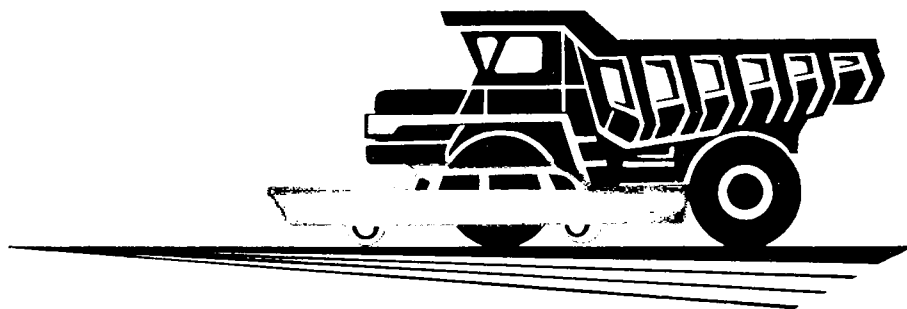


ISSN 0005-2337

# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1979

12



# СОДЕРЖАНИЕ

<b>Н. М. Потапов, В. А. Устинов — Проектирование заводов отрасли и развитие автомобильной промышленности . . . . .</b>	<b>1</b>
--	----------

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

<b>М. Е. Казакевич — Социалистическое соревнование за повышение эффективности производства и качества работы на предприятиях подшипниковой промышленности . . . . .</b>	<b>4</b>
---	----------

## ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

<b>Р. П. Доброгаев, Л. Х. Арустамов, Л. Ф. Мокеров — Аналитическое определение локальной температуры смазочного слоя укороченного подшипника скольжения коленчатого вала . . . . .</b>	<b>6</b>
<b>Е. В. Парфенов — Измерение дымности отработавших газов на режиме свободного ускорения автомобиля с дизелем . . . . .</b>	<b>8</b>

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

<b>А. Ф. Потехин, И. М. Микитюк — О методике динамических испытаний несущего кузова легкового автомобиля . . . . .</b>	<b>10</b>
<b>Э. Г. Халиков, Р. В. Голев, Б. В. Бурделов — Комплексная автоматизация проектирования систем независимой подвески, рулевого управления и колес легкового автомобиля . . . . .</b>	<b>12</b>
<b>В. А. Савельев — Моделирование демпфирующей силы листовой рессоры . . . . .</b>	<b>13</b>
<b>А. И. Рябчинский, Л. Г. Коряковцев, Е. М. Глиненко, А. И. Мешков — Определение и оценка деформируемости автомобиля при его фронтальном столкновении . . . . .</b>	<b>16</b>
<b>В. А. Умняшкин, А. С. Кондрашкин — Конструирование раздаточных коробок передач для полноприводных легковых автомобилей . . . . .</b>	<b>18</b>
<b>Б. П. Перегудин — Корреляционный анализ дефектов автомобильных деталей</b>	<b>20</b>
<b>К. М. Левитин — Обоснование светотехнических характеристик противотуманных задних фонарей . . . . .</b>	<b>22</b>

## ТЕХНОЛОГИЯ

<b>С. Г. Редько, А. И. Спиришевский, В. Д. Гундорин — Абразивная обработка цилиндрических поверхностей . . . . .</b>	<b>24</b>
<b>Н. М. Рудницкий, Б. И. Ушерович — Упрочнение коленчатых валов автомобильных двигателей температурными остаточными напряжениями . . . . .</b>	<b>26</b>

## ИНФОРМАЦИЯ

<b>В. В. Горбатов, В. А. Набоких, Л. М. Регельсон — Тенденции развития электронных систем зажигания карбюраторных двигателей . . . . .</b>	<b>29</b>
<b>Б. И. Евграфов, А. П. Шестаков — Конструктивно-технологические особенности автомобильных генераторов зарубежных фирм . . . . .</b>	<b>32</b>
<b>В. А. Потапов, Б. С. Вескобойников — Роботы в кузнечно-прессовом и литейном производстве за рубежом . . . . .</b>	<b>34</b>
<b>Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .</b>	<b>37</b>
<b>Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1979 г. . . . .</b>	<b>38</b>

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

**И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечевистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин**

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **И. М. Борейша**

Сдано в набор 08.10.79.  
Формат 60X90/8  
Тираж 15 349.

Подписано в печать 20.11.79.  
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

Т-16882.  
Уч.-изд. л. 9,35.  
Заказ 3536

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

Типография издательства «Московская правда», Москва, Потаповский пер., д. 3.

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12

ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

Год издания XLV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

*Поздравляем коллектив Гипроавтопрома  
с 50-летним юбилеем!*

УДК 629.113.001

## Проектирование заводов отрасли и развитие автомобильной промышленности

Н. М. ПОТАПОВ, В. А. УСТИНОВ

Министерство автомобильной промышленности, Гипроавтопром

**Б**ЛАГОДАРЯ постоянной заботе Коммунистической партии и Советского правительства автомобильная промышленность в последние годы развивалась ускоренными темпами и стала одной из передовых отраслей социалистической индустрии.

В восьмой и девятой пятилетках годовой объем продукции автомобильной промышленности увеличился более чем в 3 раза. Выпуск легковых автомобилей вырос в 5,4 раза, грузовых автомобилей — в 1,7 раза, подшипников — в 1,8 раза, а капитальные вложения в автомобильную отрасль увеличились в несколько раз по сравнению с предшествующим периодом.

В эти годы были построены: Волжский автозавод им. 50-летия СССР и заводы смежных производств, а также первая очередь Камского объединения по производству большегрузных автомобилей.

По мере увеличения выпуска автомобильной продукции осуществлялась дальнейшая специализация производства — одно из важнейших направлений развития отрасли. Были созданы и получили развитие крупные специализированные предприятия по выпуску автомобильных агрегатов, узлов и деталей, заводы по производству литых и кузнечных заготовок, рессор, крепежных деталей, нормалей, деталей, получаемых методами порошковой металлургии, и другие. В их число вошли: Димитровградский автоагрегатный завод им. 50-летия СССР, Синецлыковский рессорный завод им. Коминтерна, Саранский литейный завод «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ, Ливенский автоагрегатный завод, Ярославский завод дизельной аппаратуры, Костромской завод «Мотордеталь» и другие.

За годы восьмой и девятой пятилеток значительно улучшились технико-экономические показатели заводов отрасли. Так, выпуск продукции с единицы металлообрабатывающего оборудования увеличился в 1,8 раза, с единицы производственной площади на 30%, а удельный вес автоматического и полуавтоматического металлообрабатывающего оборудования увеличился с 28 до 48,5%. Динамика роста производительности труда при значительном увеличении общего объема производства показана в таблице.

Период	Рост производительности труда в %	Рост объема производства в %	Прирост выпуска продукции за счет роста производительности труда в %
1966—1970 гг. . . . .	46	74	74
1971—1975 гг. . . . .	58	83	81
1976—1980 гг. (план) . . . . .	36	43	82

За указанный период полностью обновлен типаж автомобилей. Энерговооруженность выпускаемых автомобилей повысилась в среднем в 1,5 раза; средняя грузоподъемность грузовых автомобилей в выпуске возросла с 4,4 т в 1975 г., до 5,02 т в 1978 г., а автомобилей с прицепом — соответственно с 4,9 до 5,86 т; максимальные скорости грузовых автомобилей увеличились до 75—90 км/ч; ресурс автомобилей повысился примерно в 1,5 раза, а дизелей — в 2 раза.

Решение задач, поставленных перед автомобильной промышленностью в восьмой и девятой пятилетках, вывело нашу страну по выпуску автомобилей на третье место в Европе и на пятое место в мире.

В десятой пятилетке осуществляется дальнейшее комплексное развитие автомобильной промышленности. Увеличиваются плановые задания на 1980 г. по сравнению с 1975 г. следующим образом: валовой выпуск продукции на 43%; общий выпуск автомобилей на 13%; грузовых на 15,6%; легковых на 9,8%, автобусов на 37,6%; производство запасных частей на 45,3%; выпуск автомобильных прицепов на 27,2%, а тракторных прицепов на 30,8%; производство подшипников качения на 18,8% и товаров культурно-бытового назначения на 37%.

В целях повышения грузоподъемности грузовых автомобилей и автопоездов предусмотрено: окончить строительство второй очереди Камского комплекса заводов по производству больше-

грузных автомобилей и довести его мощность до 150 тыс. автомобилей и до 250 тыс. дизелей; развить: Белорусский автозавод, на котором начат выпуск автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 75 т; Минский и Кременчугский им. 50-летия Советской Украины автозаводы с постановкой на производство магистральных автопоездов грузоподъемностью 28 т, карьерных и строительных самосвалов; Ярославский моторный завод и другие.

В разрабатываемых предложениях по развитию отрасли в одиннадцатой и двенадцатой пятилетках решается ряд народнохозяйственных проблем, главными из которых являются: дальнейшее увеличение выпуска грузовых автомобилей, автопоездов, запасных частей, подшипников и другой профильной продукции; улучшение типажа, структуры выпуска и парка автомобилей, прежде всего за счет повышения доли автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности; дизелизация автомобилей массового выпуска на Московском им. Лихачева, Горьковском, Уральском и Кутаисском им. Г. К. Орджоникидзе автозаводах, а также автобусов и автопогрузчиков. При переходе с карбюраторных двигателей на дизели, несмотря на увеличение первоначальных затрат на организацию технического обслуживания и ремонт последних, достигается значительная экономия топлива. Капитальные вложения в организацию производства дизелей окупаются менее чем за 3,5 года.

В 1978 г. выпуск грузовых автомобилей с дизелями составил 15%, а к 1980 г., за счет роста производства на Камском автозаводе, достигнет 25—26% общего их выпуска в отрасли. В одиннадцатой и двенадцатой пятилетках намечается дальнейшее весьма значительное увеличение доли выпуска грузовых автомобилей с дизелями за счет следующих мероприятий: освоения проектной мощности второй очереди Камского объединения и его дальнейшего развития; организации производства дизелей в производственных объединениях: «ГАЗ», «ЗИЛ», «КАЗ» и «УралАЗ». В связи с дальнейшим повышением грузоподъемности грузовых автомобилей в предстоящих пятилетках предусматривается:

1) освоение и увеличение выпуска карьерных автомобилей-самосвалов большой и особо большой грузоподъемности на Белорусском автозаводе (со строительством кузнечного завода для производства крупных поковок, а также — сталелитейного производства);

2) развитие производства автомобилей, автопоездов и автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности на Минском автозаводе и организация на нем серийного производства трехосных автомобилей-тягачей, работающих в составе автопоездов грузоподъемностью 28 т, а также производство новой модели автомобиля-самосвала грузоподъемностью 16 т на Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины;

3) повышение грузоподъемности автопоездов КамАЗ;

4) новое производство полноприводных грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения на Уральском и Кутаисском автозаводах;

5) увеличение производства полуприцепов и прицепов для автопоездов с учетом обеспечения комплектации тягачей в установленных соотношениях;

6) организация в производственном объединении «ГАЗ» выпуска автомобилей грузоподъемностью 4,5 т с дизелями и автопоездов грузоподъемностью 9 т, предназначенных для работы с прицепами равной грузоподъемности, а также организация нового производства дизелей к ним.

Большой вклад в становление и развитие автомобильной и тракторной промышленности внес Государственный институт по проектированию заводов автомобильной промышленности — Гипроавтопром — головной проектный институт Министерства автомобильной промышленности.

Организация Гипроавтопрома относится к концу двадцатых годов, когда наша страна сделала первые шаги по созданию отечественной автотракторной промышленности.

Для удовлетворения потребности страны в автомобилях и тракторах правительством были приняты меры по созданию и развитию автотракторной промышленности. Гипромезу в 1929 г. было предложено организовать в своем составе специальный филиал для проектирования автозавода в Нижнем Новгороде (ныне г. Горький), рассчитанного на выпуск 100 тыс. автомобилей. В мае того же года на XVI партконференции ВКП(б) было принято решение о строительстве Нижегородского автозавода. К этому же периоду относится начало проектирования другого первенца первой пятилетки — Сталинградского тракторного завода. Тракторный завод был построен в эксплуатацию в 1931 г., а автомобильный — в 1932 г. Так было положено начало проектированию заводов автотракторной промышленности.

В декабре 1929 г. был создан первый в Советском Союзе Государственный институт по проектированию машиностроительных и металлообрабатывающих заводов — Гипромаш.

В состав Народного комиссариата среднего машиностроения, образованного в 1939 г., вошли Проектно-монтажный отдел НАТИ и часть Гипромаша (Московское отделение и половина Харьковского отделения). На базе этих старейших в стране проектных организаций был организован Гипросредмаш, позднее переименованный в Гипроавтопром, Гипроавтотракторсельхозмаш, а затем снова в Гипроавтопром.

Таким образом, Гипроавтопром является первым в машиностроении Советского Союза проектным институтом.

Номенклатура заводов, проектировавшихся в Гипросредмаше, на первых порах была очень разнообразной и постепенно сокращалась за счет предприятий тяжелого машиностроения, в результате чего окончательно определился профиль института. Основным направлением его работы стало проектирование автомобильных, подшипниковых и тракторных заводов, а также заводов массового и крупносерийного производства автомобильной техники.

В первые годы Великой Отечественной войны институт, эвакуированный в Челябинск, выполнял большие работы по обеспечению перебазированных на Восток предприятий технической документацией и по оказанию помощи в деле скорейшего монтажа оборудования и его пуска на новых промплощадках. Среди этих заводов были: автомобильные и моторные в Ульяновске и Миассе, тракторный в Рубцовске, подшипниковые в Свердловске и Саратове, автоагрегатный в Шадринске, кузнечно-прессовый в Челябинске и другие. Бригады квалифицированных проектировщиков командировались на заводы для непосредственной работы на месте.

В 1934—1944 гг. институт вел работы по восстановлению ряда разрушенных войной заводов: Сталинградского тракторного, «Октябрь» в Краснодаре, «Красный двигатель» в Новороссийске, и других. Одновременно институт разрабатывал проекты новых заводов отрасли и реконструкции уже действующих.

В послевоенные годы институт работал над проектами большинства заводов отрасли. На ведущих автозаводах — Московском им. И. А. Лихачева и Горьковском — были созданы и функционировали до 1955 г. отделения института, впоследствии преобразованные в проектные управления этих заводов. По проектам института построены: Минский, Уральский, Кутаисский, Ульяновский, Белорусский, Кременчугский автозаводы, пять автобусных, большинство подшипниковых и много других заводов отрасли. В эти же годы институт выполнил проекты реконструкции и расширения большой группы заводов сельхозмашиностроения, в состав которых вошли: Тульский комбайновый, Ташсельмаш и Чирчиксельмаш. Институт также участвовал в разработке проектов заводов радиопромышленности.

Гипроавтопром пользуется заслуженным авторитетом не только в нашей стране, но и далеко за ее пределами. Так, по проектам института построены и строятся более 20 автомобильных подшипниковых и моторных заводов в ПНР, ВНР, НРБ, КНДР, СРВ, СФРЮ и в других странах.

Особенно напряженной и плодотворной была работа института в последние 10—12 лет. В это время Гипроавтопром являлся генеральным проектировщиком Волжского автозавода им. 50-летия СССР и Камского объединения по производству большегрузных автомобилей, а также специализированных заводов: Димитровградского автоагрегатного им. 50-летия СССР, Красноярского автомобильных прицепов, Завода по производству колес (пос. Заинск), Завода по производству автосамосвалов, г. Нефтекамск, Синельниковского рессорного завода им. Коминтерна, Скопинского автоагрегатного завода, Саранского литейного завода «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ и других. При создании заводов учитывался как отечественный, так и зарубежный опыт.

В проектах этих и многих других заводов, выполненных институтом, учтена повысившаяся роль технологии и организации производства, заложены прогрессивные технологические процессы, высокопроизводительное оборудование, передовые организационные, строительные и компоновочные решения, обеспечивающие достижение высоких технико-экономических показателей проектируемых предприятий.

