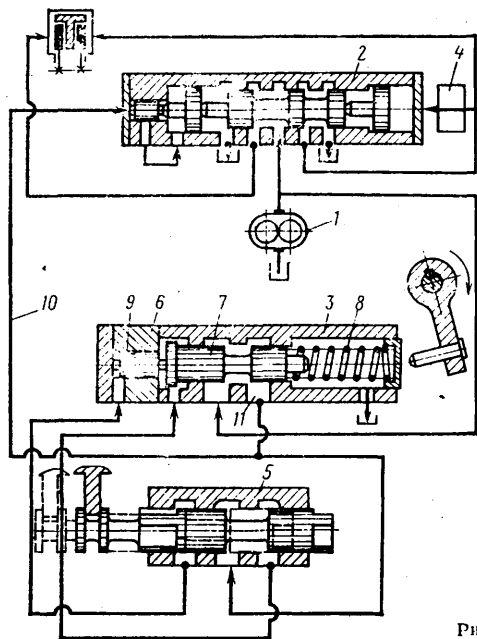


Рис. 2

В результате анализа характеристик двухпрограммного управления выявлено, что при одном и том же положении педали подачи топлива в двигатель переключение передач на более высокую и на более низкую на динамическом режиме происходит при больших скоростях движения, следовательно, при более высоких оборотах двигателя, чем на экономическом режиме. Это способствует улучшению динамических качеств автомобиля при тяжелых условиях движения, повышает среднюю скорость. Соответственно более позднее включение понижающих передач, соответствующее меньшим, чем на динамическом режиме, скоростям движения, осуществляется при длительном движении по шоссе или ненагруженном автомобиле и повышает экономические показатели автомобиля. Двухпрограммное управление может быть также получено при введении в систему управления семейства характеристик датчика скорости.

Вмешательство водителя в работу автоматического управления сводится к своевременному выбору соответствующей программы переключения в зависимости от условий движения и типа дороги.

На рис. 2 показано одно из устройств, обеспечивающих получение семейства характеристик датчика нагрузки двигателя [5]. На нем показан блок автоматического переключения передач, состоящий из стандартных устройств: насоса питания 1, клапана переключения передач 2, датчика скорости 4, датчика нагрузки двигателя 3, ручного избирателя 5 и устройства изменения программ переключения 6.

Получение разных программ переключения достигается за счет того, что датчик нагрузки двигателя, выполненный в виде редуцированного клапана с золотником 7 и пружиной 8, имеет дополнительный плунжер 9, примыкающий к левому торцу золотника датчика. Плунжер имеет иную площадь рабочего торца (в данном случае меньшую), чем золотник датчика нагрузки двигателя. Ручной избиратель программ переключения имеет два крайних положения и сообщает поочередно рабочие полости перед торцом плунжера или торцом золотника датчика нагрузки двигателя с каналом 10 подачи рабочей жидкости от этого датчика к клапану переключения передач.

В правом крайнем положении золотника избирателя программ переключения (показанном на чертеже), которое устанавливается водителем при длительном движении по шоссе, полость редуцированного давления 11 датчика нагрузки двигателя через избиратель сообщается с полостью перед торцом золотника датчика нагрузки двигателя. Уравнение равновесия клапана датчика нагрузки двигателя в этом случае при сжатии его пружины на величину  $x$  без учета потерь на трение ввиду их малой величины:

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

где  $G_{пр} x$  — усилие пружины при сжатии на величину  $x$  в кгс;  
 $p'_{x ред}$  — величина редуцированного давления, соответствующая сжатию пружины датчика на величину  $x$ , в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $F_{зол}$  — площадь рабочего торца золотника в см<sup>2</sup>.

Отсюда

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

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

При левом крайнем положении золотника избирателя программ 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:

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

где  $G_{пр} x$  — усилие пружины при сжатии на величину  $x$  в кгс;  
 $p'_{x ред}$  — величина редуцированного давления, соответствующая сжатию пружины датчика на величину  $x$ , в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $f_{пл}$  — площадь рабочего торца плунжера в см<sup>2</sup>.

Отсюда

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

а так как  $f_{пл} < F_{зол}$ , а  $G_{пр} x = \text{const}$ , то  $p'_{x ред} > p'_{x ред}$ ,

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. Подбором соответствующих значений 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 3HP-12 сохраняет переключение по двум параметрам в любом автоматическом цикле, независимо от изменения программ 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 количество 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-

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., Гируцкий О. И. Опыт применения гидромеханических коробок передач автомобилей в СССР и за рубежом. М., НИИНавтопром, 1968.

2. „ATZ“, 68, Jahrgang № 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

**Т**ЕМПЕРАТУРНЫЙ режим агрегатов, в том числе и гидромеханических передач автомобилей, является одним из главных факторов, определяющих надежность и долговечность конструкции. В связи с этим становится необходимым проведение теплового расчета, который позволил бы еще на стадии проектирования или конструкторской доработки агрегата прогнозировать температурный режим агрегата для тех или иных условий эксплуатации автомобилей [1 и 2].

Параметры гидротрансформатора и трансмиссии определяются исходя из необходимости обеспечения заданных тягово-динамических качеств и топливной экономичности автобуса. Система охлаждения гидромеханической коробки передач должна поддерживать невыгоднейший температурный режим или, по крайней мере, не допускать перегрева и переохлаждения. Для правильного выбора параметров системы охлаждения необходимо решить уравнение теплового баланса гидротрансформатора. Это требует прежде всего определения мощности, теряемой в гидротрансформаторе и переходящей в тепло. Теплообразование в гидротрансформаторе зависит от подводимой мощности и к. п. д., которые значительно изменяются за время движения автобуса. Особые трудности вызывает определение потерь мощности в гидротрансформаторе на неустановившихся режимах движения автобуса, прежде всего при разгонах. Время разгона для городских автобусов составляет до 70% от времени цикла (движения между остановками). Во время равномерного движения автобуса гидротрансформатор или заблокирован, или работает при постоянстве передаточного отношения и подводимой мощности, поэтому расчет потерь мощности на этих режимах не представляет трудностей.

В Московском автомобильно-дорожном институте были проведены аналитические исследования [3 и 4] влияния на тягово-динамические качества и топливную экономичность автобуса таких параметров, как совмещение характеристик двигателя и гидротрансформатора, прозрачности гидротрансформатора, соотношения моментов инерции масс, приведенных к валам насосного и турбинного колес, момента сопротивления движению. Расчеты проводились с помощью ЭЦВМ БЭСМ-4 методом численного интегрирования Рунге-Кутты, изложенным в работе [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

$M_{10} = \lambda_{10} \rho D^5 \omega_N^2$ . Сравнения проводились в основном для совмещения гидротрансформатора на  $i=0$  с максимумом момента двигателя ( $m_{10}=5,07$ ), с  $0,96 M_{d \max}$  ( $m_{10}=2,25$ ) 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 момент 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 линейная характеристика гидротрансформатора с прозрачностью  $\Pi = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1M}} = 1,5; 1,0$  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

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

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  $N_{d \max}$  и тепловой эквивалент мощности  $A$  ( $A=0,175 \text{ ккал/л. с. с}$ )

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

В качестве основного оценочного параметра интенсивности потерь мощности в гидротрансформаторе примем средненнтегральные 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:

$$\bar{N}_{Q \text{ ср}} = \frac{\int_0^{\tau_p} N_Q d\tau}{N_{d \max} \tau_p} = \frac{N_{Q \text{ ср}}}{N_{d \max}}. \quad (4)$$

Время разгона следует органичить точкой выхода на режим гидромукты или блокировки. Для учета влияния наибольших значений  $\bar{N}_Q$  удобно рассматривать разгоны до момента времени с приблизительно постоянным темпом изменения потерь

мощности  $\frac{d\bar{N}_Q}{d\tau} = 0,005$  на режиме упорядоченного разгона.

Безразмерным оценочным параметром, в некоторой степени определяющим вид кривой  $\bar{N}_Q = f(\tau)$ , является отношение мак-

симального значения потерь мощности к среднему  $\frac{\bar{N}_{Q \max}}{\bar{N}_{Q \text{ ср}}}$  на выбранном отрезке времени разгона.

$\Pi$	$m_{10}$	$J_2 \text{ в } \frac{\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{Х} \cdot \text{М} \cdot \text{с}^2}$	$\bar{N}_Q \text{ ср}$	$\bar{N}_Q \text{ max}$	$\frac{\bar{N}_Q \text{ max}}{\bar{N}_Q \text{ ср}}$	$T_{\bar{N}_Q} \text{ в с}$	$T_Q \text{ в с}$
1,0	1,0	10,8	0,32	0,81	2,53	21	64
1,0	1,0	4,4	0,22	0,69	3,14	10,8	33
1,0	1,0	1,8	0,155	0,47	3,03	7,0	22
1,0	2,25	1,8	0,115	0,36	3,18	4,7	20,5
1,0	5,07	1,8	0,067	0,22	3,36	3,0	20
1,0	5,07	4,4	0,107	0,35	3,27	6,3	30
1,0	5,07	10,8	0,139	0,42	3,05	10,7	44
1,5	5,07	1,8	0,08	0,24	3,0	4,0	20,5
1,5	2,25	1,8	0,113	0,38	3,36	6,0	23,5
1,5	1,0	1,8	0,145	0,48	3,35	6,8	24

В таблице приведены характерные для автобуса основные варианты сочетаний прозрачности  $\Pi$ , совмещения  $m_{10}$ , моментов инерции  $J_2$  и соответствующие им показатели интенсивности потерь мощности в гидротрансформаторе при разгоне автобуса. Момент сопротивления в данном случае принят постоянным ( $m_c=0,2$ ). Даны время тепловыделения  $T_Q$ , а также длительность максимального  $T_{\bar{N}_Q}$  тепловыделения, т. е. время,