Опыт проектирования и строительства Волжского и Камского гигантов отечественного автостроения явился новым этапом в деятельности не только Гипроавтопрома, но и многих специализированных организаций.

Учитывая крупнейшие объемы строительства на этих заводах, впервые в нашей стране применили метод параллельного проектирования, охватывающий создание новых конструкций автомобилей и их доводку; разработку технологической, строительной, сантехнической, энергетической и других частей проекта; заказы и монтаж оборудования при строительстве; максимальное использование деталей и конструкций полной заводской готовности.

Сокращению сроков строительства и ввода в эксплуатацию производственных мощностей на заводах способствовало применение в рабочих чертежах производственных зданий универсальных решений по нагрузкам на фермы, заглублению фундаментов колонн, силовому «черному» полу, размещению вентиляционных камер и трансформаторных станций, других внутренних сантехнических сооружений в специальных вставках. При этом предлагалась «зальная» планировка оборудования без перегородок и стен, обеспечивающая свободное размещение крупных производств, подземных каналов, тоннелей и подвешенного транспорта.

К прогрессивным строительным решениям относятся:

- 1) использование ферм покрытий с параллельными поясами и размещение в межферменном пространстве инженерных коммуникаций;
- 2) применение подстилающего слоя полов для бесфундаментной установки оборудования на самоанкерующихся болтах;
- 3) блочный монтаж покрытий и конвейерная сборка зданий, повышающие производительность труда строителей на 35—50 %;
- 4) применение в крупных масштабах штампованного настила для кровли с легким утеплителем из полиуретана и оконных переплетов из трубчатых элементов заводской готовности;
- 5) установка буронабивных свай, исключающих большой объем земляных работ и повторную засыпку земли;
- 6) увеличение площадей бытовых помещений и столовых, улучшение среды и интерьера в производственных корпусах.

Разработка типовых чертежей деталей, конструкций и повторяющихся решений также способствовала сокращению сроков строительного проектирования. Выпуск серий рабочих чертежей элементов зданий сократил их разработку в 1,5 раза.

Параллельный метод проектирования, строительства и оснащения производства оборудованием позволил ускорить ввод мощностей на 2—3 года.

В ближайшие 10 лет Гипроавтопрому предстоит разработать проектно-техническую документацию для строительства новых и особенно для реконструкции действующих заводов, отрасли. Вследствие этого одним из направлений в практической деятельности института наряду с проектированием новых заводов является техническое перевооружение заводов отрасли.

В соответствии с решениями XXV съезда КПСС о необходимости использовать в проектах новейшие отечественные и зарубежные достижения в области технологии, оборудования, организации производства и строительства проектирование в Гипроавтопроме осуществляется с учетом в проектах прогрессивной технологии и высокопроизводительных средств механизации, автоматизации производства и управления.

Одной из важнейших программ общегосударственного значения является механизация погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ.

Мероприятия по развитию и увеличению эффективности указанных работ разрабатываются институтом для заводов в следующих основных направлениях:

- 1) организация бесперевозочного транспортирования грузов с применением специального транспорта, унифицированной и специальной тары, включая контейнеры различного назначения;
- 2) внедрение контейнерных перевозок грузов с автоматическим их адресованием и управлением;
- 3) организация складского хозяйства на базе высотных стеллажных механизированных складов различной емкости с дистанционными, полуавтоматическими и автоматическими системами управления, осуществляющими планирование и учет поступления и отгрузки изделий и унифицированной тары, контроль выполнения плана, управление транспортно-складскими механизмами, отчетность и денежные расчеты.

Усовершенствование организации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ, а также улучшение оснащенности заводов отрасли средствами механизации и производственной тарой уже в настоящее время позволили сократить ручной труд рабочих, в значительной мере повысить удельный вес работ, выполняемых машинами и механизмами (в 1978 г. до 82,5%), и численности рабочих, занятых управлением последних (до 51,8%).

Стоимость средств механизации труда рабочих, занятых на погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работах, на некоторых крупных заводах отрасли достигает 8—13 тыс. руб./чел.

В архитектурно-строительном и сантехническом проектировании путем применения рациональных комплексных решений, прогрессивных конструкций и новых материалов добиваются дальнейшего сокращения расхода металла и снижения стоимости строительства.

Максимальная блокировка цехов основного и вспомогательного производства, применяемая при компоновке генеральных планов заводов, позволяет более эффективно использовать зе-

мельные участки и предельно сократить протяженность сетей и коммуникаций.

Для охраны окружающей среды предусматриваются: дальнейшее рациональное потребление воды, сокращение расхода на технологические нужды питьевой воды, высокая степень очистки промышленных стоков и максимальное использование оборотной воды, уменьшение длины трубопроводов, защита водоемов от загрязнений их промышленными стоками. Совершенствование вентиляционных систем, сооружаемых на предприятиях, улучшит санитарно-бытовые условия работающих и уменьшит степень загрязнения воздушного пространства вредными выбросами.

Рациональные решения, направленные на экономию энергоресурсов в проектах, будут разрабатываться с использованием систем «глубоких вводов» и с повышением мощности цеховых трансформаторных подстанций, экономии топлива и тепла за счет рекуперации и вторичного использования тепла отработавших газов, дальнейшей разработки систем газового контактного нагрева приточного воздуха, использования энергии, вырабатываемой на испытательных станциях автомобильных двигателей и на других объектах.

Гипроавтопром, являясь головной проектной организацией отрасли, осуществляет как разработку проектов, так и руководство созданием и обновлением нормативной базы для проектирования предприятий Министерства, которая включает общесоюзные и ведомственные нормы технологического проектирования, государственные и отраслевые стандарты, стандарты предприятий, а также руководящие технические материалы по проектированию: эталоны пояснительных записок, сметные нормативы и типовые проекты. Кроме того, Гипроавтопром назначен базовой организацией отрасли по разработке и внедрению Государственных стандартов системы проектной документации для строительства (СПДС). С 1979 г. стандарты этой системы уже внедряются при проектировании.

Нормативная база для проектирования создавалась в течение всего времени существования института и постоянно обновлялась. Институтом на ближайшие годы запланированы: разработка совместно с большой группой проектных организаций других отраслей «Общесоюзных норм технологического проектирования предприятий машиностроения, приборостроения и металлообработки» по тринадцати темам, из которых по семи Гипроавтопром назначен Госстроем СССР ведущей организацией; переработка и обновление ряда руководящих материалов и типовых решений по участкам различных производств на заводах отрасли, а также разработка и внедрение ряда новых проектных документов; осуществление мероприятий по научной организации труда в проектировании и системе нормоконтроля проектной документации, направленных на улучшение ее качества.

Строительство новых заводов отрасли и техническое перевооружение действующих увеличивают объем проектно-исследовательских работ, выполняемых Гипроавтопромом. Например, с 1970 по 1979 г. объем этих работ увеличился более чем в 2 раза. Приняты меры по расширению института путем организации его отделений. Так, были организованы: в 1966 г. Украинское, в 1973 г. — Горьковское, в 1971 г. — Ульяновское и Челябинское отделения.

Эффективность работы Гипроавтопрома характеризуется следующими показателями: отдача на 1 руб. заработной платы увеличилась с 1 р. 52 к. в 1970 г. до 1 р. 77 к. в 1979 г.; производительность труда повысилась за указанный период на 28%.

Гипроавтопром в своей работе тесно связан с такими конструкторскими и технологическими институтами, как НАМИ, НИИТавтопром, ВНИПП, Гидродвигатель, а также с многочисленными субподрядными специализированными проектными организациями.

За 50 лет своей деятельности Гипроавтопром накопил большой опыт в области проектирования предприятий отрасли.

Высококвалифицированные специалисты, выращенные институтом, сыграли большую роль в деле создания новых и реконструкции действующих предприятий автомобильной промышленности.

Плодотворная работа Гипроавтопрома неоднократно отмечалась правительственными наградами, премиями Совета Министров СССР, переходящими Красными знаменами. Кроме того, 62 сотрудника института награждены орденами и медалями Советского Союза.

Для еще более успешного решения задач, поставленных партией и правительством перед автомобилестроителями, необходимо и в дальнейшем продолжать совершенствовать проектное дело, неустанно повышать квалификацию кадров путем углубления профессиональных знаний, а также изучения прогрессивного отечественного и зарубежного опыта в области автомобилестроения.

## Социалистическое соревнование за повышение эффективности производства и качества работы на предприятиях подшипниковой промышленности

**М. Е. КАЗАКЕВИЧ**  
Минский филиал ВНИПП

**В**О ВСЕСОЮЗНОМ социалистическом соревновании за досрочное выполнение пятилетнего плана активно участвуют рабочие и инженерно-технические работники подшипниковой промышленности.

Коллектив Первого государственного подшипникового завода досрочно выполнил задание трех лет пятилетки. Народному хозяйству сверх плана поставлено продукции на 4,9 млн. руб., причем прирост продукции обеспечен в результате повышения производительности труда. От внедрения организационно-технических мероприятий в отрасли получена экономия 6,5 млн. руб. В цехах завода внедрено 17 автоматических и 8 механизированных линий, 884 автоматических и полуавтоматических станков. Всего на заводе действует 217 автоматических и 100 механизированных линий.

Коллектив ГПЗ-1 подряд 53 квартала удерживает первое место и переходящее Красное знамя в социалистическом соревновании среди предприятий Министерства автомобильной промышленности. По итогам соревнования за повышение эффективности и качества труда, успешное выполнение народнохозяйственного плана 1978 г. коллектив завода признан победителем и награжден переходящим Красным знаменем ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ВЦСПС и ЦК ВЛКСМ с занесением на Всесоюзную доску почета на ВДНХ СССР.

Коллективом ГПЗ-4 выполнен план досрочно к 25 декабря, реализовано сверх плана продукции на сумму свыше 2 млн. 700 тыс. руб. К первой годовщине Конституции СССР 80 коллективов старших мастеров и мастеров, более 200 бригад выполнили план трех лет пятилетки.

За коммунистическое отношение к труду на заводе соревнуются 48 цехов и отделов, 299 участков старших мастеров, 867 мастеров, 1426 бригад. Это почетное звание завоевали 5 цехов, 69 участков старших мастеров, 197 мастеров, 580 бригад.

В результате лучшего использования внутренних резервов, оборудования и материальных ресурсов выполнили задание трех лет пятилетки на ГПЗ-1 свыше 3000 рабочих, на ГПЗ-4 — 3500, на ГПЗ-8 — 700, на ГПЗ-5 — 300 рабочих и т. д.

На предприятиях отрасли широко развернулось движение за высокую эффективность работы каждого трудового коллектива, за безусловное выполнение государственных заданий, встречных планов и социалистических обязательств. Это движение под девизом: «Работать без отстающих» явилось мощным стимулом дальнейшего развития творческой инициативы работающих.

Одним из главных направлений развития творческой инициативы работающих на ГПЗ-1 является соревнование на основе личных планов за досрочное выполнение годовых и пятилетних планов по почину шлифовщицы Н. Е. Антоновой под девизом: «План десятой пятилетки — досрочно, а план каждого месяца — к 25 числу!». Около 7 тыс. рабочих приняли встречные планы и дополнительные социалистические обязательства. Инициатор движения добился большого успеха, завершив личную пятилетку 5 марта 1979 г.

Свыше 5 тыс. передовиков производства ГПЗ-1 поддержали инициативу коллектива корпуса роликоподшипников: «Достичь уровень производительности труда десятой пятилетки — к 110 годовщине со дня рождения В. И. Ленина».

На заводе поддержан почин передовой шлифовщицы В. В. Юриной под девизом: «Ни одного отстающего рядом». В принятых ею обязательствах следующие пункты: личную пятилетку завершить к 110-й годовщине со дня рождения В. И. Ленина, дать дополнительно 650 тыс. колес, выполнить план 1979 г.

к 7 ноября, повысить производительность труда на 3,5%, изготовлять продукцию без дефектов, обучить профессии одну шлифовщицу.

На ГПЗ-4 коллектив цеха прутковых шариковых подшипников выступил с инициативой: «Весь прирост объема производства десятой пятилетки — на основе повышения эффективности производства и качества труда» и обязался пятилетний план выполнить досрочно к 7 ноября 1980 г., выпустить к концу пятилетки каждый второй подшипник с государственным Знаком качества. Инициативу поддержали 26 цехов, 163 коллектива старших мастеров, 460 мастеров, 475 бригад. Почин бригады З. М. Зуйковой: «Задание пятилетки — к 110-й годовщине со дня рождения В. И. Ленина» поддержан в 14 коллективах цехов, в 176 бригадах. На ГПЗ-8 этот почин поддержали коллективы 25 цехов и 125 участков, на ГПЗ-15 — 210 коллективов цехов, участков, смен и бригад.

Инициатива коллектива отрезного участка автоматного цеха ГПЗ-10, которым руководит лауреат Государственной премии СССР 1978 г. А. А. Шапко, выступившего с починим: «Каждому станку — паспорт эффективности», способствует развитию движения: «Работать без отстающих». Паспорт эффективности — это подробная и всесторонняя характеристика станка, отражающая, помимо общих сведений о станке, причины всех его простоев.

Подробная детализация причин простоев станка позволяет после анализа итогов работы оборудования оперативно намечать и осуществлять меры для устранения потерь. Графики планово-предупредительных ремонтов, профилактических осмотров станков согласовываются с таким расчетом, чтобы потери времени были минимальными, т. е. работа служб механика, энергетика, инструментального хозяйства строго подчинена производственному ритму основного производства. В результате внедрения этого почина на заводе учитываются особенности работы того или иного коллектива. Например, в цехах автоматах паспорт эффективности заведен не на отдельные станки, а на автоматические линии в целом, в шлифовально-сборочном цехе — на короткие автоматические линии. Экономический эффект почина очевиден. За 1976—1978 гг. коллектив участка, возглавляемый А. А. Шапко, добился увеличения прироста выпуска продукции на 18,4%, коэффициент сменности на участке повысился с 1,49 до 1,82, производительность труда составила 117,2%, сдача продукции с первого предъявления — 97%, сверх задания было выпущено продукции на 540 тыс. руб.

В настоящее время под девизом: «Каждому станку — паспорт эффективности» работают 2730 человек с охватом 96% оборудования.

Инициатива А. А. Шапко одобрена Ростовским обкомом КПСС, на заводе создана и действует областная школа по изучению и распространению опыта работы по паспортам эффективности, в которой уже прошли обучение более 2 тыс. командиров производства, свыше 5 тыс. рабочих.

Борьба за эффективность производства, досрочное выполнение планов и социалистических обязательств неотделима от борьбы за повышение качества, надежности и долговечности подшипников. На качество подшипников влияют многие факторы, но важнейшим из них является мастерство рабочих, их технический уровень, степень профессиональной подготовки. Конкретные инициативы: «Пятилетка качества — рабочую гарантию», «Совет рабочего — лучший контролер» стали правилом и в работе большинства коллективов отрасли.

Изготовление подшипников государственным Знаком ка-

чества в 1978 г. на ГПЗ-1 составило 36,5% общего их выпуска. На ГПЗ-3 в прошлом году подшипникам 220 типоразмеров присвоен государственный Знак качества, потери от брака сократились на 22,1%, удельный вес продукции высшей категории качества в общем объеме производства составил 14,9%. На ГПЗ-4 присвоен государственный Знак качества подшипникам 72 типоразмеров, на ГПЗ-5 — 23. На ГПЗ-15 выпускаются подшипники 26 типоразмеров с государственным Знаком качества, что составляет свыше 30% всей продукции, сдача продукции ОТК с первого предъявления составила 9% и т. д.

Большая роль в движении: «Работать без отстающих» принадлежит наставничеству. На ГПЗ-23 подтягивают новых сотрудников до своего профессионального уровня 179 наставников. Они обязались помогать своим товарищам трудиться так, чтобы на каждом рабочем месте достигнуть высокой эффективности, обеспечить хорошее качество продукции. На ГПЗ-4 трудится 1109 шефов-наставников, в результате их шефства число рабочих, не выполняющих нормы выработки, снизилось на 13%. На ГПЗ-15 существует наставничество двух видов: индивидуальное и бригадное, здесь сложилась и организованная структура наставничества — цеховая группа, в крупных цехах — совет наставников. Совет наставников завода — основной рабочий орган, действующий на общественных началах, он имеет четыре сектора: организационный, производственный, культурно-массовый и спортивный. При парткоме завода организована и действует по 24-часовой программе школа наставников.

Особое внимание в отрасли уделяется борьбе за наивысшие конечные результаты, за наилучший суммарный эффект производства. Как известно, в выпуске подшипника занято большое количество рабочих, участвующих во многих технологических операциях, взаимосвязанных между собой. И от того, как работал каждый, зависит конечный результат работы всего коллектива.

Такой опыт в организации соревнования по технологическим цепочкам за достижение наивысших результатов, за повышение эффективности производства и качества продукции накоплен коллективом ГПЗ-23. По примеру передовых московских предприятий бригада депутата Верховного Совета СССР, наладчика С. А. Котина выступила в 1976 г. с инициативой организации соревнования по технологическим цепочкам.

Целенаправленная работа по внедрению сквозного соревнования стала возможна в результате работы, проведенной администрацией и общественными организациями, разъяснению среди рабочих сути этого соревнования, разработке и согласованию между исполнителями организационных мероприятий и контроля за их выполнением.

В 1976 г. семь бригад основного производства заключили между собой договор о содружестве. Цель договора — присвоение подшипнику серии 309 государственного Знака качества. В настоящее время этот договор подписали 15 бригад и 8 отделов. В конце 1978 г. организовано социалистическое соревнование по второй технологической цепочке с целью организации образцового технологического потока производства подшипников серии 205 и 306. Заинтересованность этих коллективов и в конечных результатах создает условия для их прочных связей, помогает своевременно выявлять дефекты и принимать необходимые меры по их устранению. Если раньше рабочие, выпускающие подшипник, не знали друг друга и не были связаны между собой, то теперь все: токари, шлифовщики, сборщики — объединены в поток, действуя по принципу: «Из рук в руки». Широко практикуется оказание взаимной помощи между участниками цепочек, создана обстановка товарищеской поддержки. Участники соревнования стремятся к выполнению обязательств не только на каждом рабочем месте, но и в целом по участкам и цепочкам. Постоянные контакты, взаимодействие и взаимопомощь участников соревнования улучшают и исполнительскую дисциплину всего коллектива.

Активную роль в организации сквозного соревнования играют инженерно-технические работники. Отделы принимают обязательства и заключают договоры на оказание помощи цепочкам во внедрении передовой технологии, участвуют в мероприятиях по повышению качества продукции, технического уровня производства.

Инженерно-технические работники выступили с инициативой инженерной поддержки коллективов цехов и бригад. Так, отдел главного технолога обязался постоянно совершенствовать технологию изготовления подшипников и технологической оснастки, отдел главного метролога — обеспечить своевременную и достоверную юстировку и наладку оптико-механических приборов, отдел материально-технического снабжения — 100-процентное обеспечение необходимыми трубами, проволокой и т. д.

Итоги трех лет работы показали, что договоры полностью оправдали себя. Так, бригада С. А. Котина годовой план по

нормо-часам выполнила к 7 октября, годовичные принятия новой Конституции СССР, по количеству — к 20 декабря, сверх плана выпущено 76 тыс. колец. Бригада инструментального цеха, возглавляемая Н. Куцем, не получила за год ни одной претензии, одной из первых выполнила план трех лет пятилетки, а бригадир выполнил задание пятилетки в ноябре 1978 г.

На ГПЗ-3 созданы сквозные бригады высокого качества с оплатой по конечной операции. Впервые они возникли в роликовом цехе. В настоящее время на заводе работает 303 бригады, которые объединяют 3800 человек, от внедрения методов работы этих бригад получен большой экономический эффект. Новая оплата труда заинтересовывает рабочих в общих конечных результатах работы коллектива, поэтому улучшается использование рабочего времени, рабочие равномерно загружаются, ликвидируются потери рабочего времени, связанные со сдачей и приемом смен, появляются совмещение профессий, возможность свободно маневрировать рабочей силой и выполнить те же объемы работ при меньшем числе работающих. Организация бригад с оплатой по конечной операции сопровождается уменьшением брака, так как общая материальная ответственность за брак вызывает коллективный взаимоконтроль. При переходе на коллективную оплату упрощаются и улучшаются учет, первичная документация и вся организация внутризаводского хозяйственного расчета. Коллективная форма соревнования создает благоприятную обстановку для общественного контроля за выполнением установленных заданий бригадой в целом, способствует развитию коллективизма, товарищества и взаимопомощи. Широкому распространению сквозных бригад способствует проведение смотров-конкурсов на лучшую работу по организации социалистического соревнования сквозных бригад.

Так, в период проведения конкурса было вновь организовано 84 бригады, в которые вошло 1096 производственных рабочих. На заводе проведено 16 специальных совещаний, посвященных организации сквозных бригад. Были заслушаны сообщения 24 начальников цехов и 10 руководителей отделов. За время конкурса родилась новая инициатива — сквозное соревнование, т. е. бригады заключили договоры по технологической цепочке о ликвидации претензий и взаимной помощи. Инициаторами этого почина выступили передовые коллективы сквозных бригад: Н. А. Богатова и Н. Я. Селиванова из роликового цеха № 24. Они заключили договор со сквозными бригадами заготовительного отделения.

Каждый рабочий этих бригад гарантирует высокое качество своей работы по всей технологической цепочке от получения заготовки до конечной обработки деталей. Расчеты показали, что эта форма соревнования даст возможность бригадам в течение года увеличить выпуск годной продукции на 4,5%, повысить производительность труда на 5,2%. Отличные показатели получили многие сквозные бригады высокого качества с оплатой по конечному результату. Так, в бригаде шлифования мелких роликов, возглавляемой лауреатом Государственной премии СССР 1978 г. Н. А. Богатовым, выпуск деталей вырос в 1,8 раза, число работающих уменьшилось с 25 до 13, производительность труда увеличилась в 3,4 раза. Сквозная бригада В. Д. Демина, которая охватывает весь токарно-отделочный участок в цехе малогабаритных подшипников № 53, повысила производительность по сравнению с 1977 г. на 7%, увеличила выпуск продукции на 8,5%, сократила брак в 2 раза. В роликовом цехе число работающих было сокращено на 326 человек, объем производства увеличился в 2,5 раза, производительность труда возросла в 3,5 раза, средняя заработная плата увеличилась на 35,9%, потери от брака сократились в 6,3 раза.

В соревновании вовлекаются широкие круги специалистов, инженерно-технических работников. Разработка и внедрение их личных творческих планов осуществляются по двум направлениям: решение текущих технологических и организационных вопросов, которые прежде всего обуславливают выполнение плана, помогают ликвидировать «узкие места», а также решение перспективных проблем технического прогресса, совершенствование основных, принципиальных направлений работы завода, определяющих пути развития техники и технологии. Например, на ГПЗ-23 по личным творческим планам рабочих свыше 1300 человек. Развивая начин специалистов Московского автозавода им. И. А. Лихачева: «Рабочей инициативе — инженерную поддержку», заводские инженеры, конструкторы, технологи обязались оказать практическую помощь рабочим, бригадам, участкам, которые приняли на себя напряженные социалистические обязательства.

В трудовых коллективах ГПЗ-1 соревнование идет под девизами: «Пятилетке качества — рабочую гарантию», «Рабочей инициативе — инженерное обеспечение»; развивая его, завод заключил договор с коллективами Московского специального конструкторского бюро автоматических линий и специальных станков, а также Московского ОКБ СА, Московского завода



автоматических линий им. 50-летия СССР, завода «Калибр» и др. о творческом содружестве под девизом: «Гарантию качества — от проекта до изделия».

Социалистическое соревнование под девизом: «Гарантию качества — от проекта до изделия» направлено на улучшение качества продукции на всех этапах ее создания. При этом надлежит повысить эффективность прогрессивных конструкторских разработок проведения мероприятий по совершенствованию технологии изготовления продукции, используя последние достижения науки и техники.

Соревнуясь за высокую эффективность производства и качество работы, подшипниковцы большое значение придают укреплению режима экономии металла на каждом рабочем месте. Ежегодно на заводах принимаются социалистические обязательства по экономии металла. Так, в обязательствах на 1979 г. решили сэкономить: на ГПЗ-9 1800 т металла, на ГПЗ-3 — 1400 т, на ГПЗ-4 — 1420 т, на ГПЗ-15 — 700 т, на ГПЗ-20 — 290 т и т. д. Ежегодно мероприятия по экономии металла включаются в заводские планы организационно-технических мероприятий.

Эффективным направлением экономии стало применение полимерных материалов в деталях подшипников вместо проката черных металлов. Большое внимание уделяется на заводах снижению объема свободнойковки на молотах путем совершенствования технологии. На поточной механизированной линии ГПЗ-3 совершенствование технологии изготовления поковок дало годовую экономию металла на сумму около 100 тыс. руб.

Хорошие результаты в экономии дает сотрудничество ученых с заводскими специалистами. Совместно с ВНИИметмашем под руководством акад. А. И. Целикова на ГПЗ-1 созданы и внедрены новые прогрессивные процессы горячей поперечно-винтовой прокатки заготовок подшипников и шаров на специальных прокатных станках. Расход металла снизился на 10—15%, а производительность труда возросла в 5—8 раз.

Участвуя во Всесоюзном социалистическом соревновании за повышение эффективности и качества работы, успешное выполнение заданий десятой пятилетки, труженики подшипниковой промышленности направляют усилия на достижение наивысших результатов, успешное выполнение заданий десятой пятилетки.



УДК 629.113.004

## Аналитическое определение локальной температуры смазочного слоя укороченного подшипника скольжения коленчатого вала

Д-р техн. наук Р. П. ДОБРОГАЕВ, канд. техн. наук Л. Х. АРУСТАМОВ, Л. Ф. МОКЕРОВ  
Московский автомеханический институт

ПРИ РАСЧЕТЕ подшипников скольжения и оценке их теплового состояния часто допускают, что вязкость масла в любой точке смазочного слоя постоянна. Однако по результатам многих теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расчеты, основанные на использовании некоторой средней вязкости масла, не всегда позволяют точно определить несущую способность масляной пленки, а также с достаточной степенью точности оценить температурное состояние подшипника [1—3]. Так, по данным работы [2], разница в результатах расчетов несущей способности смазочного слоя без учета переменной вязкости масла и с учетом ее составляет 25% и более. Несмотря на это, большинство разработанных к настоящему времени методов, позволяющих учитывать переменность вязкости масла в смазочном слое, не получило широкого распространения при расчетах. Причина заключается в том, что для реализации данных методов необходимо совместно решать уравнения течения и теплопереноса, а это связано со значительными математическими трудностями и требует применения мощной вычислительной техники. Для подшипников с малым отношением длины  $l$  к диаметру  $d$  ( $\lambda = l/d < 0,35$ ), применение которых в определенных случаях может привести к значительному снижению удельной массы двигателя, можно существенно упростить рассматриваемую задачу. По укороченным подшипникам имеется ограниченное количество расчетного и экспериментального материала. Вследствие этого возникает необходимость проводить прикидочные и многовариантные расчеты таких подшипников с целью выявления оптимальной величины тех или иных параметров подшипника и его смазочного слоя. Удобный способ для проведения таких расчетов может быть основан на методике, предложенной Б. Хекансеном [1], который решал уравнение притока тепла, приведенное к виду

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} \left( \frac{H}{2} - \frac{H^3}{12\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} \frac{H^3}{12\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial Z} = \frac{\mu_0}{H} + \frac{H^3}{12\mu_0} \left[ \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right)^2 \right], \quad (1)$$

совместно с уравнением Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{H^3}{\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( \frac{H^3}{\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (2)$$

6 методом конечных разностей с применением расчетной сетки, содержащей 150 узлов. При этом предполагается, что тепло-

передача в стенке отсутствует. В уравнениях (1) и (2) и на рис. 1 приняты следующие обозначения:

- $T$  — температура;
- $c$  — удельная теплоемкость масла;
- $\rho$  — плотность масла;
- $t, t_1$  — соответственно температуры масла в данной точке и на входе в подшипник;
- $\varphi$  — безразмерная координата по окружности подшипника;
- $Z$  — безразмерная координата в осевом направлении;
- $\Pi = p \psi^2 / \mu_1 \omega$  — безразмерное давление;
- $p$  — гидродинамическое давление жидкости;
- $\psi = \delta / r$  — относительный зазор;
- $\omega$  — угловая скорость вала;
- $\mu_0 = \mu / \mu_1$  — безразмерная вязкость масла;
- $\mu, \mu_1$  — соответственно вязкости масла в данной точке и на входе в подшипник;
- $\chi = e / \delta$  — относительный эксцентриситет;
- $\delta = r_1 - r$  — радиальный зазор;
- $H = 1 + \chi \cos \varphi$  — безразмерная толщина смазочного слоя.

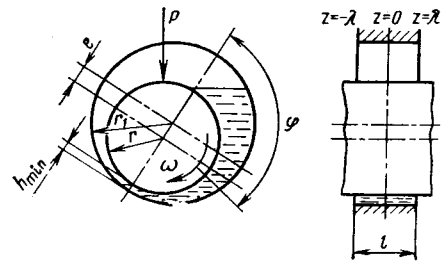


Рис. 1

Для центральной плоскости подшипника, т. е. плоскости, перпендикулярной оси подшипника и проходящей через его середину,  $\partial \Pi / \partial Z = 0$ , и уравнение (1) принимает вид

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} \left( \frac{H}{2} - \frac{H^3}{12\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) = \frac{\mu_0}{H} + \frac{H^3}{12\mu_0} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right)^2 \quad (3)$$

Если ввести обозначение

$$C = \frac{H^3}{6\mu_0} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}, \quad (4)$$



то уравнение (3) можно привести к следующему виду:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{2\mu_0}{H^2} \left( \frac{1 + 3C^2}{1 - C} \right). \quad (5)$$

Проанализируем изменение величины  $C$  в зависимости от  $\chi$ ,  $\lambda$  и  $\varphi$ . Для упрощения анализа условно примем  $\mu_0 = \text{const}$ , что вполне допустимо, поскольку анализ будет лишь предварительным. Согласно работе [4] функцию распределения давления для центральной плоскости подшипника можно записать в виде

$$P = 3\lambda^2 \mu_0 \frac{\chi \sin \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^3}. \quad (6)$$

Дифференцируя последнее равенство и подставляя результат в равенство (4) с учетом того, что  $H = 1 + \chi \cos \varphi$ , получим

$$C = 0,5\lambda^2 \frac{\chi \cos \varphi + \chi^2 \cos^2 \varphi + 3\chi^2 \sin^2 \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^2}. \quad (7)$$

$\lambda$	$\chi$	$C$		
		$\varphi = 0$	$\varphi = \pi/2$	$\varphi = \pi$
0,15	0,3	0,003	0,003	0,004
	0,6	0,004	0,012	0,017
	0,9	0,005	0,028	0,101
0,25	0,3	0,008	0,008	0,012
	0,6	0,012	0,034	0,047
	0,9	0,014	0,076	0,281
0,35	0,3	0,015	0,015	0,024
	0,6	0,024	0,067	0,092
	0,9	0,028	0,150	0,551

В таблице приведены значения параметра  $C$  для трех точек на окружности подшипника. Из этой таблицы следует, что по мере уменьшения относительной длины подшипника  $\lambda$  и относительного эксцентриситета  $\chi$  величина параметра  $C$  стремится к нулю.

Приведенные в таблице данные свидетельствуют о возможности пренебрегать величиной  $C$  при малых значениях  $\chi$  и  $\lambda$ . Тогда уравнение (5) решается аналитически. При этом зависимость вязкости от температуры определится по экспоненциальному соотношению

$$\mu_0 = e^{-\eta T}, \quad (8)$$

где  $\eta = \beta \mu_0 / c \rho \psi^2$  — безразмерный температурный коэффициент вязкости;  
 $\beta$  — температурный коэффициент вязкости масла.