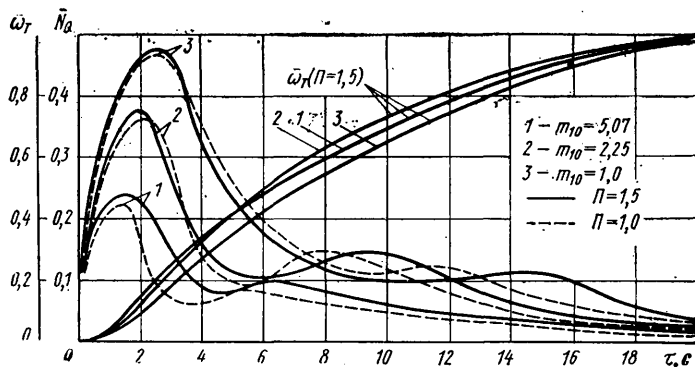


Рис. 1. Влияние прозрачности и совмещения характеристик гидротрансформатора и двигателя на потери мощности в гидротрансформаторе  $(1-\eta) \bar{N}_H$

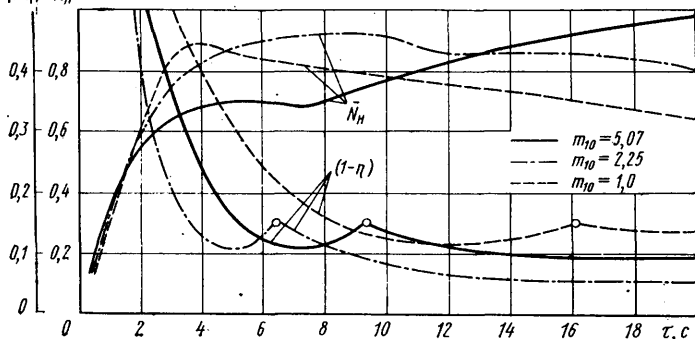


Рис. 2. Изменение подводимой мощности и к.п.д. гидротрансформатора от времени разгона ( $\Pi=1,5$ ;  $J_2=1,8$ )

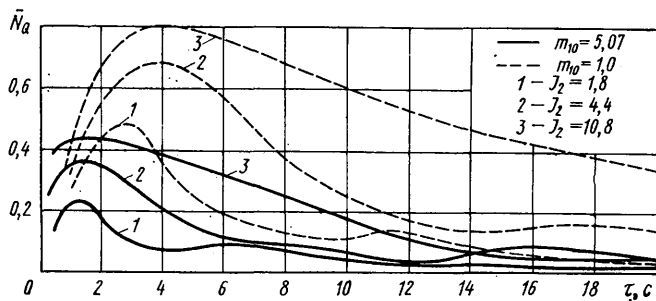


Рис. 3. Влияние приведенного момента инерции на потери мощности в гидротрансформаторе ( $\Pi=1,0$ )

при котором  $\bar{N}_Q \geq \bar{N}_{Q\text{ ср}}$ . 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  $\omega$ , близких к  $\omega_N$ , 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 намного большие ускорения и наилучшая топливная экономичность автобуса, что объясняется более полным использованием мощности двигателя [5].

Как видно из рис. 1, прозрачность гидротрансформатора незначительно влияет на характер и положение кривых  $\bar{N}_Q = f(\tau)$ . 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,

чем 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 гидромукты, 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 тепловыделение 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

**О**ДНОЙ 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 длятся несколько лет. При этом не исключается возможность получения негативного результата лишь в конечной стадии испытаний. Таким образом, очевидно 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 испытаний. 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 наибольшему 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 нагружения 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 теплонпряженности 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 нагрузки 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 трогание автомобиля осуществляется 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

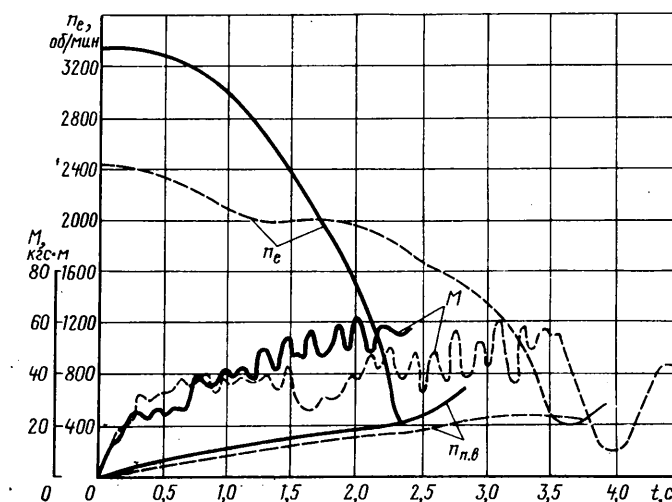


Рис. 1. Изменение параметров работы буксования сцепления в зависимости от способа трогания автомобиля ( $n_d$  — обороты двигателя;  $n_{д.в}$  — обороты первичного вала;  $M$  — момент в трансмиссии автомобиля)

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 <sup>2</sup>	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. Грузовый 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 начинающегося 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 контртел. Как перед испытаниями, так и после их окончания сцепления разбирают, осматривают, а также измеряют толщину ведомого диска и коробления нажимного диска в одних и тех же точках.

Таким образом, сами испытания комплекта накладок длятся примерно 2 ч. Учитывая необходимое время на подготовку к испытаниям, можно считать, что испытания накладок 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 электротомметр. 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 износостойкость, 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.

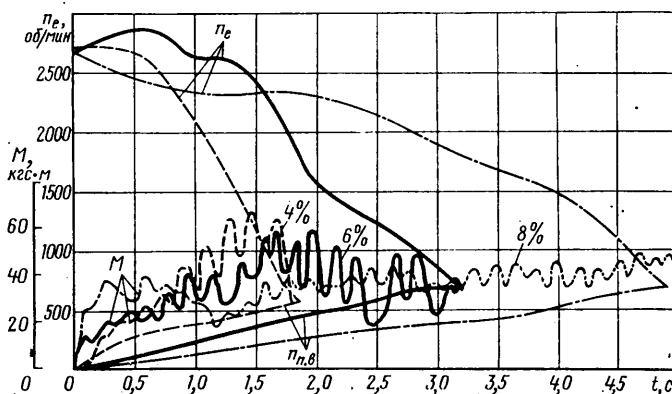


Рис. 2. Режимы буксования сцепления при трогании автопоезда на подъемах различной крутизны

<sup>1</sup> 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 распространялось 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 износостойкостью, 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., Ечеистов Ю. А., Карузин О. И. — «Автомобильная промышленность», 1967, № 5.
4. Стефанович Ю. Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. 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 тягача<sup>1</sup>. Однако в технической литературе отсутствуют какие-либо указания по его выбору. Поэтому обычно габаритную полосу движения строят при различных радиусах поворота тягача<sup>2</sup> 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 ширине

пересекающихся улиц от 6 до 21 м, т. е. при  $\frac{A_{вх}}{A_{вых}} = 0,28 \div 3,5$  [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 касательными к внешней ограничительной кривой габаритной полосы движения, а внутреннее — параллельны им и вершина их ляжет на внутренней ограничительной кривой. Последняя, как известно, эквидистанта основной траектории прицепного звена<sup>1</sup> и отстоит от нее на

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

<sup>2</sup> Здесь и в дальнейшем под радиусом поворота тягача понимается радиус поворота его основной траектории.

<sup>1</sup> За основную траекторию прицепного звена принята траектория середины его задней ходовой оси.

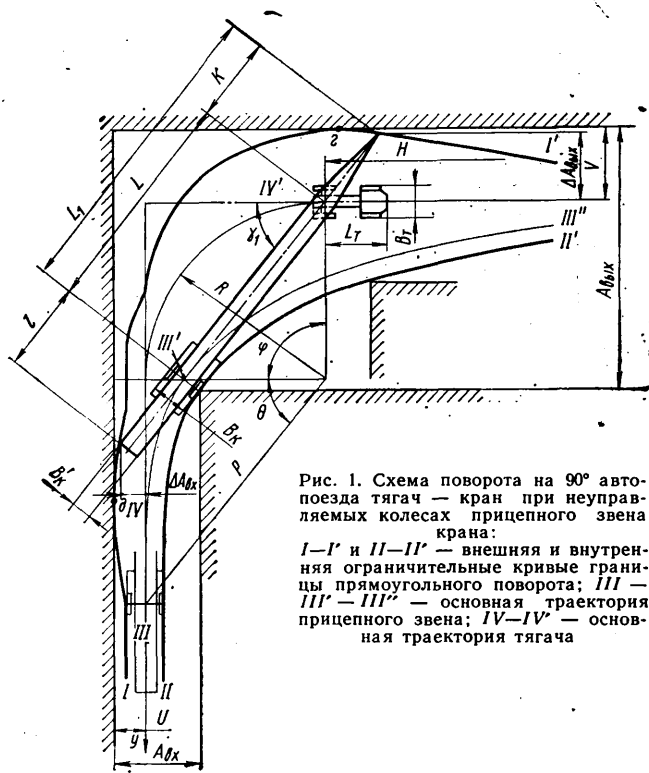


Рис. 1. Схема поворота на 90° автопоезда тягач — кран при неуправляемых колесах прицепного звена крана:  
I—I' и II-II' — внешняя и внутренняя ограничительные кривые границы прямоугольного поворота; III—III' — основная траектория прицепного звена; IV-IV' — основная траектория тягача

При этом значения координат будут

$$\begin{aligned} x &= L(r + h - \cos \gamma); \\ y &= L \sin \gamma, \end{aligned} \quad (3)$$

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  $\Delta A_{вх}$  и  $\Delta A_{вых}$ , представляющих собой соответственно абсциссу точки «д» и ординату точки «з»;

$$\Delta A_{вх} = L \left[ j \sin(\varphi - \gamma) + \frac{v'_k}{2} \cos(\varphi - \gamma) - r(1 - \cos \varphi) + \frac{\cos(\varphi - \gamma)}{\operatorname{tg} \gamma} - \frac{\cos \varphi}{\sin \gamma} \right]; \quad (4)$$

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

$$j = \frac{l}{L}; \quad v'_k = \frac{B'_k}{L}; \quad p = \frac{L_1}{L},$$

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  $\gamma$  при движении ведущей точки прицепного звена по дуге окружности следует определять из выражений

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

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

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

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

где  $\gamma_1$  — угол складывания автопоезда в момент выхода тягача из поворота.