С учетом зависимости (8), если  $T=0$  при  $\varphi=0$ , уравнение (5) решается следующим образом:

$$e^{\eta T} = 1 + \frac{2\eta}{(1 - \chi^2)^{3/2}} \left( 2 \operatorname{arctg} \frac{1 - \chi}{\sqrt{1 - \chi^2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} - \frac{\chi \sin \varphi \sqrt{1 - \chi^2}}{1 + \chi \cos \varphi} \right). \quad (9)$$

Первый член выражения в скобках эквивалентен

$$2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{1 - \chi}{\sqrt{1 - \chi^2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \operatorname{arc} \cos \frac{\chi + \cos \varphi}{1 + \chi \cos \varphi} = \xi. \quad (10)$$

Тогда безразмерная температура в любой точке по окружности подшипника определится из выражения

$$T = \frac{1}{\eta} \ln \left[ 1 + \frac{2\eta}{(1 - \chi^2)^{3/2}} (\xi - \chi \sin \varphi \sin \xi) \right], \quad (11)$$

а соответствующая ей вязкость

$$\mu_0 = \left[ 1 + \frac{2\eta}{(1 - \chi^2)^{3/2}} (\xi - \chi \sin \varphi \sin \xi) \right]. \quad (12)$$

На рис. 2 показано распределение температуры в смазочном слое по направлению  $\varphi$  для подшипника с параметрами  $d = 100$  мм;  $\psi = 0,001$ ;  $t_1 = 85^\circ\text{C}$ ; сорт масла М10Г при различных значениях относительного эксцентриситета  $\chi$  и скорости сколь-

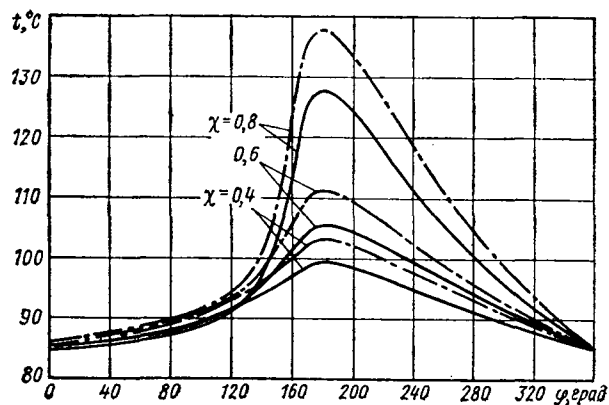


Рис. 2

жения подшипника  $u = 18$  м/с (штриховые линии) и  $u = 14$  м/с (сплошные линии).

Уравнение (12) можно использовать для расчета нагруженности и других гидродинамических параметров подшипников малой относительной длины. При этом отпадает необходимость совместно решать уравнение притока тепла и уравнение Рейнольдса, так как значение  $\mu_0$ , необходимое при решении последнего, можно определять непосредственно по зависимости (12). Это дает возможность не решать уравнения теплового баланса, что значительно упрощает весь расчет подшипника. Погрешность, вызываемая тем, что нельзя учесть переменность температуры в направлении  $Z$  (параллельно оси подшипника), незначительна [1] и снижается по мере уменьшения относительной длины подшипника. Таким образом, предлагаемый метод можно использовать для:

- 1) предварительных и многовариантных расчетов с целью нахождения оптимальной величины тех или иных гидродинамических и конструктивных параметров подшипника при последующем уточнении расчета по одному из классических методов;
- 2) оценки теплового состояния смазочного слоя подшипника и определения максимальной температуры, развивающейся в нем.

Рассмотрим несущую способность смазочного слоя подшипника. В данном случае она будет являться функцией не только относительного эксцентриситета и относительной длины, но также и вязкостно-температурного параметра  $\eta$ . В общем случае коэффициент нагруженности, характеризующий несущую способность смазочного слоя, определяется из выражения

$$\Phi_1 = \frac{p \psi^2}{\mu_1 \omega} = \frac{1}{4\lambda} \sqrt{\Phi_{1X}^2 + \Phi_{1Y}^2}, \quad (13)$$

где  $\Phi_{1X} = - \int_{-\lambda}^{\lambda} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi, Z) \cos \varphi d\varphi dZ$  — проекция несущей способности смазочного слоя на линию центров вала и подшипника;

$$\Phi_{1Y} = \int_{-\lambda}^{\lambda} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi, Z) \sin \varphi d\varphi dZ$$

— проекция несущей способности смазочного слоя на направление, перпендикулярное линии центров.

Если для определения  $P(\varphi, Z)$  использовать уравнение Рейнольдса в форме, предложенной в работе [4], то выражения для  $\Phi_{1X}$  и  $\Phi_{1Y}$  с учетом зависимости (12) примут вид

$$\Phi_{1X} = -4\lambda^3 \times$$

$$\times \int_0^\pi \frac{\chi \sin \varphi \cos \varphi d\varphi}{\left[ 1 + \frac{2\eta}{(1 - \chi^2)^{3/2}} (\xi - \chi \sin \varphi \sin \xi) \right] (1 + \chi \cos \varphi)^3};$$

$$\Phi_{1Y} = 4\lambda^3 \times \quad (14)$$

$$\times \int_0^\pi \frac{\chi \sin^2 \varphi}{\left[ 1 + \frac{2\eta}{(1 - \chi^2)^{3/2}} (\xi - \chi \sin \varphi \sin \xi) \right] (1 + \chi \cos \varphi)^3}.$$

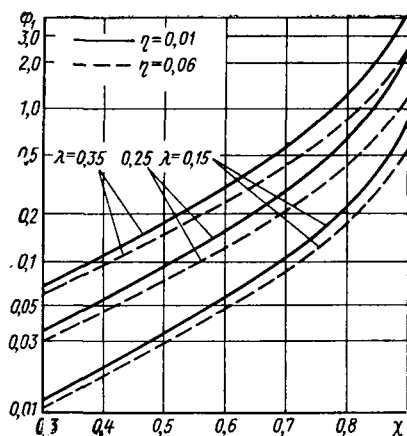


Рис. 3

Вычисление интегралов в формулах (14) при использовании ЭВМ любой модели не представляет затруднений. Значения несущей способности, получаемые по выражениям (13) и (14), хорошо согласуются с данными, полученными Б. Хекансеном. Для отношений  $l/d < 0,5$  им представлены результаты расчета только для одного значения относительной длины ( $l/d = 0,25$ ).

Вязкостно-температурный коэффициент, величину которого необходимо знать при расчете,

$$\eta = \frac{\ln \mu_0(100)}{T(100)}. \quad (15)$$

где  $\mu_0(100)$  — безразмерная вязкость масла при  $100^\circ\text{C}$ ;

$T(100)$  — безразмерная температура при  $100^\circ\text{C}$ .

Значения  $\mu_0(100)$  и  $T(100)$  определяют по формулам, приведенным выше, а минимальную толщину смазочного слоя — из выражения

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \quad (16)$$

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента нагруженности  $\Phi_1$  от относительного эксцентриситета  $\chi$  для некоторых значений отношения  $l/d$  и коэффициента  $\eta$ .

Рассмотренный способ определения температуры и вязкости смазки можно использовать в соответствующей форме и при расчете динамически нагруженных подшипников скольжения методом вычисления траектории центра вала.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Håkansson B. Transactions of Chalmers University of Technology. Gothenburg, Sweden, № 298, 1965.
2. Захаров С. М., Эрдман В. Ф. О расчете теплопереноса в смазочном слое гидродинамического подшипника. — Межвузовский сб.: Контактнo-гидродинамическая теория смазки и ее применение в технике, КуАИ, 1977.
3. Сейгер А., Эззат Г. Термодинамические явления в пленке жидкой смазки. — Проблемы трения и смазки, 1973, № 2.
4. Ocvrk F. W., Du Bois G. B. Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings. Washington, Government printing office, 1953.

УДК 629.113:621.43.004

## Измерение дымности отработавших газов на режиме свободного ускорения автомобиля с дизелем

Е. В. ПАРФЕНОВ

Государственный научно-исследовательский институт автомобильного транспорта

**ПРАВИЛАМИ** № 24 ЕЭК ООН, ГОСТ 21393—75, ГОСТ 19025—73 и другими нормативными документами регламентировано измерение дымности отработавших газов на режиме свободного ускорения автомобиля. При этом используют приборы, принцип действия которых основан на фотоэлектрической регистрации степени ослабления светового потока аэрозолями отработавших газов. Приборы с этим принципом действия подразделяются на два типа: дымомеры с поперечным просвечиванием отработавших газов на выходе из выпускной трубы автомобиля («Мерлин», ИДА-106 «Атлас», SM-2 и др.); дымомеры с просвечиванием отработавших газов в мерной трубе («Хартридж», RDM-4, K-408 и др.).

Рассмотрим влияние данных типов дымомеров на оценку величины дымности. Возможны два случая: дымность — величина постоянная и дымность — величина переменная. Введем следующие допущения.

1. Поток отработавших газов в выпускной, пробоотборной и измерительной системах двигателя и дымомера неразрывен, отсутствуют все виды переноса вещества, кроме молярного.

2. Элементарный слой отработавших газов, имеющий на выходе из выпускной системы для момента времени  $t_i$  показатель поглощения  $K_m(t_i)$ , поступает в мерную трубу в момент времени  $t_i + t_z$  с показателем поглощения  $K_x(t_i + t_z)$ , равным  $K_m(t_i)$ , где  $t_z$  — время, необходимое для прохождения отработавших газов из выпускной системы в мерную трубу дымомера. В дальнейшем для удобства сравнения значений функций  $K_x(t_i + t_z)$  и  $K_m(t_i)$  величина  $t_z$  принята равной нулю.

3. Оптическая плотность отработавшего газа по сечению мерной трубы постоянна, и анализируемый объем представляет собой цилиндр.

4. Скорость движения отработавших газов в мерной трубе постоянна.

Тогда при постоянной дымности концентрация аэрозолей в каждом элементарном объеме отработавшего газа одинакова, также показатели поглощения любого слоя отработавших газов определенной толщины  $l_i$  в выпускной, пробоотборной и измерительной системах равны. Измерив величину дымности  $D_m$  дымомерами первого типа и  $D_x$  дымомерами второго типа и определив соответственно толщину просвечиваемого слоя отрабо-

тавших газов  $l_m$  и  $l_x$ , можно привести показания этих приборов к одному значению

$$K = -\frac{1}{l_m} \ln \left( 1 - \frac{D_m}{100} \right) = -\frac{1}{l_x} \ln \left( 1 - \frac{D_x}{100} \right). \quad (1)$$

Выражение (1) справедливо для сравнения показаний дымомеров, в которых используются источники света и фотоэлементы с одинаковыми физическими характеристиками. Кроме того, величина  $D_x$  должна быть измерена в заполненной отработавшими газами мерной трубе.

При переменной дымности концентрация аэрозолей в элементарном объеме отработавшего газа или величина показателя поглощения в слое толщиной  $l_i$  меняются с течением времени. Одновременно, в слоях одинаковой толщины, равномерно распределенных по длине мерной трубы, концентрация аэрозолей и величина показателя поглощения переменны. Вместе с тем величина дымности будет характеризоваться средним значением показателя поглощения по всей длине мерной трубы на момент времени  $t_i$ .

Инерционность различных систем дымомеров может быть высокой для быстро меняющихся концентраций аэрозолей. Все это приведет к возникновению динамических погрешностей измерения. Точность измерения во многом будет определяться инерционностью действия датчика, регистрирующего прибора и степенью осреднения показателя поглощения по длине мерной трубы. По этой причине привести показания различных типов дымомеров к одному значению при оценке переменной величины дымности по формуле (1) нельзя.

Для установления взаимосвязи в оценке переменной величины дымности дымомерами различных типов опишем физические явления, возникающие в процессе измерения, в математической форме.

Пусть дымность отработавших газов  $D_b$ , произвольно меняющаяся с течением времени, измеряется дымомером первого типа с применением безынерционной регистрирующей аппаратуры. Подставляя в формулу (1) значение  $D_b$  в момент времени  $t_i$ , получим

$$K_m(t_i) = -\frac{1}{l_m} \ln \left( 1 - \frac{D_b(t_i)}{100} \right). \quad (2)$$

При анализе выражения (2) видим, что показатель поглощения при измерении переменной величины дымности приборами первого типа с применением безынерционной регистрирующей аппаратуры адекватно отражает характеристику дымности  $D_b(t_i)$ . Зная  $D_b(t_i)$  и  $l_m$ , можно однозначно определить величину  $K_m(t_i)$ . Наряду с этим возможно приведение значений  $D_b(t_i)$  и  $K_m(t_i)$  в случае различных  $l_m$ .

При измерении переменной дымности  $D_b$  приборами второго типа безынерционная регистрирующая аппаратура будет фиксировать трансформированное значение функции  $D_b$ , получаемое в результате инерционности заполнения отработавшими газами мерной трубы, а также из-за осреднения показателя поглощения  $K_x$  по всей длине мерной трубы. В общем виде показатель поглощения  $K_x(t_i)$ , измеренный дымомером второго типа, может быть связан с показателем поглощения  $K_m(t_i)$ , измеренным дымомером первого типа, следующей функциональной зависимостью:

$$K_x(t_i) = \frac{\int_{t_1}^{t_2} K_m(t) dt}{t_2 - t_1} \quad (3)$$

Это выражение справедливо при  $t_2 - t_1 = \Delta t$  (где  $\Delta t$  — время заполнения мерной трубы отработавшими газами).

Дымность на режиме свободного ускорения, длящемся 1—2 с, является переменной величиной [1], поэтому процесс измерения дымности приборами с мерной трубой представляет собой совокупность трех частных случаев: начало заполнения мерной трубы отработавшими газами; мерная труба заполнена; отработавший газ вытесняется из мерной трубы.

На рис. 1 показан характер заполнения мерной трубы отработавшими газами для данных случаев при свободном ускорении дизеля в течение  $t_p$  с. В интервале времени от 0 до  $t_n$  идет заполнение мерной трубы отработавшими газами, за время от  $t_n$  до  $t_p$  мерная труба заполняется по всей длине  $l$ , в период от  $t_p$  до  $t_k$  отработавший газ вытесняется из мерной трубы.

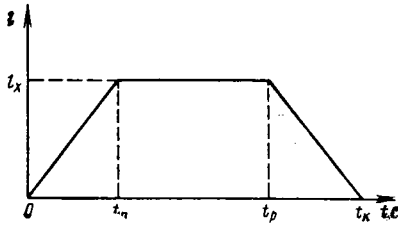


Рис. 1

В соответствии с этим пределы интегрирования выражения

$\int_{t_1}^{t_2} K_m(t) dt$  будут иметь вид:

в интервале от 0 до  $t_n$   
 $t_1 = 0, t_n \geq t_2 \geq 0;$

в интервале от  $t_n$  до  $t_p$   
 $t_p > t_2 > t_n, t_p - t_n > t_1 > 0;$   
 $t_2 - t_1 = t_n = \Delta t;$

в интервале от  $t_p$  до  $t_k$   
 $t_2 = t_p, t_p > t_1 > t_n.$

С учетом формулы (3) и пределов интеграла можно вычислить значение  $K_x$  при известных  $K_m$  и  $\Delta t$ .

Аналитическое сравнение величин  $K_x$  и  $K_m$  показывает наличие систематической ошибки измерения  $\delta_1$  переменной дымности  $D_b(t)$ . Для дымомеров с мерной трубой

$$\delta_1 = K_m(t) - \frac{\int_{t_1}^{t_2} K_m(t) dt}{\Delta t} \quad (4)$$

Эта ошибка является результатом инерционности заполнения мерной трубы отработавшими газами, а также происходящего осреднения показателя поглощения  $K_m$  по длине мерной трубы. Следовательно, при сравнении характеристик  $K_x(t)$  и  $K_m(t)$ , записанных безынерционной аппаратурой при одной и той же дымности  $D_b(t)$ , возникает систематическая ошибка измерения  $\delta_1$ .