Если выступающая вперед консоль прицепного звена не входит 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  $\varphi = f(r)$ , 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 ( $A_{вх} = A_{вых} = A_p$ ) прямоугольные повороты. Величину  $A_p$  можно определить по уравнениям (1), когда  $A_{вх} = A_{вых}$ . Сначала определяют значения  $A_{вх}$  и  $A_{вых}$  при  $\varphi = 90^\circ$ . Если  $A_{вх} < A_{вых}$ , то при определении  $A_p$  подставляют в уравнения (1) значения  $x$  и  $y$ , определяемые из выражений (3), а если  $A_{вх} > A_{вых}$  — 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.

$$S = \frac{B_k}{2} (B_k - \text{ширина прицепного звена по оси подкатных тележек}).$$

Очевидно, что при одном и том же радиусе поворота тягача каждый автопоезд может вписаться в прямоугольные повороты, имеющие различные соотношения ширины входного  $A_{вх}$ , и выходного  $A_{вых}$  проездов. Величины последних зависят от положения вершины внутренних границ прямоугольного поворота на внутренней ограничительной кривой габаритной полосы движения.

В общем виде значения  $A_{вх}$  и  $A_{вых}$  определяются уравнениями

$$\begin{aligned} A_{вх} &= x + U + \frac{B_k}{2} \cos(\varphi - \gamma); \\ A_{вых} &= y + V + \frac{B_k}{2} \sin(\varphi - \gamma), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $x, y$  — текущие координаты основной траектории прицепного звена относительно осей, совпадающих с основной траекторией тягача на входе в поворот и выходе из него;

$U, V$  — расстояния между осями  $x, y$  и внешними границами прямоугольного поворота;

$\varphi, \gamma$  — углы поворота тягача и складывания автопоезда.

При неуправляемых колесах прицепного звена его основная траектория на участке III—III' (рис. 1) представляет собой траекторию окружности и определяется координатами  $x$  и  $y$ , значения которых равны:

$$\begin{aligned} x &= L(r - \rho \cos \theta); \\ y &= L(r + \rho \sin \theta), \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{где } r &= \frac{R}{L}; \quad \rho = \frac{P}{L} = \sqrt{1 + r^2 - 2r \sin \gamma}; \quad \theta = \\ &= \arcsin \left( \frac{\cos \gamma}{\rho} \right) - \varphi; \end{aligned}$$

$P$  — расстояние от центра поворота до середины ходовой оси прицепного звена;

$R$  — радиус поворота середины задней ходовой оси тягача;

$L$  — база прицепного звена;

$\theta$  — 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 траекторию прямой.

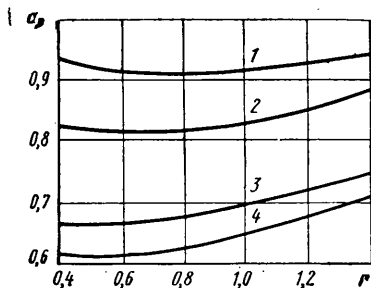


Рис. 2. Зависимость изменения ширины равновеликого прямоугольного поворота от радиуса поворота тягача при значениях геометрических параметров автопоезда:  
1 —  $p = 1,4$ ;  $j = 0,4$ ;  $v_k = 0,3$ ;  
2 —  $t = 0,45$ ;  $v_k = 0,2$ ;  $v_k = 0,3$ ;  
3 —  $p = 1,2$ ;  $j = 0,2$ ;  $v_k = 0,1$ ;  
4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

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 меньшие 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  $A_{p.min} = 20 \cdot 0,61 = 12,2$  м, а ширина равновеликого прямоугольного поворота при  $r = 0,8$  будет  $A_p = 20 \cdot 0,625 = 12,5$  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, 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-

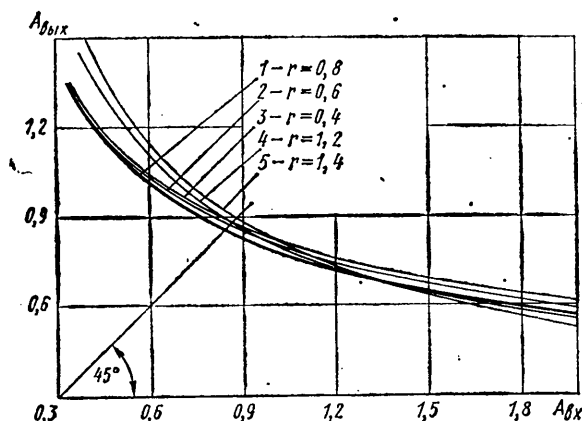


Рис. 3. Кривые вписываемости автопоезда с геометрическими параметрами  $p = 1,4$ ;  $j = 0,4$  и  $v_k = 0,2$  при различных радиусах поворота тягача

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

1. Закин Я. Х. Ширина проездов при движении автопоездов (таблицы и номограммы для практических расчетов). М., «Транспорт», 1968.
2. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., «Транспорт», 1967.
3. 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 осложняется 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 случайном изменении нагрузок.

Достигнутый к настоящему времени уровень решения указанных проблем позволяет приблизительно 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 поддресоривания 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 удастся 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.

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{f}_i &= - \sum_{r=1}^n f_{ir} \gamma_{ir} - \sum_{s=1}^m \sum_{j=n, n} [P_p(\lambda_{s, j}) + P_a(\dot{\lambda}_{s, j})]; \\ J_k \ddot{\varphi}_k &= - \sum_{k=1}^d \sum_{j=n, n} [\pm P_p(\lambda_{k, j}) \pm P_a(\dot{\lambda}_{k, j}) - \\ &\quad - C_k(\varphi_k - \varphi_{k-1}) + C_{k+1}(\varphi_{k+1} - \varphi_k) - \\ &\quad - \eta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k-1}) + \eta_k(\dot{\varphi}_{k+1} - \dot{\varphi}_k)]; \\ m_{k, j} \ddot{z}_{k, j} &= P_p(\lambda_{k, j}) + P_a(\dot{\lambda}_{k, j}) + P_{с.т}(\dot{\lambda}_{k, j}) - \\ &\quad - P_{ш}(\lambda_{ш, k, j}) - P'_{ш}(\dot{\lambda}_{ш, k, j}), \end{aligned} \right\} (1)$$

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;  
 $f_i, z_{k, j}, \varphi_k$  — обобщенные координаты системы;  
 $\gamma_{ir}$  — 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;  
 $\eta_k$  — 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 ( $\lambda_{k, j}$  — 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);  
 $P_{с.т}(\dot{\lambda}_{k, j})$  — усилие от сухого трения в узлах подвески  $j$ -го колеса  $k$ -й оси;  
 $P_{ш}(\lambda_{ш, k, j})$  — упругое усилие в шине  $j$ -го колеса  $k$ -й оси, полученное на основании характеристики шины ( $\lambda_{ш, k, j}$  — деформация шины);  
 $P'_{ш}(\dot{\lambda}_{ш, k, j})$  — демпфирующее усилие в шине  $j$ -го колеса  $k$ -й оси ( $\dot{\lambda}_{ш, k, j}$  — скорость деформации шины);  
 $\lambda_{k, j} = f_k - z_{k, j} \mp \varphi_k b$ ;  
 $\dot{\lambda}_{k, j} = \dot{f}_k - \dot{z}_{k, j} \mp \dot{\varphi}_k b$ ;  
 $\lambda_{ш, k, j} = z_{k, j} - H_{k, j}$ ;  
 $\dot{\lambda}_{ш, k, j} = \dot{z}_{k, j} - \dot{H}_{k, j}$ .

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 оборотов 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

$$\begin{aligned} \ddot{x}_i + \frac{\delta}{\pi} p_i \dot{x}_i + p_i^2 x_i &= \\ &= \frac{\sum_{s=1}^m A_{is} \sum_{j=n, n} [P_p(\lambda_{s, j}) + P_a(\dot{\lambda}_{s, j})]}{\sum_{s=1}^m M_i A_{is}^2}, \end{aligned}$$

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

$\delta$  — 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:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_i &= - \frac{\delta}{\pi} p_i \dot{x}_i - p_i^2 x_i - \\ &- \frac{\sum_{s=1}^m A_{is} \sum_{j=n, n} [P_p(\lambda_{s, j}) + P_a(\dot{\lambda}_{s, j})]}{\sum_{s=1}^m M_i A_{is}^2}; \\ J_k \ddot{\varphi}_k &= - \sum_{j=n, n} [\pm P_p(\lambda_{k, j}) \pm P_a(\dot{\lambda}_{k, j})] - \\ &- C_k(\varphi_k - \varphi_{k-1}) + C_{k+1}(\varphi_{k+1} - \varphi_k) - \eta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k-1}) + \\ &+ \eta_k(\dot{\varphi}_{k+1} - \dot{\varphi}_k); \\ m_{k, j} \ddot{z}_{k, j} &= P_p(\lambda_{k, j}) + P_a(\dot{\lambda}_{k, j}) + P_{с.т}(\dot{\lambda}_{k, j}) - \\ &- P_{ш}(\lambda_{ш, k, j}) - P'_{ш}(\dot{\lambda}_{ш, k, j}). \end{aligned} \right\} (3)$$

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.







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

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

где  $\psi$  — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

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

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

Исходя из уравнений кривой Велера, можно определить повреждение, вызванное приведенным полуциклом в случае, если  $\sigma_{-1t}$  превышает предел выносливости:

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

где  $N_0$  — базовое число циклов;

$N_i$  — число циклов, соответствующее ограниченному пределу выносливости  $\sigma_{-1t}$ ;

$m$  — 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

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

За критерий неповреждаемости конструкции в данном месте принимаем превышение 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  $\mu_j$ , 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 недеформируемой несущей конструкцией, что увеличивает напряжения в среднем на 10%.

Таким образом, метод математического моделирования позволяет:

- 1) снять ряд существенных ограничений, присущих методам, 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. Проскураков В. Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. Л., «Машиностроение», 1972.
3. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования 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—двигатель—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—двигатель 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  $Cu$ ; коробка передач  $K$ ; основной карданный вал  $Kd_1$ , соединяющий коробку передач с раздаточной коробкой; раздаточная коробка  $PK$ ; карданный вал привода заднего моста  $Kd_2$ ; главная передача—полуоси  $Гл—П$ ; двигатель—машина, перемещающаяся поступательно  $Д—М$ ; 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.

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 приняты 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 полуосей;

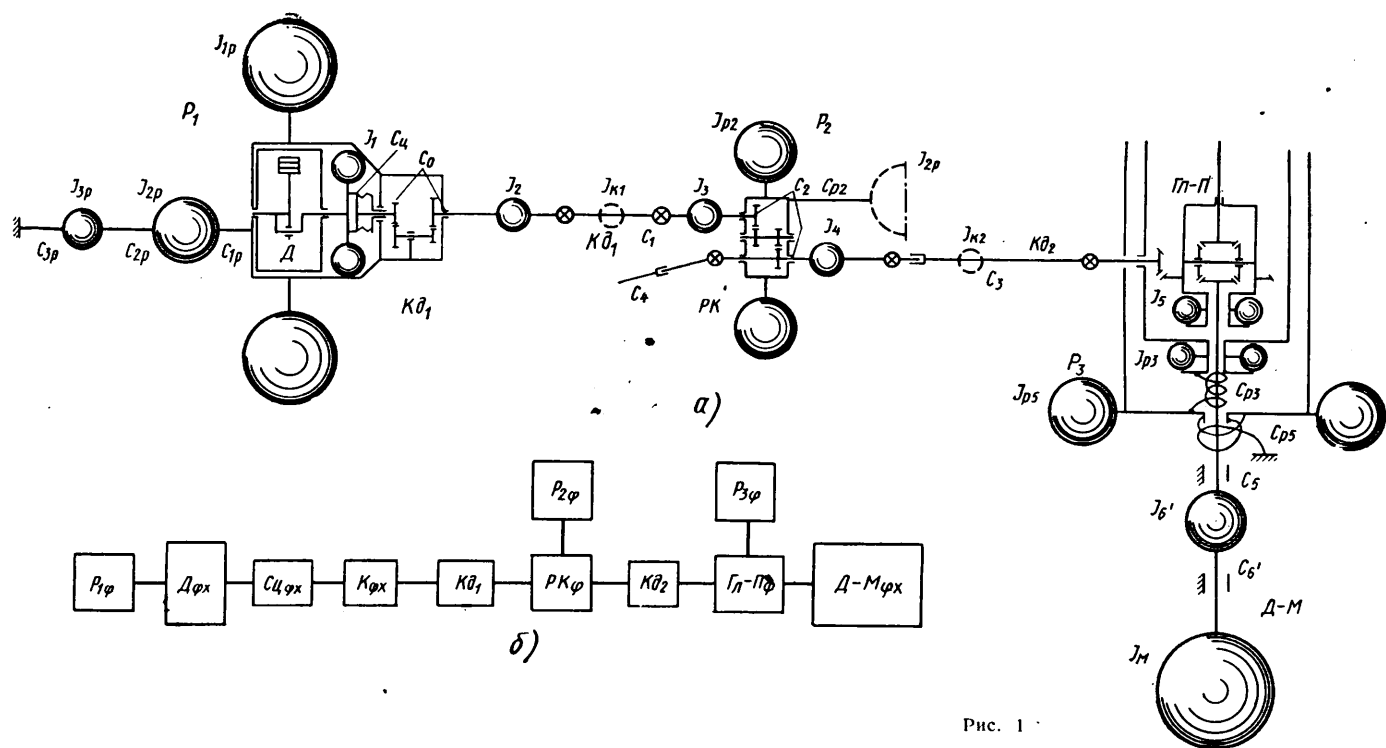


Рис. 1

- $J_{б'}$  — момент инерции дисков ведущих колес и резино-кордных оболочек шин;  
 $J_{к1, 2}$  — сосредоточенные маховые массы труб карданных валов;  
 $J_{м}$  — приведенная к маховой поступательно движущаяся масса машины;  
 $J_{1р}$  — момент инерции картера двигателя в сборе при его угловых колебаниях относительно оси минимального момента инерции, возникающих от воздействия реактивного момента;  
 $J_{2р}$  — момент инерции поддрессоренной массы машины при ее повороте в поперечной плоскости в случае воздействия реактивного момента  $M'$ ;  
 $J_{3р}$  — момент инерции мостов при повороте машины в поперечной плоскости при воздействии реактивного момента  $M'$ ;  
 $J_{р2}$  — момент инерции раздаточной коробки в сборе при угловых колебаниях относительно оси минимального момента инерции;  
 $J_{р3}$  — суммарный момент инерции ведущего моста в сборе и деталей главной передачи при повороте относительно поперечной оси минимального момента инерции;  
 $J_{р5}$  — момент инерции поддрессоренной массы машины при ее повороте в продольной плоскости вокруг некоторого центра, близкого к центру тяжести машины (центра упругости) при действии реактивного момента  $M''$ ;  
 $C_0$  — коэффициент угловой жесткости валов коробки передач, приведенный к первичному валу;  
 $C_1$  — коэффициент угловой жесткости карданного вала, 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;  
 $C_{б'}$  — суммарный коэффициент крутильной и продольной жесткостей движителей;  
 $C_{1р}$  — коэффициент крутильной жесткости подвески двигателя;  
 $C_{2р}, C_{3р}$  — коэффициенты угловой жесткости соответственно рессор и шин, деформирующихся под воздействием реактивного момента  $M'$ ;  
 $C_{р2}$  — коэффициент угловой жесткости подвески раздаточной коробки;  
 $C_{р3}$  — коэффициент угловой жесткости задних рессор; приведенный к крутильному суммарный коэффициент жесткости рессор и шин при продольно-угловых колебаниях автомобиля под действием реактивного момента  $M''$ ;

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

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

- $D_{фх}$ ,  $P_{1ф}$ ,  $C_{фх}$ ,  $K_{фх}$  — 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  $\varphi$ ,  $x$ ;  
 $P \cdot K_{ф}$ ,  $K_{д1}$  — промежуточный карданный вал;  
 $P_{2ф}$  — раздаточная коробка с прилегающими реактивными элементами контура  $P_2$ ;  
 $K_{д2}$  — карданный вал, соединяющий раздаточную коробку с задним ведущим мостом;  
 $G_{л} - \Pi_{ф}$ ,  $P_{3ф}$  — главная передача с прилегающими реактивными элементами контура  $P_3$ ;  
 $D - M_{фх}$  — движитель—машина, имеющая как угловые, так и поступательные перемещения.

Указанные блок-схемы удобно применять при разработке структур динамических схем системы привод—двигатель 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—двигатель 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—двигатель 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—двигатель 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  $M_{эл}$ , инерционные силы, возникаю-

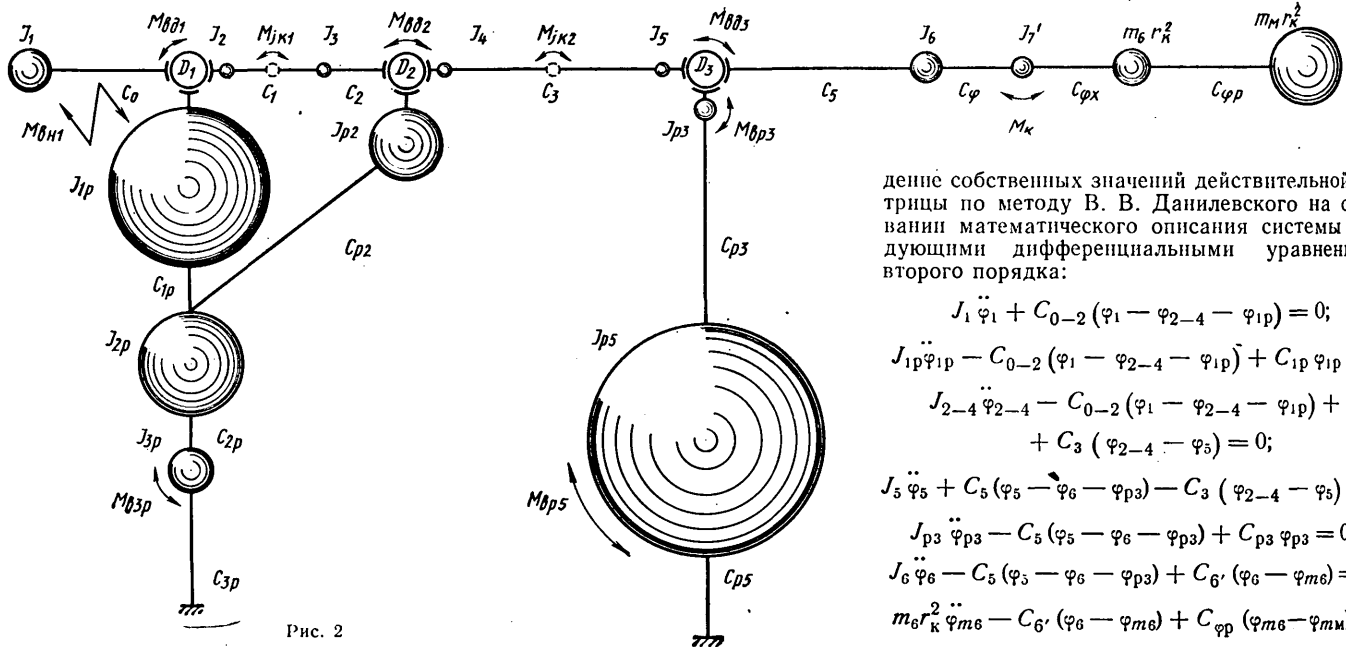


Рис. 2

щие вследствие неравномерности вращения карданных валов  $M_{jk1}$ ,  $M_{jk2}$  и вследствие неравномерности зацепления шестерен в коробке передач  $M_{вд1}$ , в раздаточной коробке  $M_{вд2}$  и ведущем мосту  $M_{вд3}$ . Неровности дороги вызывают колебания мостов и массы автомобиля, что учитывается моментами  $M_{взр}$ ,  $M_{врз}$ ,  $M_{вр5}$ .

При относительно небольших неровностях дороги момент сопротивления движению шин  $M_f$  более правильно отнести 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 двигателя, показанный на рис. 1 с параметрами  $J_6$ ,  $C_5$ ,  $J_7$ ,  $C_{\phi x}$ ,  $m_6 r_k^2$ , 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 ( $J_{м6} = m_6 r_k^2$ ). Этот контур соединяется через пружину с коэффициентом жесткости  $C_{\phi p}$  (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 двигателей типовые расчетные схемы привод—двигатель автомобилей с прифланцеванной 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 сфланцевана 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—двигатель 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:

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

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

В табл. 1 и 2 приведены значения  $J$ ,  $C$  — параметров типовых расчетных схем систем привод—двигатель 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 звеньями;
- 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—двигатель, и экспериментальные данные тензометрических испытаний. Практика тензометрирования и расчетов показала, что величина и чередование  $f$  имеют определенную закономерность, характерную для автомобильных систем привод—двигатель.