Наряду с этим регистрация дымности на режиме свободного ускорения в дымомерах, как правило, осуществляется стрелочными гальванометрами. Из-

$$K_x(t) = \begin{cases} 2,08t^3 - 5t^2 + 6,5t & \text{для } 0,4 \geq t \geq 0; \\ 2,5t^2 - 5t + 3,53 & \text{для } 1,3 \geq t > 0,4; \\ -2,08t^3 + 7,5t^2 - 11,5t + 8,05 & \text{для } 1,7 \geq t > 1,3 \end{cases} \quad (14)$$

мерение стрелочными приборами переменного сигнала может привести к инерционным погрешностям, причиной которых являются наличие в гальванометрах сил трения, инерции и т. д.

Движение стрелки гальванометра описывается следующим уравнением [2]:

$$\ddot{\varphi} + 2h\dot{\varphi} + p^2\varphi = I(t), \quad (5)$$

где  $\varphi$  — угол поворота стрелки;

$h$  — коэффициент сопротивления;

$p$  — собственная частота колебаний стрелки;

$I(t)$  — величина тока, входящего в гальванометр.

Уравнение (5) представляет собой дифференциальное линейное неоднородное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. При решении этого уравнения возможны три случая:  $h=p$ ,  $h>p$ ,  $h<p$ . Случай  $h>p$  имеет малое практическое значение [2], поэтому решение проводилось для  $h=p$  и  $h<p$ .

С учетом того, что правая часть уравнения (5) представляет собой многочлен, а корни характеристического уравнения

$$\ddot{\varphi} + 2h\dot{\varphi} + p^2\varphi = 0 \quad (6)$$

не равны нулю, то для случая  $h<p$  имеем общее решение

$$\varphi_1(t) = e^{-ht}(C_1 \cos \sqrt{p^2 - h^2} t + C_2 \sin \sqrt{p^2 - h^2} t) + R, \quad (7)$$

а для  $h=p$

$$\varphi_2(t) = e^{-ht}(C_3 + C_4 t) + R, \quad (8)$$

где  $C_1, C_2, C_3, C_4$  — постоянные, определяемые из начальных условий;

$R$  — некоторый многочлен, имеющий одинаковую степень с многочленом  $I(t)$ .

Значения многочлена  $R$  находятся по методу неопределенных коэффициентов.

При отсутствии инерционных факторов  $\ddot{\varphi}=0$  и  $\dot{\varphi}=0$ , поэтому для дымомеров первого типа

$$\varphi(t) = \frac{I(t)}{p^2} = K_m(t). \quad (9)$$

Вычитая из выражения (9) уравнение (8) или (7), получим инерционные погрешности измерения дымности  $\delta_{2,3}$  в следующем виде:

$$\delta_2 = K_m(t) - e^{-ht}(C_1 \cos \sqrt{p^2 - h^2} t + C_2 \times \sin \sqrt{p^2 - h^2} t) - R \quad (10)$$

и

$$\delta_3 = K_m(t) - e^{-ht}(C_3 + C_4 t) - R. \quad (11)$$

Аналогично находятся погрешности измерения дымности для дымомеров второго типа.

Считая движение  $\varphi_x(t)$  стрелки гальванометра функцией отклика на входной сигнал  $K_x(t)$  и одновременно отмечая, что  $K_x(t)$  является в соответствии с формулой (3) функцией отклика на входной сигнал  $K_m(t)$ , в общем случае для дымомеров второго типа получим

$$\ddot{\varphi}_x + 2h\dot{\varphi}_x + p^2\varphi_x = p^2 \frac{\int_{t_1}^{t_2} K_m(t) dt}{\Delta t}, \quad (12)$$

$$\text{где } p^2 \frac{\int_{t_1}^{t_2} K_m(t) dt}{\Delta t} = I_x(t) = p^2 K_x(t). \quad (13)$$

Уравнение (12) является математической моделью процесса измерения дымности отработавших газов на режиме свободного ускорения дымомерами с мерной трубой. С помощью этой модели можно установить взаимосвязь между измерениями дымности  $D_b(t)$  дымомерами первого и второго типов.

Экспериментально определенные величины  $K_m(t)$ ,  $\Delta t$ ,  $h$ ,  $p$  были подставлены в уравнения (3) и (12). В результате решения этих уравнений получены зависимости  $K_x(t)$  и  $\varphi_x(t)$  в следующем виде:

$$\varphi_x(t) = \begin{cases} (5,8 + 9,38t)e^{-4t} + 2,08t^3 - 8,12t^2 + 13,82t - 5,8 & \text{для } 0,4 > t > 0; \\ (-4,35 - 37,2t)e^{-4t} + 2,5t^3 - 7,5t + 6,97 & \text{для } 1,3 > t > 0,4; \\ (-277 - 477t)e^{-4t} + 2,08t^3 + 10,62t^2 - 21,34t + 17,4 & \text{для } 1,7 > t > 1,3; \\ (-3060 + 2325t)e^{-4t} & \text{для } t > 1,7. \end{cases} \quad (15)$$

Задавая произвольные значения аргументу  $t$  и подставляя их в уравнения (14) и (15), получили (рис. 2) теоретические графики изменения функций  $K_x(t)$  и  $\varphi_x(t)$  при заданном  $K_m(t)$ .

Кривая 1 представляет собой записанную на диаграмму быстрогодействующего малонинерционного самописца Н-327-3 характеристику  $K_m(t)$ . Функция имеет максимальное значение в момент  $t=0$ .

В это время начинается процесс свободного ускорения двигателя. В точке  $t=0,8$  с, там, где  $K'_m(t) = 0$ ,



Рис. 2

значение  $K_m(t)$  минимально. Функция  $K_m(t)$  находится в интервале  $0-1,3$  с, что соответствует продолжительности режима свободного ускорения.

Кривая 2 характеризует изменение  $K_x(t)$ . Максимум функции находится в момент  $t=0,4$  с. Функция меняется в интервале  $0-1,7$  с.

При сравнении кривых 1 и 2 видно наличие сильного влияния на процесс измерения дымности во время свободного ускорения типа применяемого прибора. Отличие кривых 1 и 2 объясняется инерционностью заполнения мерной трубы отработавшими газами.

Кривая 3 определяет зависимость положения стрелки микроамперметра  $\varphi_x(t)$  от функции  $K_x(t)$ . Максимальное значение  $\varphi_x(t)$  находится в момент  $t=0,96$  с. Формально из формулы (15) значение  $\varphi_x(t)$  лежит в интервале от 0 до  $\infty$ . Однако даже в точке, соответствующей  $t=3$  с, значение  $\varphi_x(t) < 1\%$ .

При сравнении кривых 2 и 3 видно, что максимальное значение  $\varphi_x(t)$  (максимальное отклонение стрелки микроамперметра) меньше максимального значения  $K_x(t)$ . Отличие  $\varphi_x(t)$  и  $K_x(t)$  по амплитуде и по фазе показывает наличие инерционности микроамперметра.

Кроме того, максимальное значение  $\varphi_x(t)$ , обозначенное на рис. 2 буквой  $M$ , является в существующих методиках измерения дымности на режиме свободного ускорения критерием оцен-

ки. Именно максимальное отклонение стрелки фиксируется при измерениях, поэтому значение дымности в точке  $M$  часто ошибочно принимают за истинную максимальную величину дымности.

Следует обратить особое внимание на протекание кривых 1, 2, 3 при  $t > 1$  с. Кривые 1 и 2 заметно возрастают, что соответствует работе двигателя на повышенной частоте вращения коленчатого вала при увеличенном выбросе в атмосферу аэрозольных частиц с отработавшими газами. Однако кривая 3 начинает снижаться, что вызвано инерционными явлениями в микроамперметре.

В соответствии со спецификой образования аэрозолей в цилиндрах дизеля (на пониженной частоте вращения дымность, как правило, выше) на максимальное значение  $\varphi_x(t)$  активное влияние оказывает величина  $K_x(t)$  в интервале  $0-0,9$  с, менее активное — в интервале  $1-1,3$  с. Лишь интенсивное возрастание функции  $K_x(t)$  в интервале  $1-1,3$  с может вызвать увеличение максимального отклонения стрелки микроамперметра.

С целью проверки соответствия математической модели экспериментальным данным определили характеристики  $K_x(t)$  и  $\varphi_x(t)$  при заданной функции  $K_m(t)$ . Для этого характеристика  $K_x(t)$  была записана на диаграмму самописца Н-327-3 (кривая 4 на рис. 2). Характеристику движения  $\varphi_x(t)$  определяли путем киносъемки зеркальной кинокамерой «Болекс» с короткофокусным объективом «Вега» (кривая 5 на рис. 2).

Сравнение полученных экспериментальных характеристик с теоретическими, рассчитанными по формулам (14) и (15), показывает, что математическое описание с достаточной степенью достоверности отражает процесс изменения дымности на режиме свободного ускорения автомобиля с дизелем дымомерами, снабженными мерной трубой.

Таким образом, при измерении переменной дымности дымомерами с мерной трубой появляется систематическая ошибка  $\delta_1$ , являющаяся следствием инерционности заполнения и вытеснения отработавшего газа из мерной трубы. Взаимосвязь показаний переменной величины дымности  $D_b(t)$ , измеренной дымомерами первого и второго типов с использованием малонинерционной аппаратуры, может быть установлена формулой (13), при использовании стрелочного микроамперметра — формулой (12). Максимальные значения дымности на режиме свободного ускорения, полученные стрелочным прибором, ниже максимальных значений характеристики дымности, записанной малонинерционной аппаратурой. Величина дымности на повышенной частоте вращения коленчатого вала в большинстве случаев слабо влияет на максимальное отклонение стрелки микроамперметра.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Matzer H. Vergleich Verschiedener Meßverfahren zur Beurteilung der Abgastrübung von Dieselmotoren. — MTZ, 32, 1971, 7. S. 234—239.
2. Ноздровский С. А. Общая теория и методика расчета измерительных приборов. М.: Оборонгиз, 1939.

Автомобильная промышленность № 12, 1979 г.



УДК 629.113.001.4

## О методике динамических испытаний несущего кузова легкового автомобиля

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. Ф. ПОТЕХИН, И. М. МИКИТЮК  
Тамбовский институт химического машиностроения

**К**ОНСТРУКЦИЯ несущего кузова современного автомобиля представляет собой сложную пространственную систему, на которую действуют в основном статические нагрузки. Теоретический расчет таких систем существенно затруднен. Предложено много расчетных моделей кузовов, которые можно разделить на три группы: стержневые, оболочечные и оболочечно-стержневые. Они дают возможность оценить интегральные динамические параметры кузова, такие, как резонансные частоты и фор-

мы крутильных и изгибных колебаний принятых моделей кузова. Основанные на этих моделях расчетные методы не позволяют определять локальные места повышенных динамических напряжений или деформаций кузова, долговечность его элементов, оценивать акустические свойства кузова и т. д. Вследствие этого, не снимая важности расчетных методов, приходится признать, что экспериментальные методы являются главными при доводке деталей несущего кузова. Это справедливо по отно-

шению к несущим системам не только в автомобилестроении, но и в таких отраслях, как вагоностроение, самолетостроение и др.

Экспериментальные методы динамических испытаний кузова автомобиля можно разделить на стендовые и дорожные. Во время дорожных испытаний воспроизводятся реальные нагрузки, поэтому можно определить наиболее напряженные и деформируемые места кузова, соответствующие его эксплуатационной работе, но для дорожных испытаний требуется готовый опытный образец автомобиля. При этом нет возможности контролировать много точек, затруднен доступ ко многим местам кузова, уменьшена точность и устойчивость показаний приборов и т. д. Часто на этой стадии уже нельзя внести принципиальные изменения в конструкцию кузова. Во время стендовых испытаний устраняются отмеченные выше недостатки дорожных испытаний, но имитируются приближенно нагрузки, поэтому не могут быть полностью обнаружены места реальных поломок и максимальных динамических деформаций элементов кузова.

Предлагаем для обсуждения и дальнейшего исследования следующий метод динамических испытаний несущего кузова автомобиля.

### Стендовые испытания

#### I. Доводка «черного» кузова:

- 1) силового каркаса по динамической прочности и жесткости;
- 2) панелей по акустическим свойствам;
- 3) элементов кузова по прочности при усталостных испытаниях.

#### II. Доводка кузова в сборе с дверьми, стеклами, капотом, крышкой багажника и пр.:

- 4) по акустическим свойствам панелей дверей, стекол, капота, крышки багажника и пр.;
- 5) акустических свойств салона;
- 6) демпфирующей способности;
- 7) обобщенных динамических характеристик отдельных мест;
- 8) элементов кузова по резерву прочности при усталостных испытаниях.

#### III. Доводка поддрессоренной части автомобиля:

- 9) систем амортизации двигателя, трансмиссии и др.
- 10) элементов кузова по прочности при усталостных испытаниях.

#### IV. Доводка автомобиля:

- 11) динамических характеристик элементов подвески и шасси, обеспечивающих надежность и долговечность кузова;
- 12) элементов кузова по прочности при усталостных испытаниях.

### Дорожные испытания

#### V. Проверка:

- 13) прочности отдельных мест кузова;
- 14) кузова по акустическим свойствам;
- 15) элементов кузова по прочности при усталостных испытаниях.

Несущий кузов автомобиля воспринимает нагрузку как через тонкостенные стержневые элементы силового каркаса (лонжероны, стойки и т. д.), так и через панели. Доля нагрузки, воспринимаемая отдельно каркасом и панелями, не поддается точному учету и зависит в равной степени от конструкции кузова и от схемы нагружения. Предлагается изучить отдельно напряженное состояние силового каркаса по его динамическим деформациям (этап 1). При построении экспериментальных эпюр динамических деформаций стержневых элементов каркаса автоматически учитывается разгрузочное влияние панелей кузова, так как во время эксперимента его панели не вырезаются. Имея эпюры деформаций стержневых элементов каркаса, используя известную из теории упругости зависимость напряжения от деформации, можно построить эпюры напряжений этих же элементов. По эпюрам деформаций и напряжений силового каркаса делается вывод о его жесткости и прочности и проводятся мероприятия по необходимым конструктивным изменениям кузова.

На этапе 2 предлагается доводить панели, причем не по прочностным, а по акустическим параметрам. Излучение структурного шума кузовом происходит безусловно через панели. Воспринимая вибрации, например, от двигателя через его амортизаторы или от дороги через элементы подвески, панели излучают шум как внутренних (в салон), так и наружный. Если на этапе 1 определяющими являются амплитуды перемещений, то излучение шума панелями определяется амплитудой скоростей колебаний точек панелей.

Этапы 1 и 2 отличаются также диапазоном исследуемых частот, т. е. если на этапе 1 это низкочастотный диапазон (как правило, до 100 Гц), то на этапе 2 это весь звуковой диапазон частот. Для этапа 2 необходимо прежде всего знать, какую долю шума излучает каждая панель кузова в его общем шумоиз-

лучении, на каких частотах происходит наибольшее шумоизлучение у данной панели и как при этом надо возбуждать кузов, чтобы шумоизлучение при стендовых испытаниях соответствовало эксплуатационному режиму работы кузова. Зная все это, можно проводить мероприятия по уменьшению шумов, излучаемых панелями.

Усталостное испытание конструкции кузова играет определяющую роль в предлагаемой методике. По мере присоединения к кузову узлов и агрегатов меняются его динамические характеристики, прежде всего резонансные частоты и формы колебаний. Исследования показывают, что значения первых резонансных частот при изгибных и крутильных колебаниях у кузова в сборе на 20—40% меньше, чем у «черного» кузова. Комплектующие узлы и агрегаты присоединяют к кузову, как правило, дискретно в нескольких точках (точнее, локальных площадках) часто через промежуточные упругие элементы. Это изменяет характер приложения локальных нагрузок к кузову, следовательно, меняются места возможных поломок при усталостных испытаниях. Вследствие этого предлагается проводить усталостные испытания на нескольких этапах (при стендовых испытаниях на этапах 3, 8, 10 и 12 и при дорожных — на этапе 15).