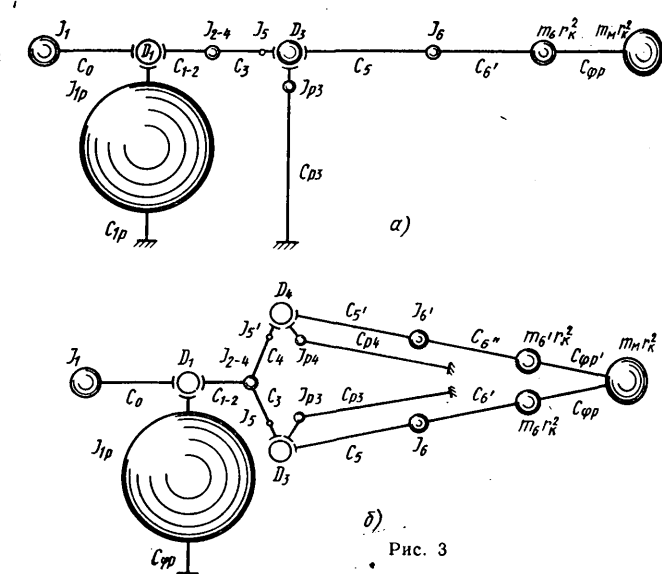


Рис. 3

Таблица 1

Автомобиль	Передаточная		Моменты инерции в кгс·см <sup>2</sup> /рад							
			$J_1$	$J_{2-4}$	$J_5$	$J_6$	$m_{\text{вк}}^2$	$m_{\text{м}}^2$	$J_{1\text{р}}$	$J_{\text{рз}}$
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	—	0,028
	III	Высшая	1,59	0,075	0,010	0,340	1,325	9,90	213,0	0,056
		Низшая	1,59	0,030	0,003	0,083	0,319	2,38	16,2	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	Передаточная		Коэффициенты жесткости в кгс·см·рад <sup>-1</sup> × 10 <sup>6</sup>						
			$C_{0-2}$	$C_3$	$C_5$	$C_6$	$C_{\text{фр}}$	$C_{1\text{р}}$	$C_{\text{рз}}$
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	—	0,006
	III	Высшая	0,093	0,540	0,025	0,054	0,104	1,420	0,011
		Низшая	0,080	0,130	0,006	0,013	0,025	0,108	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	Передаточная		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
	III	—	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

Примечания: 1. Меньшие значения экспериментальных данных по  $f$  соответствуют нижним передачам в трансмиссии.  
2. Для первого и второго автомобиля — данные при оборудовании их специальными пневмодвигателями.

Таблица 4

Контур	Частота в Гц	Экспериментальные данные
Основной $J_1$ , $C_{0-2}$ , $m_{\text{вк}}^2$ . . . . .	$f_1$	1,7—7,5
Реактивный двигателя $J_{1\text{р}}$ , $C_{1\text{р}}$ . . . . .	$f_2$	3,7—5,15
Первый двигателя $J_5$ , $C_{6-\text{фр}}$ , $m_{\text{м}}^2$ . . . . .	$f_3$	9,8—12,0
Реактивный ведущего моста $J_{\text{рз}}$ , $C_{\text{рз}}$ . . . . .	$f_4$	22—29
Второй двигателя $J_6$ , $C_6$ , $m_{\text{вк}}^2$ . . . . .	$f_5$	—
Силовой агрегата $J_1$ , $C_{0-2}$ , $J_{2-4}$ . . . . .	$f_6$	61—117
Карданного вала $J_{2-4}$ , $C_3$ , $J_5$ . . . . .	$f_7$	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 частот 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 балку 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 оказываются незначительными.

## Особенности механообрабатывающего производства ВАЗа

Л. Д. НЕВЕДОМСКИЙ

Волжский автозавод им. 50-летия СССР

**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 м<sup>2</sup>.

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 заготавливаются 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 м<sup>2</sup>, 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 м<sup>2</sup> 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 толкающих конвейеров 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 м<sup>2</sup>, 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 чугунолитья 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 крышке 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 во 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 автоматном цехе.

В этом цехе широко применяются автоматы, оснащенные дополнительными устройствами, позволяющими выполнять доделочные операции (с остановкой шпинделя): фрезерование, поперечное сверление, прорезку пазов, накатывание резьбы смазочных каналов, зачистку центрального остатка и др. В связи с этим резко сократилось количество станков, необходимых для доделочных операций. При 1680 шпинделях автоматного 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 пакатных стаках;

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 «наморозивания»;

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 копируемыми многолезцовыми 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 P18Ф, P18K5Ф, P6M5, P6M5K5, P10, 10M4Ф3, применяемые для изготовления резцов, сверл, зенкеров, метчиков, фрез, протяжек, шеверов и другого инструмента.

Инструмент, изготавливаемый из твердых сплавов, составляет около 70% от всего применяемого режущего инструмента. Широко используется инструмент с непостоянными твердосплавными 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 непереключаемых 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 врезанием 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

**ЦЕЛЬЮ** определения возможности производства высокоточных профилей ободьев холодной прокаткой из горячекатаных 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 клетки 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 15кп.

Прокатку осуществляли в валках, на которых было врезано три калибра. Средний калибр служил для получения из заготовки горячекатаных 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 дробеструйной машине.

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 горячекатаных 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	горячекатаных
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

минальных 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 холоднокатаных и горячекатаных образцов приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ образца	Обжатие в мм	Прокатка	Предел прочности в кгс/мм <sup>2</sup>	Предел текучести в кгс/мм <sup>2</sup>	Твердость НВ	Относительное удлинение в %	Относительное сжатие в %
1	0,5	Холодная . . .	40	35	137,3	21,5	59
2	0,8	При 1000°С . . .	45	42	146,6	16,0	57
3	0,5	При 1000°С . . .	34,5	21	100,5	36,5	67
4	0,8	При 1000°С . . .	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 произвести отпуск при нагреве металла до температуры 500—700°С с последующей правкой охлажденного металла [1 и 2].

В результате исследований можно заключить, что технология производства профилей ободьев из горячекатаных 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 клетки — дуо-неревверсивная жесткой конструкции; станина клетки — 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 клетки 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 горячекатаных недокатов в клеть 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 холоднокатаных образцов значительно возросли, а пластические свойства (относительное удлинение и сжатие) снизились по сравнению с горячекатаными 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 3кп и 15кп, из которых производятся спецпрофили для ободьев колес грузовых автомобилей горячей прокаткой в последнем пропуске при 900—1000°С и последующей нормализацией на воздухе, поставляются по ЧМТУ 2-14-92—73 с пределом прочности 31—36 кгс/мм<sup>2</sup> и относительным удлинением 31—34%. Для возврата тех свойств металла, которые

Качество готового профиля во многом зависит от качества горячекатаного недоката. 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 клеть холодной прокатки обжатие профиля будет составлять от 0,5 до 1,2 мм.

#### ЛИТЕРАТУРА

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

УДК 621.923

## Точность алмазной правки абразивных кругов торцекрыглошлифовальных 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, неплоскостность торца и их взаимную перпендикулярность.

На рис. 1, а приведена схема правки круга и работы торцекрыглошлифовального 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. Алмазный

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 слос. Обладая высокой стойкостью они обеспечивают хорошее качество правки и значительно более экономичны, чем алмазы в оправе. Различные размеры зерен, их неравномерная установка и установка гребенки приводят



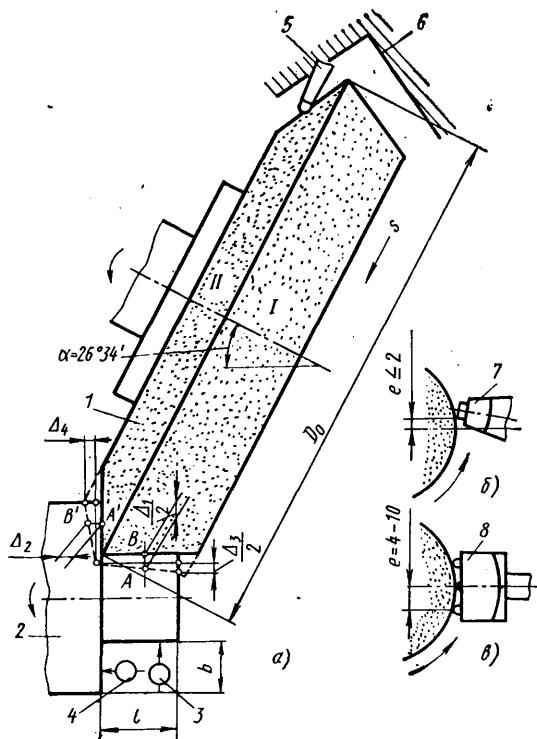


Рис. 1. Схема правки абразивного круга и работы торцекуруглошлифовального станка

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 смещенным из его диаметральной плоскости инструментом, показаны на рис. 1, а штриховой линией. В соответствии с их формой диаметр цилиндра уменьшается по сравнению с номинальным неравномерно по его длине. Подрез торца, также неравномерный, вызывает осевое смещение и увеличивает припуск на обработку торца вследствие настройки прибора осевой ориентации на номинальное расположение кромок круга. Непрямолинейность 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

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

Погрешности диаметра цилиндра  $\Delta_1$  и положения торца  $\Delta_2$  в соответствии с рис. 1, а определяются по формулам

$$\Delta_1 = \frac{D_1 \cos \alpha}{\cos 2\alpha} (1 - \sqrt{1 - \delta_1}); \quad \delta_1 = \left(\frac{2e}{D_1}\right)^2 \cos 2\alpha; \quad (1)$$

$$\Delta_2 = \frac{D_2 \sin \alpha}{2 \cos 2\alpha} (1 - \sqrt{1 - \delta_2}); \quad \delta_2 = \left(\frac{2e}{D_2}\right)^2 \cos 2\alpha.$$

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

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

$$l \cos \alpha + b \sin \alpha \leq H_0.$$

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%:

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

С той же точностью найдем конусообразность цилиндра  $\Delta_3$ ,

неплоскостность торца  $\Delta_4$  и неперпендикулярность образующих цилиндра и торца  $\Delta_5$  на длине  $L$ :

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

$$\Delta_4 \approx \frac{e^2 \sin \alpha}{D_{2 \min}} - \frac{e^2 \sin \alpha}{D_0} = \frac{be^2 \sin 2\alpha}{D_0 D_{2 \min}};$$

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

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  $\Delta_1, \Delta_2$  в  $k \approx \frac{600}{D_0}$  раз (значение  $D_0$  дано в мм), погрешности  $\Delta_3, \Delta_4, \Delta_5$  — в  $k_2 = k_1^2$  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 существенно влияет на точность обработки и рис. 2 характеризует погрешности в общем виде. Проанализируем эти погрешности.

На станках 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.

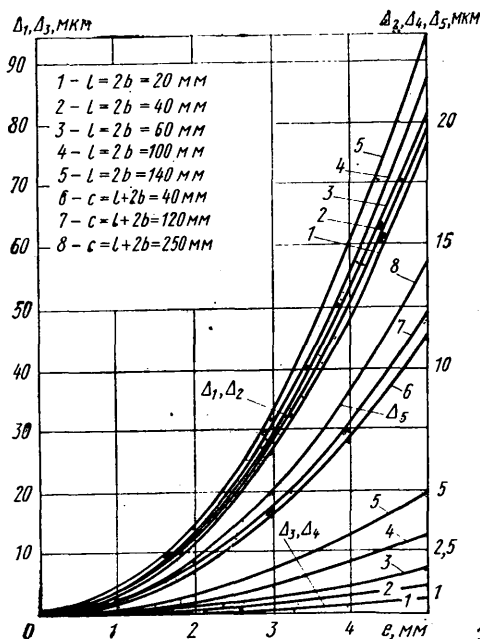


Рис. 2. График погрешности обработки

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 шлифована 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:  $v_{кр}=60$  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 621.933

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

А. А. СИМОНОВ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

**П**ОГРЕШНОСТИ 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;  
 $\lambda_0$  — угол подъема винтовой линии на основном цилиндре;  
 $\alpha_d$  — угол исходного контура инструмента;  
 $n_i$  — порядковый номер профилирующего реза;  
 $k$  — количество фрез фрезы;  
 $\varphi$  — угол поворота фрезы;  
 $e$  — коэффициент перекрытия;  
 $\varphi_i$  — фазовый угол погрешности.

Из зависимости (1) и рис. 1 видно:

- характер влияния погрешности — монотонный линейный;
- уменьшение угла исходного контура приводит к положительному приращению линии зацепления по обеим сторонам профиля фрезы;
- увеличение угла исходного контура приводит к отрица-

тельному 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 —  $2\pi e$ .

Аналогично выводятся зависимости погрешности зацепления и от других погрешностей.

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

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

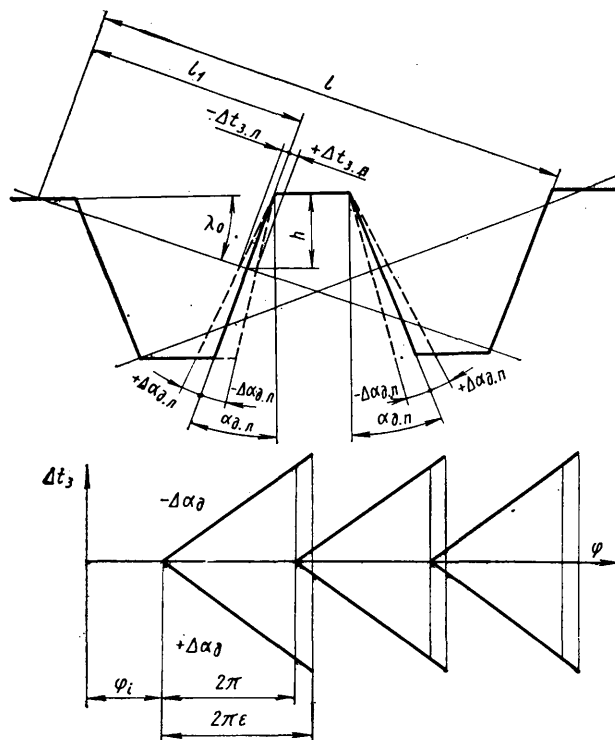


Рис. 1. Влияние погрешности угла исходного контура на погрешность зацепления

где  $\Delta t$  — 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 —  $2\pi$ .
3. Влияние погрешности окружного шага канавок определяется по формуле

$$\Delta t_{33} = \Delta t_{0кр} \operatorname{tg} \delta \cos \lambda_0, \quad (3)$$

где  $\delta$  — 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 —  $2\pi$ .

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  $\gamma$  — 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 —  $2\pi$ .

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  $\psi_n$  — 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;

$\Delta_n$  — 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 —  $2\pi$ .
6. Влияние радиального биения фрезы на погрешность зацепления определяется по формуле

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

В этом случае:

- а) характер влияния погрешности — синусоидальный по углу  $\varphi$ ;

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 —  $2\pi$ .

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  $\varphi$ ;

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 —  $2\pi$ .

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

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

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

В конечном итоге

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

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

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

Составляющая от радиального биения при перекосе

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

где  $\frac{\Delta_{\text{max}}}{L_1} l_1$  — 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  $\varphi$ .

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

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

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

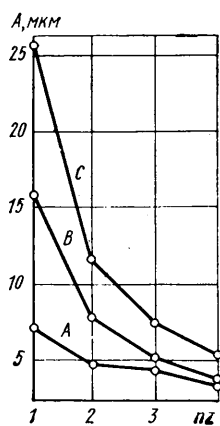


Рис. 2. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных с различной величиной монотонной линейной погрешности зацепления

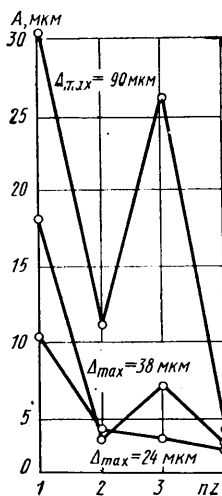


Рис. 3. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности зубцовой частоты зубчатых колес, обработанных с различной величиной синусоидальной погрешности зацепления по углам  $\varphi$  и  $2\varphi$

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 элементарных погрешностей.

Из теории гармонического анализа известно, что каждой форме импульса (в данном случае монотонного линейного, синусоидального по углу  $\varphi$  и синусоидального по углу  $2\varphi$ ) 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 элементарных 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  $20^\circ$ ; угол наклона зубьев  $23^\circ 05'$ ; ширина венца 22 мм; материал заготовки — сталь 35X. Обработка велась на зубофрезерном станке, отвечающем классу точности II.

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 устанавливалась 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 ЦНИИТавтопрома. 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

1. Лившиц Г. А. Исследование связи между вибрациями и шумом турбинных редукторов и погрешностями зацепления. — «Труды ЦНИИТМАШ», вып. 21, 1961.
2. Архангельский Л. А., Ткачевский Г. И., Лившиц Г. А. Повышение кинематической точности зубофрезерных станков. М., Машгиз, 1954.
3. Полоцкий М. С. Повышение точности быстроходных зубчатых передач шевингованием. — «Труды ЦНИИТМАШ», вып. 10, 1960.
4. Архангельский Л. А., Погорелов В. С. — «Станки и инструмент», 1970, № 8.
5. 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, ПКИ 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 автомобилей двигателях требуется повышенная износостойкость колец, осуществить которую можно с применением тугоплавких защитных покрытий, обладающих лучшей адгезией, а также коррозионной и эрозивной 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 ПКИ 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 готовились под металлизацию путем дробеструйной очистки. Для соответствия упругости напыленных молибденом колец техническим условиям (1,9—2,7 кг) кольца нагревали в сжатом состоянии на оправах 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 кольца 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 кольца испытывались наряду 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 кольца, а в четных — стандартные.

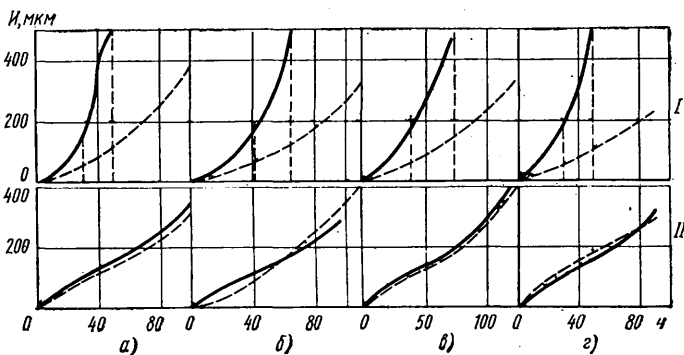
В процессе испытаний через каждые 5 ч измеряли угар масла и через 10 ч — прорыв газов. При достижении предельных значений этих показателей двигатели вскрывали, а детали цилиндро-поршневой группы — микрометрировали. На основе полученных результатов построены кривые динамики изнашивания данных показателей по мере изнашивания деталей двигателей (см. рисунок).

При анализе полученных данных установлено, что износы цилиндров с опытными кольцами имеют большие значения в зонах смены направления движения верхних колец, однако максимальные износы не превышают износов цилиндров со стандартными пористохромированными кольцами.

После испытаний в течение 50 ч износ колец, покрытых молибденом, по радиальной толщине был в 3—5 раз меньше, чем пористохромированных, при этом кольца 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 кольца; штриховые линии — кольца, 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 кольца 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 кольца, 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 кольцами с молибденовым покрытием взамен колец с пористохромированным покрытием. Полученные данные показывают, что применение колец, покрытых молибденом, приводит к уменьшению абсолютных значений угара масла и пропуска газов после приработки деталей и в период стабильного изнашивания, а наступление периода резкого возрастания этих показателей значительно отодвигается 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 около

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 внутривозвратных 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.