Этап 8 отличается от других. На этапах 3, 10, 12 и 15 доводятся элементы кузова по долговечности до тех пор, пока они не выдержат необходимого числа циклов. Однако не исключено, что у кузова имеются элементы, срок службы которых исчисляется числом циклов, значительно превышающим требуемую норму, т. е. эти элементы имеют завышенный резерв прочности. В результате на этапе 8 предлагают обнаруживать такие элементы кузова. Для этого после появления у элементов кузова усталостных трещин их устраняют и проводят испытания дальше до разрушения других элементов. Таким образом, уточнения срок службы всех основных элементов кузова, а затем принимают меры по их выравниванию в пределах допустимой нормы.

Для исключения совпадения резонансных частот кузова с резонансными частотами объема воздуха в салоне автомобиля на этапе 5 предусмотрены изучение и доводка акустических свойств салона исследуемой конструкции автомобиля.

Доводка демпфирующей способности кузова (этап 6) при его изгибных и крутильных колебаниях необходима для оценки и проведения мероприятий по увеличению внутреннего конструкционного затухания. Декремент затухания может быть определен как по амплитудно-частотной характеристике вынужденных, так и по осциллограмме свободных колебаний конструкции. Критерием оптимальности методики на этом этапе должна быть возможность оценивать эффективность проведения мероприятий по увеличению внутреннего затухания конструкции (желательна локальная оценка затухания для различных элементов и их сочленений, причем в широком диапазоне частот).

Правильный выбор динамических характеристик упругих элементов (амортизаторов, пружин, кронштейнов, балок и т. д.) между кузовом и присоединенным к нему узлом или агрегатом (этап 9) является одним из эффективных методов снижения уровня вибраций и шумов автомобиля. Этот вопрос достаточно хорошо разработан теоретически, однако требуется разработка модели, методики расчета и доводки этих элементов с учетом часто противоречивых требований к ним в конкретной конструкции автомобиля. Например, хорошо подобранные амортизаторы двигателя с точки зрения передачи вибраций и шумов на кузов автомобиля при работе его в установившемся режиме могут быть неприемлемыми на режимах трогания, разгона, крутого поворота, торможения и остановки, а также с точки зрения обеспечения нормальной работы соединяемых с двигателем элементов, например, карданной передачи, глушителя и т. д. Решению этих же вопросов посвящен и этап 11, но только применительно к элементам подвески и шасси.

Таковы основные требования, которым, на наш взгляд, должна удовлетворять методика динамических исследований автомобильных несущих систем. Разработка и внедрение на автозаводах такой методики позволят не только решать конкретные задачи, но и быстро накопить статистический материал для сравнения между собой динамических показателей различных автомобилей и наметить конкретные пути их дальнейшего совершенствования.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яценко Н. Н. К вопросу использования ускоренных методов испытаний автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1972, № 12, с. 10—12.
2. К вопросу о совершенствовании методов испытаний на долговечность автомобилей и их агрегатов / В. А. Петрушов и др. — Автомобильная промышленность, 1974, № 8, с. 23—26.
3. Нагрузочные режимы кузовов легковых автомобилей среднего класса / В. Б. Цимбалин и др. — Автомобильная промышленность, 1976, № 1, с. 28—30.

# Комплексная автоматизация проектирования систем независимой подвески, рулевого управления и колес легкового автомобиля

Канд. физ.-мат. наук Э. Г. ХАЛИКОВ, канд. техн. наук Р. В. ГОЛЕВ, Б. В. БУРДЕЛОВ

Ижевский механический институт, производственное объединение «ИЖМАШ»

**3** АДАЧИ кинематики управляемых колес имеют большое значение для проектно-конструкторской разработки автомобиля [1 и 2]. Традиционный графический метод решения кинематических задач весьма трудоемок и неточен, что явилось причиной создания машинных методов кинематических расчетов [1—4].

Рассмотрим вопросы использования указанных методов для автоматизированной разработки независимой подвески и рулевого управления автомобилем.

Основные понятия и постановка задач. Кинематическим анализом направляющего устройства передней подвески [5] будем называть задачу вычисления его кинематических параметров, т. е. величин, характеризующих кинематику вертикального перемещения колеса, а именно: углов развала и схождения колес, углов продольного и поперечного наклонов шкворня, углов поворотов шарниров и рычагов подвески, хода колеса по вертикали, ходов амортизатора, стабилизатора и рессоры, величин колеи и плеча обкатки колеса, координат центра крена и т. п. [1].

Кинематическим анализом рулевого управления [5] будем считать задачу определения значений его кинематических параметров — величин, характеризующих кинематику управляемого поворота колес [1 и 5]: углов поворота колес, угла поворота сошки, угла между поворотным рычагом и боковой тягой, длины замыкающих звеньев, координат центров шарниров, передаточного числа, КПД рулевого управления и т. п.

В процессе проектно-конструкторской разработки подвески и рулевого управления можно выделить проектный и конструкторский этапы. Проектный кинематический анализ характеризуется тем, что носителем (источником) исходной информации для него являются эскизы кинематических схем направляющего устройства передней подвески и рулевого управления. Исходной информацией для проектного кинематического анализа является совокупность значений геометрических параметров — величин, определяющих анализируемый механизм. На рис. 1 приведен эскиз кинематической схемы нижнего рычага передней подвески с используемыми в кинематическом анализе геометрическими параметрами  $X_{OH}$ ,  $Y_{OH}$ ,  $\Delta_H$ ,  $L_H$ ,  $H_B$ ,  $h_B$ .

Конструкторский кинематический анализ характеризуется тем, что носителем исходной информации для него являются рабочие чертежи подвески и рулевого управления, а исходной информацией — совокупность размеров, указанных на чертежах. Чтобы выполнить конструкторский кинематический анализ, необходимо предварительно пересчитать размеры с рабочих чертежей в значения геометрических параметров кинемати-

ческих схем соответствующих механизмов. Конструкторский кинематический анализ осуществляется в случае изменения размеров элементов подвески и рулевого управления в связи с мероприятиями по устранению дефектов и модернизацией автомобиля. Результаты кинематического анализа подвески и рулевого управления используются для разработки чертежей рабочей зоны управляемых колес, кожухов и проемов колес в боковинах кузова.

Эффективность применения в заводских условиях ЭВМ для проектно-конструкторской разработки передней подвески, рулевого управления и поверхности рабочей зоны управляемых колес легкового автомобиля зависит от решения следующих задач автоматизации:

- 1) пересчета значений геометрических параметров кинематических схем в значения величин, используемых в программе кинематического анализа подвески и рулевого управления на ЭВМ;
- 2) пересчета значений размеров с рабочих чертежей в значения геометрических параметров кинематических схем;
- 3) кинематического анализа подвески рулевого управления;
- 4) расчета сил, действующих на звенья подвески и рулевого управления;
- 5) вычисления значений координат точек поверхности рабочей зоны управляемого колеса;
- 6) выполнения чертежей сечений поверхности рабочей зоны управляемого колеса.

Выражение «задача автоматизации» употреблено в значении задачи разработки математического, программного и организационного обеспечения в соответствии с требованиями системы автоматизированного проектирования (САПР).

Математическое обеспечение задач 1 и 2 использует лишь аппарат элементарной математики и весьма тривиально. Математическое обеспечение задачи 3 формируется на базе аналитических методов кинематического анализа механизмов [1 и 3]. Математическое обеспечение задачи 5 и указания к решению задачи 6 рассмотрим ниже. Программное обеспечение задач 1—6 есть совокупность всех соответствующих программ для ЭВМ. Организационное и информационное обеспечение этих задач отражает бланк исходной информации (БИИ).

Заполняется бланк конструктором. Для облегчения этой операции каждая величина, указанная в бланке исходной информации, снабжена «адресом» (наименованием и шифром), содержащим значение документа (чертежа, эскиза и т. п.). Кроме того, к бланку прилагается набор трафаретов — копий, используемых для указанных задач эскизов и чертежей, которые отличаются от последних тем, что имеют лишь кодовые обозначения размеров. Сопоставление соответствующих чертежей и трафаретов позволяет декодировать и внести в бланк значения требуемых величин. Например, сопоставляя эскиз кинематической схемы нижнего рычага подвески (рис. 2) с соответствующим трафаретом (рис. 1), получим  $X_{OH}=67$ ,  $Y_{OH}=371$ ,  $\Delta_H=27$ ,  $L_H=162$ ,  $H_B=162$ ,  $h_B=151$ . Заполненный бланк исходной информации передается оператору ЭВМ для выполнения расчетов. Результаты расчетов оформляются в таблицу, в которой  $P_1, \dots, P_r, \dots, P_s, \dots, P_n$  — наименования параметров, а

$P_{11}, \dots, P_{1m}, \dots, (P_{r1}, \dots, P_{rn}), \dots, (P_{s1}, \dots, P_{sm}), \dots, P_{n1}, \dots, P_{nm}$  — их значения. Указанная таблица поступает к конструктору для оценки параметров. В случае, когда резуль-

$P_1$	...	$P_r$	...	$P_s$	...	$P_n$
$P_{11}$	...	$P_{r1}$	...	$P_{s1}$	...	$P_{n1}$
...	...	...	...	...	...	...
$P_{1m}$	...	$P_{rm}$	...	$P_{sm}$	...	$P_{nm}$

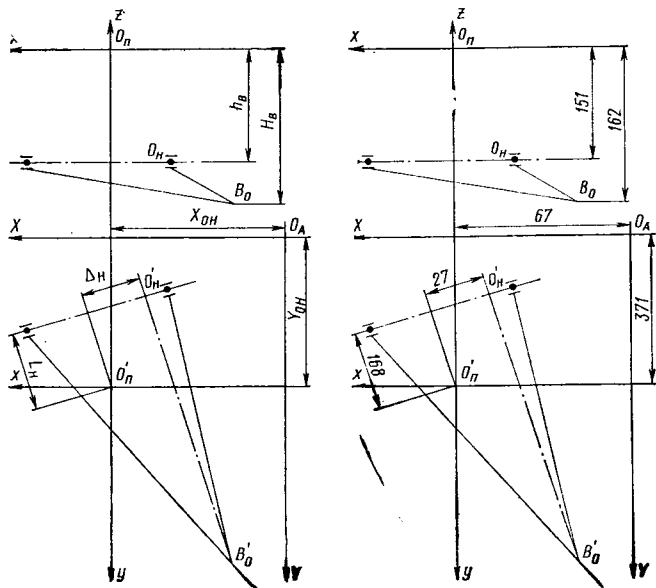


Рис. 1

Рис. 2

таты расчета не удовлетворяют конструктора, он вносит изменения в бланк и передает последний оператору ЭВМ для второго расчета. Указанная процедура осуществляется столько раз, сколько потребуется для получения удовлетворительных (оптимальных) значений параметров. Существуют машинные методы оптимизации многопараметрических систем, которые, вероятно, можно будет применить для указанной процедуры, если будут сформулированы строгие критерии оптимизации подвески и рулевого управления. Приведенную таблицу можно использовать для построения графических зависимостей между любыми из параметров  $P_r$  и  $P_s$  (например, между углами поворотов управляемых колес) путем сопоставления их соответствующих значений  $p_{r1}, \dots, p_{rm}$  и  $p_{s1}, \dots, p_{sm}$ . Аналогичным образом можно получать графики и номограммы [1 и 2], облегчающие поиск оптимального варианта подвески рулевого управления.

Автоматизация разработки чертежей поверхности рабочей зоны управляемого колеса автомобиля. В соответствии с принятыми в кинематике механизмов [4] допущениями полагаем, что сечение поверхности колеса плоскостью, перпендикулярной оси его вращения, есть окружность, которую назовем характеристической окружностью колеса. Поверхность колеса будем отождествлять с совокупностью из  $N$  ( $N=1, 2, \dots$ ) его характеристических окружностей.

Координаты  $a_{kn}^q, b_{kn}^q, c_{kn}^q$  центра  $n$ -й ( $n=1, 2, \dots, N$ ) характеристической окружности колеса определяются из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} a_{kn}^q &= X_{Qk}^q + (-1)^s (X_{Qk}^q - X_{Ck}^q) f; \\ b_{kn}^q &= Y_{Qk}^q + (-1)^s (Y_{Qk}^q - Y_{Ck}^q) f; \\ c_{kn}^q &= Z_{Qk}^q + (-1)^s (Z_{Qk}^q - Z_{Ck}^q) f; \\ s &= 1, 2; f = \frac{h_n}{R_{CQ}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $n=1, 2, \dots, N$ ;

$R_{CQ}$  — расстояние между точками  $C$  и  $Q$  (рис. 3);

$h_n$  — расстояние центра  $n$ -й окружности от плоскости симметрии колеса, перпендикулярной оси его вращения;

$X_{Ck}^q, Y_{Ck}^q, Z_{Ck}^q$  и  $X_{Qk}^q, Y_{Qk}^q, Z_{Qk}^q$  — координаты точек  $C$  и  $Q$ , вычисляемые в кинематическом анализе подвески и рулевого управления.

При каждом фиксированном  $q$  индекс  $k$  ( $k=1, 2, \dots$ ) определяет величину вертикального перемещения точки  $B$  (рис. 3). При каждом фиксированном  $k$  индекс  $q$  ( $q=1, 2, \dots$ ) определяет значение угла поворота сошки относительно ее начального (статического) положения. Указанные величины являются традиционными независимыми переменными в кинематическом анализе подвески и рулевого управления [1]. Значения  $X_{kn}^q, Y_{kn}^q$  координат точек пересечения  $n$ -й характеристической окружности с горизонтальной плоскостью  $Z=c_i$  определяются из уравнений

$$\begin{aligned} (X_{kn}^q - a_{kn}^q)^2 + (Y_{kn}^q - b_{kn}^q)^2 + (Z_{kn}^q - c_{kn}^q)^2 &= R_n^2; \\ (X_{Qk}^q - X_{Ck}^q)(X_{kn}^q - a_{kn}^q) + (Y_{Qk}^q - Y_{Ck}^q) \times \\ \times (Y_{kn}^q - b_{kn}^q) + (Z_{Qk}^q - Z_{Ck}^q)(Z_{kn}^q - c_{kn}^q) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

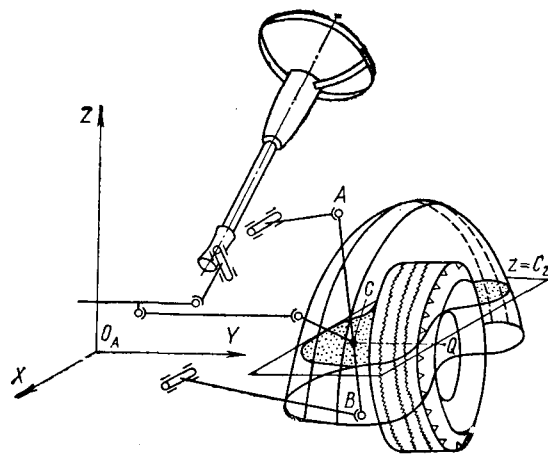


Рис. 3

где  $c_i$  — некоторое число для каждого  $i=1, 2, \dots$ ;

$R_n$  — радиус  $n$ -й характеристической окружности колеса.

Очевидно, что граница точечного множества, полученного в результате решения этих уравнений, определяет сечение поверхности рабочей зоны управляемого колеса автомобиля тем точнее, чем больше значений принимает каждый из индексов  $k, n, q$ . Для получения сечений рабочей зоны колеса плоскостями, параллельными плоскостям  $XO_AZ$  и  $YO_AZ$  автомобиля [1], следует первое уравнение заменить уравнениями  $Y_{kn}^q = c_i$  и  $X_{kn}^q = c_i$  соответственно.

Чтобы автоматически выполнить чертежи сечений поверхности рабочей зоны колеса по результатам решений уравнений (2), требуется выделить границы полученного точечного множества, для чего необходима обработка большого массива чисел  $X_{kn}^q, Y_{kn}^q, Z_{kn}^q$ .

Когда нет возможности использовать для указанной операции ЭЦВМ, можно воспользоваться графопостроителем (чертежным автоматом типа «Нумерикон»), если выполнить следующий ряд операций:

- 1) выдать результаты решения системы уравнений на графопостроитель;
- 2) построить на листе бумаги все точки, определяемые уравнениями (2);
- 3) построить линию, соединяющую все точки границы полученного (см. п. 2) множества.