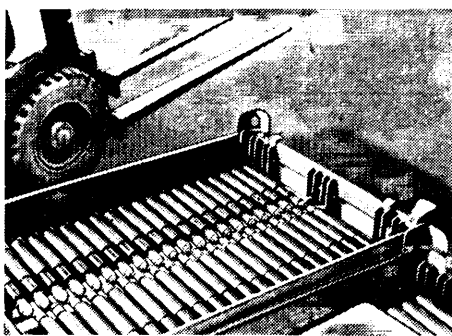


Рис. 1. Универсальная ящичная тара с оснасткой

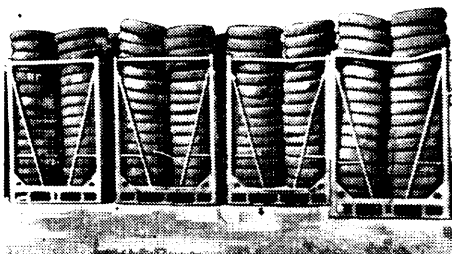


Рис. 2. Стоечная каркасная тара для внутри-заводских перевозок шин

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 изготовляется из гофрированного листа. Тара имеет полоз, расположенный по длинной стороне тары, и ушки-фиксаторы, с отверстиями для перемещения кранбалками.

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 межзаводской таре приведены ниже.

Дизели и коробки передач отгружаются в специальной каркасной таре.

Комплектуемое 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 ящичной складной таре с откидной стенкой с прокладками и без них и 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 навальом 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 межзаводских перевозках как железнодорожным, так и автомобильным транспортом;

2) применение пенополистироловых прокладок-фиксаторов для комплектующих изделий, требующих надежной фиксации во избежание повреждения;

3) применение обыкновенных деревянных ящиков для перевозки автомобильного стекла, перевозки ветровых стекол без упаковок.

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 оборотной оснастки (пенополистироловые и др.) тара, как правило, при возврате не складывается.

Для перевозки комплектующих изделий, требующих надежной фиксации во избежание повреждений при межзаводских перевозках, в оборотной складной, ящичной таре с крышкой применяются пенополистироловые объемные прокладки, имеющие ячейки, выполненные в соответствии с профилем изделий. Размер прокладок  $700 \times 550$  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 оборотную тару; не подвергаются воздействию влаги и температуры; надежно обеспечивают сохранность изделий; имеют хороший товарный вид. Применение обыкновенных деревянных ящиков с крышкой, основанием которых служит поддон для перевозки стекла, специалистами 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 межзаводских перевозок принадлежат заводу «Шкода» и 25% — заводу-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 поддонах 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. БАДЮЛА

УДК 621.914.4

## РАСТОЧНЫЕ ГОЛОВКИ С ОСЕВЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ШПИНДЕЛЯ

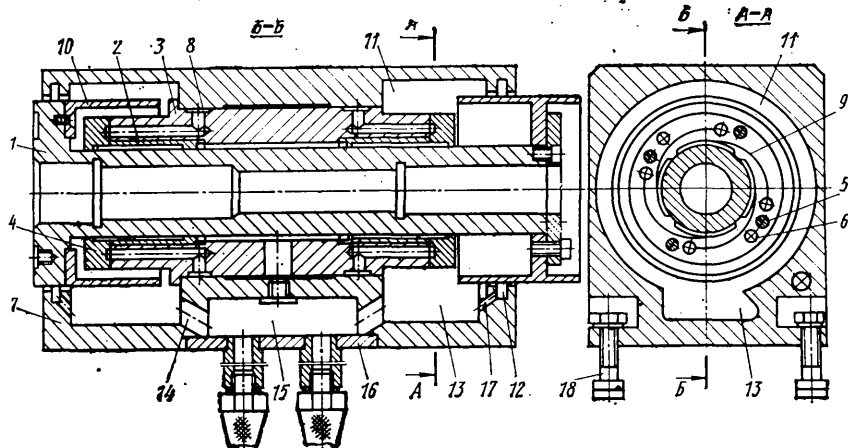
ЭНИМС совместно с кафедрой «Металлорежущие станки» Московского станкоинструментального института на основе предварительных разработок и исследований [1] создал гамму расточных головок оригинальной конструкции. Головки предназначены главным образом для финишной обработки отверстий относительно небольшой 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 притертыми 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

лусе 7 с источником давления. Каждый подшипник [2] содержит четыре несущих кармана, между которыми нет дренажных канавок.

Дроссели на входе в несущие карманы образованы четырьмя идентичными спиральными канавками 9 треугольного сечения, прорезанными на сопряженном торце диска 4. Начало каждой дроссельной канавки соединено отверстием 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 точеными 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 диаметра 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 каналу 14 смазка попадает в полость 15, из которой она сливается в бак гидростанции.

Благодаря языкообразной форме маслосборного кармана 13 образующаяся и увлекаемая при вращении шпинделя масло-воздушная смесь срезается заостренной кромкой кармана и под действием сил инерции выталкивается в канал 14.

Шпиндель вращается электродвигателем через клиноременную передачу, ведущий вал и муфту, которая надежно фильтрует радиальные возмущения со стороны привода, обусловленные несоосностью и перекосом валов, вибрациями из-за подшипников качения ведущего вала и шкива, неуравновешенностью электродвигателя, колебаниями ременной передачи и т. п. Энергия прошедших на шпиндель возмущений эффективно поглощается в слое смазки гидростатических опор.

Конструкция гидростатических подшипников позволяет технологически просто обеспечить одинаковые сопротивления на входе в несущие карманы, поэтому сохраняется стабильное положение оси вращения шпинделя независимо от скорости вращения. Минимальные по объему и одинаковые полости несущих карманов позволяют уменьшить размеры орбиты неизбежного синхронного вихря шпинделя, сделать ее круговой и тем самым повысить точность вращения шпинделя.

Оптимальные значения входных сопротивлений и их точность контролируются специальным приспособлением. Для этого дроссельный диск с помощью крышки, винтов и прокладок прижимали к основанию приспособления притертым торцом. В герметичную полость при определенном давлении нагнетали через канал смазку, которая вытекала через дроссельные канавки и просверленные отверстия. Задавая эксплуатационный перепад давлений, при рабочей температуре одновременно измеряли расход смазки через все дроссели подшипника с помощью секундомера и мерных емкостей и таким образом определяли сопротивления дросселей, которые были одинаковыми, с точностью до 3%. Необходимо абсолютное значение сопротивлений получали путем подшлифовки торца с канавками диска. Таким образом обеспечивали равенство входных и выходных сопротивлений подшипников. Это равенство контролировали, измеряя давления в карманах с помощью контрольной оправки, установленной в подшипниках вместо шпинделя. В оправке были выполнены радиальное и осевое отверстия, образующие канал. Один конец канала выходил в несущие

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 подачи перемещает пилзу ведущего вала, который также движется. При этом шлицевый хвостовик ведущего вала скользит в шлицевом отверстии ведомого шкива клиноременной 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 останется 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-

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

пах 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 палец 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.

## 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

УДК 621.9.047

## ЦВЕТНОЕ АНОДИРОВАНИЕ АЛЮМИНИЯ

В ПОСЛЕДНИЕ годы в практике декоративной обработки алюминия распространено цветное анодирование. Имеется 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% кремния, его анодируют в серной кислоте до средне- или темно-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 сульфоталевой 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 изделие сначала подвергают анодированию, которое осуществляется как постоянным током, так и попеременным 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 анодных пленок новых цветов связано с добавкой в состав разработанных в последнее время электролитов молибдена. Один из таких электролитов готовится 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 электричества 1500 Кл/л позволяет получить вследствие образования пентавалентного молибдена анодную пленку различных цветов. При толщине пленки 15 мкм получается коричневый цвет (плотность тока 3—3,5 А/дм<sup>2</sup>, температура 30°C), при 20 и 25 мкм — соответственно темно-зеленый и голубой (плотность тока 2 А/дм<sup>2</sup>, температура 30°C), при 39 мкм — темно-голубой (плотность тока 1 А/дм<sup>2</sup>, 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 Алюминум 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; 8) 5 г/л парамолибдата аммония и 3 г/л серной кислоты; 9) 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 хро-

матов. 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 отделки 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 придания 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/дм<sup>2</sup>. Толщина анодных пленок составила 15 мкм. Окрашивание проводилось электролитически обработкой переменным током в растворах CuSO<sub>4</sub> и AgNO<sub>3</sub>, подкисленных различными кислотами. Вторым электродом служил AlCu или нержавеющая сталь. В указанных растворах анодные пленки можно окрасить в светло-коричневый, желто-коричневый, коричнево-красный и дру-

гие цвета. Лучшие результаты получают 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  $\text{AgNO}_3$  при pH 1,0.

В США разработан способ получения разноцветных пленок, которые получают на предварительно окрашенном в монохромный цвет, но ненаполненном оксидном покрытии. Для этого анодированное и окрашенное изделие обрабатывают сначала кислотным 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 кислотным 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 оксидной пленки.

Анодированный по этому способу алюминий был окрашен в черный цвет с применением органического красителя. После обработки в кислотном 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 коррозионно- 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 А/дм<sup>2</sup> и постоянного плотностью 0,8 А/дм<sup>2</sup> в течение 70 мин при температуре 20°C можно получить пленку желтого цвета, если окрашивающий раствор содержит 2%  $\text{CuSO}_4$ , коричневого цвета — в присутствии 2%  $(\text{NH}_4)_2\text{Fe}(\text{C}_2\text{O}_4)_3$ . Красно-вато-черный цвет можно получить при анодировании в растворе 168 г/л  $\text{H}_2\text{SO}_4$ , 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 1,6 А/дм<sup>2</sup> и постоянного плотностью 1,6 А/дм<sup>2</sup> 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  $\text{CuSO}_4$  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 электролитическое окрашивание переменным током в электролите, подкисленном серной кислотой и содержащем 10 г/л  $\text{CuSO}_4$ . 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  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ , при плотности тока 0,2 А/дм<sup>2</sup> и температуре 20°C. После анодной обработки изделия обезжириваются. 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, акрил-сульфохромовой 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  $\text{Na}_2\text{HF}_2$  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

**ФИРМЫ 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 суппортами, 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 вибрации. Деталь устанавливается на станке вручную. Мощность электродвигателя станка 30 кВт.