Операцию 3 можно выполнить вручную, поскольку граница указанного множества легко определяется визуально.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Родионов В. Ф., Фиттерман Б. М. Легковые автомобили. М.: Машиностроение, 1971.
2. Немцов Ю. М. Влияние кинематики рулевого привода на управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1967.
3. Устойчивость управляемого движения автомобиля. — Науч. тр. МАДИ / Гольдин Г. В. и др., вып. 119, 1976, с. 76—85.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.
5. ГОСТ 18667—73 Автомобили. Основные агрегаты и механизмы. Термины и определения.

УДК 629.114-272

## Моделирование демпфирующей силы листовой рессоры

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук В. А. САВЕЛЬЕВ  
НАМИ

**П**ОВЫШЕНИЕ точности результатов расчетов на ЭЦВМ и АВМ колебательных процессов автомобиля приводит к необходимости учитывать демпфирующую силу листовой рессоры. С этой целью наиболее часто применяется модель трения листовой рессоры типа «сухое трение», причем выражение для демпфирующей силы последней имеет вид

$$R = -P \operatorname{sign} \dot{x}, \quad (1)$$

где  $P = \text{const}$ .

Чтобы отразить физическую сущность процесса изменения силы трения  $P$ , целесообразно использовать не сигнум-функцию  $x$ , а  $z$ -функцию [1], т. е. вместо выражения (1) принять

$$R = -Pz(\dot{x}), \quad (2)$$

где  $z(\dot{x}) = \begin{cases} +1 & \dot{x} > 0 \\ z \in [-1, +1] & \text{при } \dot{x} = 0 \\ -1 & \dot{x} < 0 \end{cases}$



Известны и другие модели трения листовой рессоры [2—4]. Однако существующие модели трения листовой рессоры либо сложны и неудобны для практического использования, либо не отражают наиболее важных сторон процесса диссипации энергии колебаний при деформировании листовой рессоры и могут быть источником погрешностей в расчетах.

Демпфирующая сила листовой рессоры, которая в основном определяется действием межлистовых сил трения, увеличивается с ростом амплитуды колебаний. Текущее значение этой силы зависит от усилия сжатия листов и их кривизны в этот момент, т. е. от величины проекции результирующей неупругих сил сопротивления на рассматриваемое направление колебательного движения, а также от особенностей работы листов рессоры при ходах сжатия и отбоя [3—7].

Зависимости величины силы трения, приведенные в работах [6 и 7], нельзя использовать для непосредственной подстановки в дифференциальные уравнения колебаний автомобиля. Однако они указывают на связь этой силы с силой сжатия листов рессоры, т. е. с величиной деформации упругого элемента.

Для аппроксимации зависимости демпфирующей силы принимается гипотеза о возрастании с увеличением сжатия листов рессоры рассматриваемой силы по линейному закону при  $x < 0$ , а при  $x > 0$  — к неизменности ее величины. Это имеет следующий физический смысл: при увеличении сжатия листов повышаются силы межлистового трения и трение в опорах рессоры. Уменьшение сжатия листов является причиной снижения величины этих сил трения. Однако при этом демпфирующая сила всегда имеет некоторую конечную величину, определяемую межлистовым трением вследствие сжатия листов стремянками, центровым болтом, трением в опорах рессоры и внутренним трением.

При перемещении колеблющейся массы из положения 1 в положение 2 (рис. 1) теряется часть механической энергии, которая представляет собой работу, затраченную на преодоление сил трения

$$A_{1,2} = \int_{x_1}^{x_2} P(x) dx, \quad (3)$$

где  $P(x)$  — зависимость силы трения от перемещения  $x$ .

В соответствии с принятой аппроксимацией зависимости силы трения численное значение величины потери энергии при переходе системы из положения 1 в положение 2 определяется суммой площадей прямоугольника и треугольника. Вместе с тем работу  $A_{1,2}$  — можно определить как произведение величин средней силы трения и суммарного перемещения в рассматриваемом условном полупериоде колебания. Приравнявая выражения потерь энергии в механической системе при переходе ее из положения 1 в положение 2, можно определить максимальное значение силы трения в этом полупериоде колебания. В случае перехода системы из положения  $n-1$  в положение  $n$ , а также из положения  $n$  в положение  $n+1$  имеем

$$P_{n-1, n}^{\max} = 2P' - P'_0 + 2 \frac{x'_n}{x_{n-1}} (P' - P'_0); \quad (4)$$

$$P_{n, n+1}^{\max} = 2P'' - P''_0 + 2 \frac{x_n}{x'_{n+1}} (P'' - P''_0), \quad (5)$$

где  $P' = \frac{C}{2} (x_{n-1} - x'_n)$  — средняя сила трения за время хода отбоя;

$P'' = \frac{C}{2} (x_n - x'_{n+1})$  — средняя сила трения за время хода сжатия;

$P'_0, P''_0$  — соответственно силы трения в положении, соответствующем прогибу рессоры от статической нагрузки, при ходе отбоя и сжатия;

$P_{n-1, n}^{\max}, P_{n, n+1}^{\max}$  — соответственно максимальные значения силы трения при перемещении колеблющейся массы из положений  $n-1$  и  $n$  в положения  $n$  и  $n+1$ ,  $n=2, 3, 4, \dots$ ,  $C$  — жесткость подвески.

Отклонения колеблющейся массы  $x_n$  и  $x'_n$  в выражениях (4) и (5) взяты по абсолютной величине. Значения  $P'_0$  и  $P''_0$  определяются точкой пересечения продолжения кривых  $P'$  и  $P''$ , представляющих собой зависимость средней силы трения соответственно за время ходов отбоя и сжатия от амплитуды колебаний. Эти зависимости строятся по результатам обработки экспериментальных кривых затухающих колебаний поддрессоренной массы на рессорах (рис. 1). Они имеют тот же вид, что и кривые, приведенные в работах [6 и 7]. На рис. 1 заштрихо-

Рис. 1. Кривая колебаний поддрессоренной массы автомобиля на передних рессорах

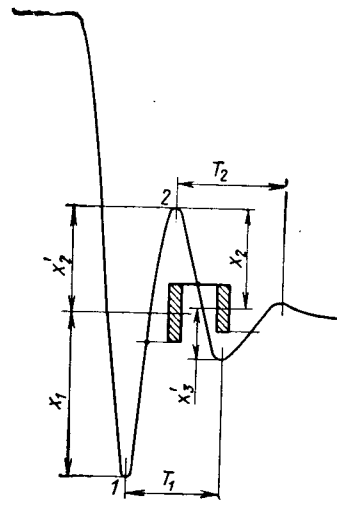
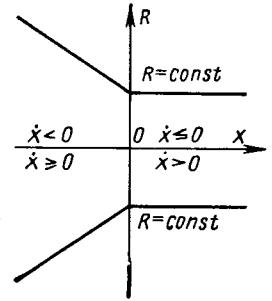


Рис. 2. Аппроксимация зависимости демпфирующей силы листовой рессоры



ванными прямоугольниками показаны зоны трения, относящиеся к условным периодам  $T_1$  и  $T_2$ .

Зная среднюю силу трения  $P'$  или  $P''$  за рассматриваемый условный полупериод колебания, силу трения  $P'_0$  или  $P''_0$  при  $x=0$  и величины отклонений поддрессоренной массы в этот полупериод, можно с помощью выражений (4), (5) определить соответственно  $P_{n-1, n}^{\max}$  или  $P_{n, n+1}^{\max}$ . После этого для достаточно большого числа экспериментальных точек  $P'$  и  $P''$  получают два массива точек максимальных значений демпфирующей силы при разных начальных условиях и две прямые, параллельные оси абсцисс. Каждая совокупность значений  $P^{\max}$  для  $x < 0$  вполне удовлетворительно может быть описана линейными зависимостями с коэффициентами  $k_1$  и  $k_2$  наклона прямых, отсекающих на оси ординат отрезки  $P'_0$  и  $P''_0$  в соответствующем масштабе. Это указывает на правомерность принятой аппроксимации зависимости демпфирующей силы листовой рессоры от перемещения массы, колеблющейся относительно положения статического равновесия.

Для упрощения дальнейших рассуждений и облегчения практического использования полученных результатов можно заменить две наклонные прямые, характеризующие изменение силы трения во время ходов отбоя и сжатия при  $x < 0$ , одной прямой, проведенной между ними и имеющей коэффициент наклона  $k$ . Таким же образом можно провести прямую, параллельную оси абсцисс и проходящую через точку с координатами  $(0, P_0)$  для  $x > 0$ .

Приняв допущение о независимости демпфирующей силы листовой рессоры от скорости относительного движения контактирующих поверхностей, как это обычно делается при расчетах механических систем с сопротивлением типа «сухое трение», и учтя, что направление ее всегда противоположно скорости этого движения, можно получить выражение для аппроксимации исходной функции

$$R = \begin{cases} kx - P_0 & \dot{x} > 0, x < 0 \\ -P_0 & \dot{x} > 0, x \geq 0 \\ P_0 & \dot{x} < 0, x \geq 0 \\ -kx + P_0 & \text{при } \dot{x} < 0, x < 0 \\ P_0 & \dot{x} = 0, x > \frac{P_0}{C} \\ kx - P_0 & \dot{x} = 0, x < -\frac{P_0}{C-k} \\ Cx & \dot{x} = 0, -\frac{P_0}{C-k} < x \leq \frac{P_0}{C} \end{cases} \quad (6)$$

где  $k$  — коэффициент, имеющий ту же размерность, что и жесткость  $C$  упругого элемента;

$x, \dot{x}$  — соответственно деформация и скорость деформации рессоры при колебаниях подвешенной на ней массы;

$P_0$  — величина силы трения при  $x > 0$ .

График зависимости (6) показан на рис. 2.

Применение  $z$ -функции позволяет записать выражение (6) в более компактной форме:

$$R = \begin{cases} (kx - P_0)Z(\dot{x}) & \text{при } x < 0 \\ -P_0z(\dot{x}) & \text{при } x \geq 0 \end{cases} \quad (7)$$

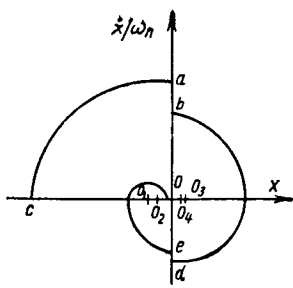


Рис. 3. Фазовые траектории, соответствующие дифференциальным уравнениям (9)

Чтобы оценить точность аппроксимации зависимости демпфирующей силы листовой рессоры, можно сопоставить результаты, полученные расчетным путем, с экспериментальными данными. В связи с этим рассмотрено движение осциллятора, описываемое дифференциальным уравнением

$$M\ddot{x} + Cx = -P(x)z(\dot{x}). \quad (8)$$

При замене правой части уравнения (8) выражением для силы (6) получают систему четырех дифференциальных уравнений, описывающих движение рассматриваемого осциллятора:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + (C - k)x &= -P_0 & \dot{x} > 0, x < 0 \\ M\ddot{x} + Cx &= -P_0 & \dot{x} > 0, x \geq 0 \\ M\ddot{x} + Cx &= P_0 & \dot{x} < 0, x \geq 0 \\ M\ddot{x} + (C + k)x &= P_0 & \dot{x} < 0, x < 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Для качественного анализа решения системы уравнений (9) удобно пользоваться методом фазовой плоскости. Уравнения этой системы дают на фазовой плоскости  $x, x/\omega_n$  особые точки-центры, относительно которых проходят фазовые траектории, изображаемые дугами окружностей.

Построение фазовых траекторий, используемых для анализа решения этой системы уравнений, происходит следующим образом. Через точку  $C$ , соответствующую начальному отклонению колеблющейся на рессоре массы (рис. 3), проводится дуга окружности с центром в точке  $O_1(-P_0/(C-k), 0)$  до пересечения с осью ординат в точке  $a(O, x/\omega_1)$ . Второму уравнению системы (9) отвечает фазовая траектория такого же типа, но с центром в точке  $O_2(-P_0/C, 0)$ . При переходе от первого уравнения ко второму фазовая траектория в точке  $x=0$  делает скачок, величина которого определяется из условия непрерывности скорости перемещения. Поскольку величина  $x/\omega_1$  изображается отрезком  $Oa$ , то  $x/\omega_2$  будет пропорциональна длине отрезка  $Ob$ , определяемого из соотношения  $Ob = Oa(\omega_1/\omega_2)$ . Дуга окружности, соответствующая третьему уравнению, имеет центр в точке  $O_3(P_0/C, 0)$ , а четвертому — в точке  $O_4[P_0/(C+k), 0]$ . При переходе от третьего к четвертому уравнению фазовая траектория в точке  $x=0$  также делает скачок, величина которого определяется длиной отрезка  $de$ , причем  $Oe = Od(\omega_3/\omega_4)$  ( $\omega_n$  — частота собственных колебаний системы (9) на соответствующем участке).

Правильность выбора параметров  $k$  и  $P_0$  в выражении (6) можно оценить, сравнивая действительную интенсивность затухания колебаний, которая определяется в результате обработки экспериментальных данных, с расчетной, получаемой при анализе решения дифференциального уравнения (8) на фазовой плоскости, т. е. с помощью построенных указанным выше способом фазовых траекторий.

Уточняя в случае необходимости значения указанных параметров, можно уменьшить расхождение между результатами, получаемыми экспериментальным путем и получаемыми при расчетах.

Для моделирования демпфирующей силы листовой рессоры на АВМ зависимость (6) заменяется равенством

$$R = \{0,5k(x - |x|) + P_0\} \text{sign } \dot{x}. \quad (10)$$

Как отмечалось выше, запись зависимости силы трения с помощью сигнум-функции не раскрывает достаточно полно процесса изменения этой силы, т. е. является формальной. Однако использование формальной записи (10) удобно для моделирования зависимости демпфирующей силы листовой рессоры на АВМ при исследовании колебаний автомобиля.

На рис. 4 приведена блок-схема моделирования демпфирующей силы рессоры, аппроксимированной зависимостью (10). Операция выделения модуля величины  $x$  осуществляется с по-

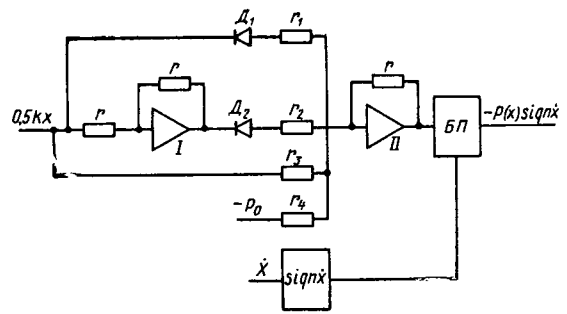


Рис. 4. Блок-схема моделирования демпфирующей силы листовой рессоры

мощью инвертора  $I$  и диодов  $D_1$  и  $D_2$ . При  $x < 0$  величина результирующего сигнала, появляющегося на выходе сумматора  $II$ , определяется напряжениями на входах  $r_1, r_3$  и  $r_4$ , а при  $x > 0$  — напряжением, подаваемым на вход  $r_4$ . Сигнал, появляющийся на выходе сумматора, подвергается нелинейному преобразованию, заключающемуся в умножении его на сигнум-функцию  $x$ . Например, для этой цели можно использовать блок произведения  $БП$ , на выходе которого получается моделирующая зависимость демпфирующей силы рессоры.

Использование предложенной модели демпфирующей силы листовой рессоры во время исследований свободных затухающих колебаний с помощью метода фазовой плоскости, при расчетах этих колебаний на ЭЦВМ «Минск-22» по методу Рунге-Кутты и при моделировании их на МН-7 показало, что результаты расчетов близки экспериментальным данным. Критерием при этом служила интенсивность затухания рассматривавшихся колебаний. Применение силы трения в виде постоянной по абсолютному значению величины привело к существенному расхождению с данными, полученными экспериментально. При эксперименте наблюдались колебания, возникавшие в зоне застоя системы, моделированной на АВМ, что свидетельствовало о необходимости использовать модель, более точно отражающую процесс рассеяния энергии силами трения в рессоре.