Полуавтомат Фронтор 25D предназначен для обработки барабанов четырех

типоразмеров с максимальным диаметром тормозной поверхности 254 мм. Комбинированный барабан состоит из двух частей: кольца 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 Maschinenfabrik Dilschke 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 поверхностей, снятие фасок, подрезание торцов и сверление отверстий осуществляются на двух горизонтальных двухшпиндельных токарных автоматах и двухстороннем многопозиционном сверлильном станке, а чистовое растачивание тормозной поверхности и обтачивание наружных поверхностей — на двух горизонтальных двухшпиндельных токарных автоматах. Вре-

мья 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 1¼ оборота. При этом измеряется величина биения тормозной поверхности и торца, а также эллипсность 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 отверждают в стержневом ящике продувкой горячим воздухом. Кроме обычных пескоструйных или пескоструйных головок применяемые стержневые машины снабжены нагревательной головкой. Эта головка после того, как кончается цикл надува 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 воздушонагревателях.

Изготовленные стержни сначала контролируются, а затем транспортируются на операцию автоматической зачистки. Смесь готовится 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, изготавливающая безопасные формы с вертикальной плоскостью разреза

Такие машины производит 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 изготавливаемых 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. GK25.

### 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 рихтовки — 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 изготовления 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 прочностью, 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 отливки 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, зажимающие 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 вращаются 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 изготавливаемой 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 изготовлена 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 в 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 электроцепь, 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  $5 \times 10^{-5}$ . 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 нанести 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 переезде через неровности и скачкообразном падении коэффициента сцепления.

В пятой главе рассмотрена работа колеса при постоянном тормозном моменте. Дана 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 затормаживаемого колеса, снабженного таким устройством, при действии на него поперечной силы. Приведены графики изменения кинематических параметров, характеризующих движение колеса с противоблокировочным устройством. Сравняется 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 широко применяемая автором обработка 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 весьма многообещающе.

Положительно оценивая рецензируемую 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 предоставляется догадываться самому, что имелось в виду.

Остается невыясненным, например, 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

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

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. Библиограф. 3.

УДК 621.43-4.629.113

Особенности смесеобразования в переходных процессах двигателя, оборудованного ограничителем разрежения. Архангельский В. М., Дербаремдикер 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 нагрузочного режима в режим принудительного холостого хода. Изложены конкретные данные по параметрам переходных процессов двигателя ЗИЛ-130 с ограничителем разрежения конструкции МКЗ. Рис. 4. Библиограф. 3.



УДК 629.113-578

Испытания нажимных дисков сцепления и маховиков из высокоуглеродистого 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. Библиограф. 8.

УДК 621.85:629.113

О выборе числа ремней клиноременной передачи двигателя. Карбасов О. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Приведены расчеты надежности и необходимого количества ремней для запасных частей. Библиограф. 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. Библиограф. 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 неустановившемся 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. Библиограф. 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. Библиограф. 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 к исследованию вопроса определения усталостной прочности несущих конструкций грузовых автомобилей. Рис. 1. Библиограф. 7.

УДК 629.113-858.2

Особенности механообрабатывающего производства ВАЗа. 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., Садовничук М. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Экспериментально исследована возможность получения высокоточных профилей ободьев из горячекатаных 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. Библиограф. 2.

УДК 621.923

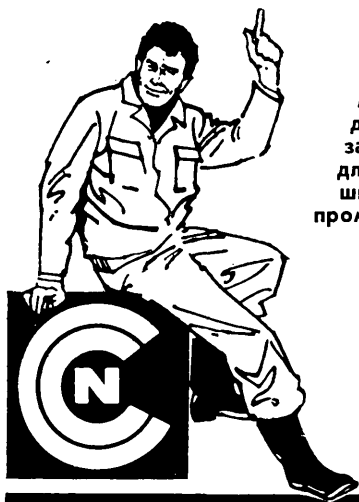
Точность алмазной правки абразивных кругов торцеворезных станков. Луцевич А. В., Гошкодеря В. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Изложены способы правки шлифовальных кругов на торцеворезных 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. Библиограф. 3.

Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубчатой частоты цилиндрических зубчатых передач. Симонюв А. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

Рассматривается влияние элементарных погрешностей изготовления, заточки и установки червячных фрез на погрешность зацепления. Указывается, что спектр гармонических составляющих циклической погрешности зубчатой частоты цилиндрических зубчатых колес зависит от вида и формы суммарной периодической погрешности зацепления. Рис. 3. Библиограф. 5.

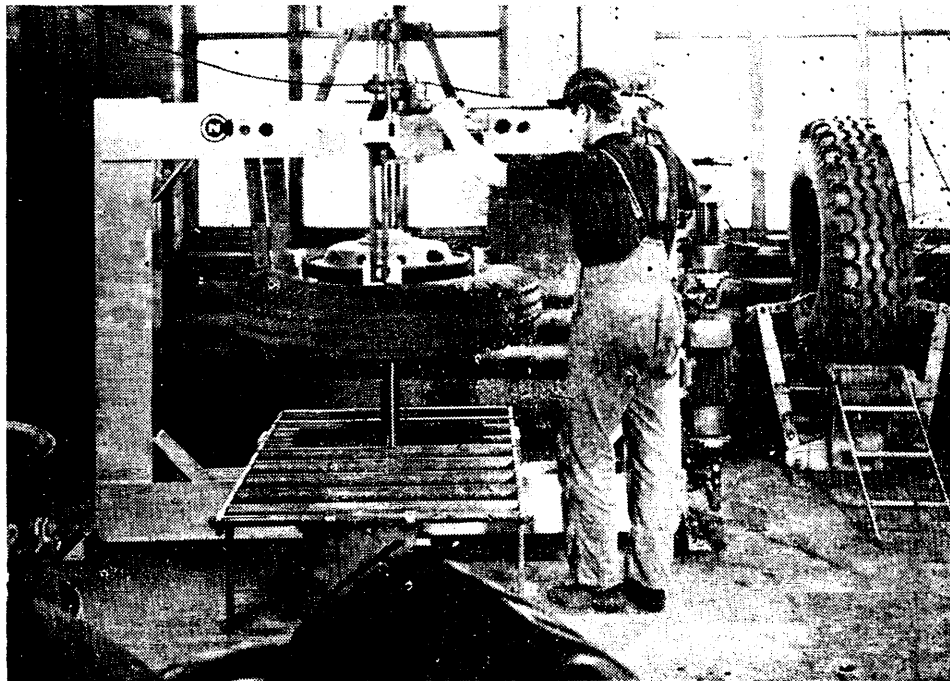
## СЕГОДНЯ, ЗАВТРА И ВСЕГДА ПОМОЖЕТ ФИРМА КОЛЬМАН



Машины  
для ухода  
за шинами,  
для ремонта  
шин шинной  
промышленности

Collmann GmbH & Co.  
SPEZIALMASCHINENBAU KG

2400 Lubeck  
Postfach 2115  
Telefon (0451) 89741  
F 52 6318



Самый дешевый четырехкулачковый 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 В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# 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 В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА» которых они находятся.

## автоимпекс



### 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 В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА» которых они находятся.

# СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ ИЗ ГДР

## ТЕХНОЛОГИЧНОЕ

## 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.

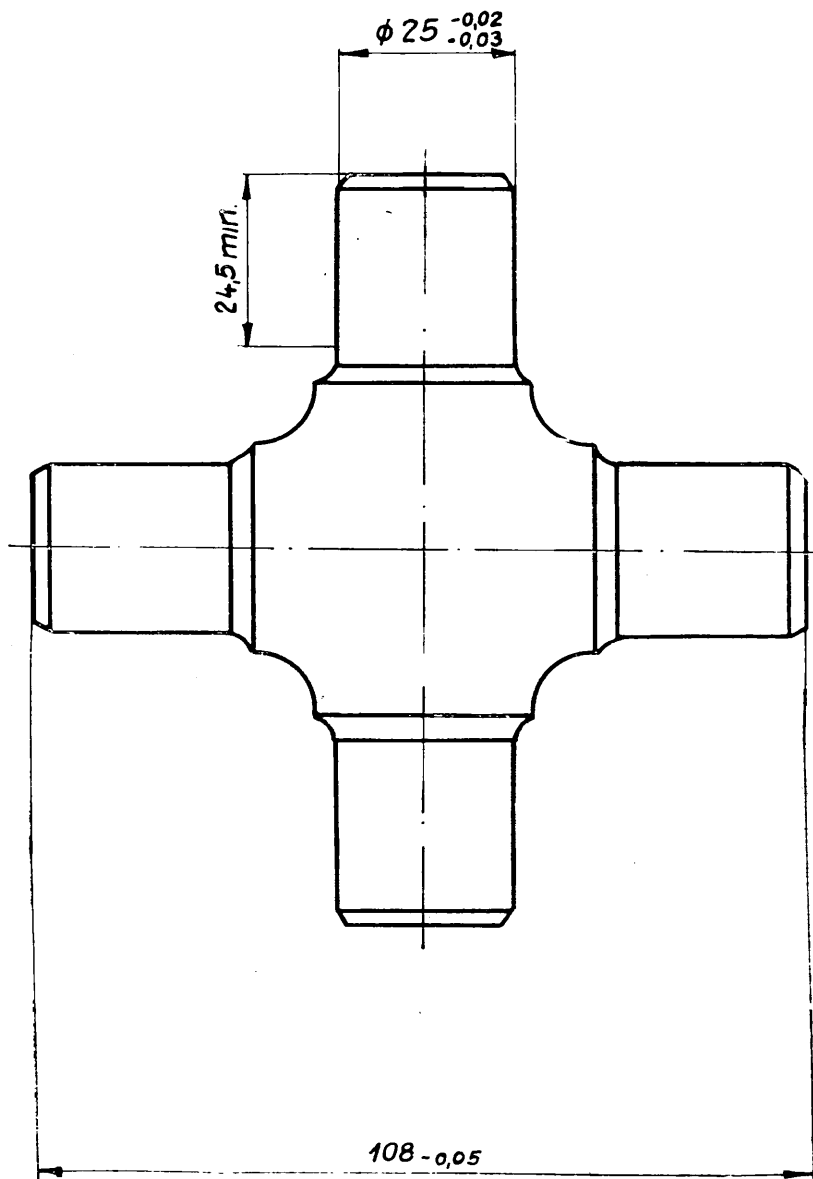
Обрабатываемая деталь . . . Крестовина

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 Микро-  
роза, Лейпциг

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленности каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.



# 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. Пригоден для реанимации больного во время перевозки.

### ЖУК А-13 М

Автомобиль-фургон грузоподъемностью 900 кг. Кузов — металлический, погрузочная площадь 4 м<sup>2</sup>. 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