В предложенной модели учитывается наиболее важная черта демпфирующей силы листовой рессоры — зависимость ее от величины проекции результирующей неупругих сил сопротивлений на вертикальное направление колебаний автомобиля. Пользуясь изложенной методикой, можно учесть и разницу в демпфировании колебаний рессорой при ходах сжатия и отбоя, что еще более повысит точность результатов расчетов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Карминский Д. Э., Кравченко А. И. О применении функции Кронекера как характеристики кулонова трения. — Электровозостроение, Науч. тр. / Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт электровозостроения (г. Новочеркасск), 1972, с. XIV.
- Kuhn D. Untersuchungen über das Schwingungsverhalten blattfederter Nutzfahrzeuge. — Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 199. Düsseldorf VDI-Verlag, 1969.
- Кольцов В. И., Пирковский Ю. В., Ковицкий В. И. Модель листовой рессоры. — Автомобильная промышленность, 1970, № 10, с. 14—16.
- Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Рост В. П. К методике определения вертикальных упругих характеристик подвески. — Автомобильная промышленность, 1975, № 1, с. 13—15.
- Горелик А. М., Костылев В. В. Определение характеристик листовых рессор на гидропульсационном стенде. — ЭИ «Конструкции автомобилей». НИИНавтопром, 1976, № 11.
- Савельев В. А. Исследование изменения величин сил трения в подвеске автомобиля при динамическом нагружении. — Науч.тр. / ГПИ им. А. А. Жданова, Горький, 1974, т. XXX, вып. 2.
- Савельев В. А. Демпфирующие свойства листовой рессоры. — ЭИ «Конструкции автомобилей». НИИНавтопром, 1977, № 7.

## Внимание авторов!

Редакция журнала доводит до сведения, что с 1980г. вводится Стандарт СЭВ 1058—72 «Метрология. Единицы физических величин». В связи с этим необходимо готовить статьи, присылаемые в редакцию, только в соответствии с новым стандартом.

# Определение и оценка деформируемости автомобиля при его фронтальном столкновении

Канд. техн. наук А. И. РЯБЧИНСКИЙ, Л. Г. КОРЯКОВЦЕВ, Е. М. ГЛИНЕНКО,  
А. И. МЕШКОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ,  
производственное объединение «Ижмаш»

ОСНОВНЫМИ измерителями уровня безопасности автомобиля как элемента системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения являются перегрузки человека и деформации автомобиля в процессе имитации дорожно-транспортного происшествия [1—3].

Учитывая большие материальные затраты, необходимые для измерения ударно-прочностных свойств автомобиля при его доводке, и решающее влияние особенностей процесса деформации его передней части на перегрузку водителей и пассажиров, рассмотрим возможности на стадии проектирования предварительного определения и оценки деформируемости автомобиля при фронтальном столкновении.

Косвенным измерителем деформируемости автомобиля является величина среднеинтегральной перегрузки автомобиля в процессе столкновения  $\bar{N}_a$ , значение которой в условиях фронтального столкновения при использовании ремней безопасности современных конструкций и с учетом норм толерантности не должно превышать 20 единиц [2]:

$$\bar{N}_a = \frac{1}{T} \int_0^{t=T} N_a dt = \frac{(\Delta v_a)^2}{2g (S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}} < 20, \quad (1)$$

где  $\Delta v_a$  — изменения скорости движения автомобиля в процессе столкновения;

$N_a$  — перегрузка салона автомобиля;

$(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$  — максимальная величина деформации автомобиля в процессе столкновения;

$T$  — время активного периода столкновения.

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 33, ГОСТ 21935—76, Стандартом США № 208 и другими предписаниями требования к ударно-прочностным свойствам передней части легковых автомобилей нормируются с учетом условий динамического нагружения автомобиля при наезде на неподвижное недеформируемое препятствие. По этой причине признано целесообразным разработать расчетно-экспериментальный метод определения и оценки деформируемости автомобилей с учетом требований к пассивной безопасности в условиях эталонного типа испытаний.

Уравнение движения соударяемого с неподвижным препятствием автомобиля, имеющего сосредоточенную приведенную массу  $m_a$  (величина  $S_a^{\text{деф}}$  характеризует перемещение его центра инерции), может быть представлено в виде

$$v_a \frac{dv_a}{d S_a^{\text{деф}}} = \frac{1}{m_a K_a} \frac{1}{n_a} (S_a^{\text{деф}})^{1/n_a}, \quad (2)$$

где  $v_a$  — скорость автомобиля в момент контакта с неподвижным препятствием;

$K_a$  — коэффициент упругопластической деформации автомобиля;

$n_a$  — эмпирический коэффициент (константа).

Учитывая, что при  $t=0$  величина  $S_a^{\text{деф}} = 0$  и  $v_a = v_a^0$ ; интегрируем уравнение (2) и получаем

$$v_a = v_a^0 \sqrt{1 - \frac{2}{m_a (v_a^0)^2} \frac{1}{K_a} \frac{1}{n_a} (S_a^{\text{деф}})^{1+n_a}}. \quad (3)$$

Зная, что в конце активного периода столкновения  $v_a = 0$ , из уравнения (3) получаем максимальную величину упругопластической деформации

$$(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}} = \left[ \frac{m_a (v_a^0)^2}{2 K_a} \frac{1}{n_a} \frac{1}{1+n_a} \right]^{1+n_a}. \quad (4)$$

При линейной силовой характеристике  $n=1$ , поэтому уравнение (4) можно упростить:

$$(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}} = v_a^0 \sqrt{m_a K_a}.$$

Подставив значение  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$  в уравнение (1) при учете того, что во время наезда на неподвижное препятствие  $\Delta v_a = v_a^0$ , получим зависимость перегрузки от параметров, характеризующих силовую характеристику передней части автомобиля,

$$\frac{1}{T} \int_0^{t=T} N_a dt = \frac{(v_a^0)^2}{2g \left[ \frac{m_a (v_a^0)^2}{2} K_a^{1/n_a} \frac{1+n_a}{n_a} \right]^{1+n_a}} \quad (5)$$

при  $n=1$ ,  $K_a = \frac{(v_a^0)^2}{1600mg}$ .

Задаваясь значениями  $v_a^0$ ,  $m_a$ ,  $n_a$ , определяем величины  $K_a$  и  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$ . При этом значении  $n_a$  может быть принято равным величине, полученной по результатам экспериментальных исследований передней части автомобиля с близкими геометрическими параметрами и структурной схемой, а величина  $m_a$  равна массе автомобиля в снаряженном состоянии. Вычисленное значение  $K_a$  при величине  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$  используется для определения зависимости  $K_a = f(S_a^{\text{деф}})$  с учетом линейного характера зависимости и коэффициентов, определенных для автомобиля-аналога (рис. 1).

Вычисленное значение  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$  не может быть непосредственно использовано при определении длины передней деформируемой части автомобиля. Как показал анализ результатов испытаний имитацией фронтальных столкновений, наряду с деформируемыми элементами конструкции передней части автомобиля и передней части его салона имеются практически недеформируемые узлы, к которым при современной компоновке в первую очередь относятся двигатель и передние колеса [3]. Максимальную деформацию автомобиля можно приближенно представить как сумму возможных деформаций передней части автомобиля и передней части салона

$$(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}} = S_n + S_c = \min \left\{ \frac{A-B}{C-D} + S_c, \quad (6) \right.$$

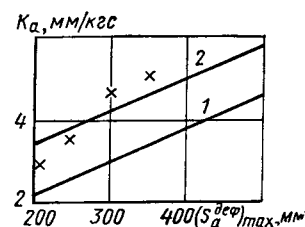
где  $S_n$  — возможная деформация передней части автомобиля, представляющего собой наименьшую из разностей

$$S_n = \min \left\{ \frac{A-B}{C-D}; \right.$$

Рис. 1. Зависимости коэффициентов деформации  $K_a$  от величины максимальной деформации автомобиля  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}}$ :

1 — экспериментальная для автомобиля-аналога  $[\bar{N}_a = 28$  и  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}} = 375$  мм];

2 — расчетная (крестиками обозначены экспериментальные значения  $K_a$  для модернизированного автомобиля при  $\bar{N}_a = 28$  и  $(S_a^{\text{деф}})_{\text{max}} = 375$  мм).



$S_c$  — деформация передней части салона;  
 $A$  — расстояние от передней точки буфера до передней стенки салона;  
 $B$  — длина двигателя, включая закрепленные на нем прочные недеформируемые агрегаты, расположенные в подкапотном пространстве;  
 $C$  — расстояние от передней точки буфера до ближайшей к переднему колесу точки средней части кузова (салона);  
 $D$  — наружный диаметр переднего колеса.

Размеры  $A$  и  $C$  характеризуют теоретически возможную максимальную деформацию передней части при отсутствии в ней недеформируемых элементов.

При определении величин  $S_n$  не учитывают размеры элементов, находящихся перед двигателем, так как в процессе столкновения они разрушаются выступающими деталями двигателя. Размеры деформируемых элементов, расположенных перед передними колесами, незначительны и компенсируются деформацией шин.

Чтобы оценить полноту использования при столкновении возможной деформации передней части автомобиля и деформации салона, используем критерий — коэффициент деформируемости автомобиля  $K_S$  [3], представляющий собой отношение величин  $(S_a^{деф})_{max}$  в условиях эталонных испытаний к возможной деформации передней части автомобиля  $S_n$ , т. е.

$$K_S = \frac{(S_a^{деф})_{max}}{S_n} \quad (7)$$

Использование величины  $K_S$  как критерия деформируемости кузова автомобиля предполагает, что жесткости передних частей автомобиля и салона соответствующим образом подобраны, т. е. пластическая деформация салона наступает тогда, когда полностью деформируется передняя часть.

В общем случае возможны три значения коэффициента деформации  $K_S$ :  $K_S=1$ ;  $K_S<1$ ;  $K_S>1$ . При  $K_S=1$  экспериментально полученная деформация равна теоретически возможной, т. е. возможная деформация передней части автомобиля использована полностью. Силовые характеристики элементов передней части автомобиля обеспечивают поглощение энергии удара только в результате деформации передней части. Прочность средней части кузова обеспечивает восприятие нагрузок, действующих в процессе столкновения, без деформации салона.

При  $K_S<1$  возможная деформация передней части автомобиля используется не полно. Жесткость элементов передней части превышает необходимую для условий эталонных столкновений величину, прочность средней части кузова обеспечивает восприятие действующих нагрузок без деформации салона.

При  $K_S>1$  деформация передней части автомобиля превышает возможную, происходит деформация салона. Значение  $K_S$  для отечественных легковых автомобилей, в которых сохраняется безопасное для жизни (жизненное) пространство при фронтальных столкновениях, определенных по результатам эталонных испытаний, изменяется в пределах 0,83—1,37.

Анализ показывает, что для сохранения жизненного пространства и надежного обеспечения безопасного уровня перегрузок с некоторым запасом величину  $K_S$  на стадии проектирования автомобиля нужно задавать в пределах 1,00—0,85.

Определив расчетным путем необходимое для безопасности значение  $(S_a^{деф})_{max}$  и задав с учетом особенностей предварительной компоновки величину  $S_n$ , можно вычислить коэффициент деформируемости  $K_S$ . Оценка и корректирование значения  $K_S$  с учетом требований к пассивной безопасности позволяют прогнозировать деформируемость на стадии проектирования автомобиля.

В ходе контрольных испытаний автомобиля методом наезда на неподвижное препятствие значения коэффициентов  $K_a$ ,  $K_S$ ,  $n_a$ , а также величины  $(S_a^{деф})_{max}$  уточняются.

Разработанный расчетно-экспериментальный метод был использован при исследованиях деформируемости и разработке рекомендаций по улучшению ударно-прочностных свойств автомобилей ГАЗ-24, ЗАЗ-968, ИЖ-2125 и других моделей отечественных автомобилей.

При исследованиях и доводке ударно-прочностных характеристик автомобилей ИЖ-2125 было проведено семь испытаний автомобилей с различными конструктивными изменениями: автомобиль № 4 с дополнительными усилителями дверей, увеличивающими жесткость средней части кузова в продольном на-

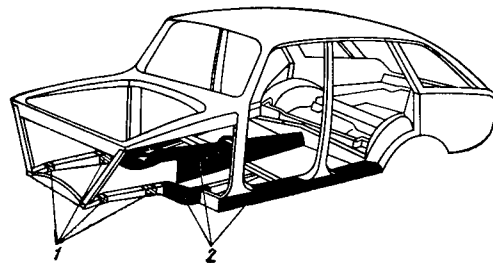


Рис. 2. Конструкция модернизированного кузова автомобиля ИЖ-2125: 1 — места с уменьшенной жесткостью подмоторной рамы; 2 — усиленные элементы панели пола

правлении; № 5, 6, 7 с усиленными элементами панели пола. Усиление осуществлялось серийными деталями следующим образом: к порогам кузова приваривали дополнительные наружные панели на всю их длину, к лонжеронам — дополнительные усилители в районе щита передней части, к туннелю — дополнительный туннель от щита передней части до поперечины № 2 салона. Дополнительно на автомобиле № 7 было усилено с помощью дуговой сварки крепление передних крыльев к брызговику.

Для сравнения взяты автомобили № 1, 2, 3, имеющие стандартную силовую схему несущих элементов кузова, аналогичную схеме автомобиля «Москвич-412».

Значение кинетической энергии испытанных автомобилей в момент столкновения и коэффициент деформации приведены в таблице.

Анализ показывает, что усиление средней части кузова при малых скоростях столкновения не оказывает влияния на величину деформации автомобиля, поскольку зона деформации ограничивается только передней частью. Усиление средней части на автомобилях № 5, 6 и 7 привело к исключению деформаций средней части кузова при скоростях, близких к эталонной, в результате перераспределения сил, воспринимаемых отдельными частями кузова.

При этом на повышение энергоемкости передней части также влияет усиленное крепление крыльев к брызговикам ( $K_S=0,81$  для автомобиля № 7).

Учитывая, что путем усиления панели пола величина  $K_S$  снизилась до 0,8, дальнейшие работы были направлены на увеличение деформируемости передней части вследствие снижения жесткости подмоторной рамы в местах возможного деформирования. Окончательный вариант измененной конструкции автомобиля ИЖ-2125 показан на рис. 2. Контрольные испытания показали, что при такой оптимизации ударно-прочностных характеристик передней части  $N_a$  не превышает 20 единиц, а  $K_S$  близок к 1.

По результатам проведенных исследований для автомобилей ГАЗ-24 «Волга» были рекомендованы мероприятия по снижению жесткости передней части, что позволило уменьшить средние интегральные перегрузки с 28 до 19,5 единиц при  $K_S=0,87$ , т. е. в оптимальных пределах с точки зрения пассивной безопасности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А. И. Методология системного подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5.
2. Рябчинский А. И., Мельников О. В. Современные системы защиты водителей и пассажиров грузовых автомобилей и автобусов при дорожно-транспортных происшествиях и методы их испытаний. М.: НИИНавтопром, 1976.
3. Рябчинский А. И., Фотин Р. К. Оценка пассивной безопасности легковых автомобилей при имитации дорожно-транспортных происшествий. М.: НИИНавтопром, 1973.

# Конструирование раздаточных коробок передач для полноприводных легковых автомобилей

Кандидаты технических наук В. А. УМНЯШКИН, А. С. КОНДРАШКИН  
Производственное объединение «Ижмаш»

**ИЗВЕСТНЫЕ** схемы и конструкции раздаточных коробок автомобилей повышенной проходимости обладают некоторыми недостатками, которые снижают качество автомобилей. Среди этих недостатков основным является сложность управления раздаточной коробкой. Современные раздаточные коробки снабжены или двумя рычагами управления — один для включения дополнительного (переднего) моста, а другой для включения понижающей ступени (демультипликатора), или одним рычагом, перемещающимся в нескольких плоскостях, подобно рычагу основной коробки передач.

Наличие двух рычагов управления раздаточной коробкой или одного перемещающегося в нескольких плоскостях затрудняет процесс управления раздаточной коробкой, и для них требуется много места в салоне автомобиля. Кроме того, в раздаточных коробках известных конструкций необходимо устанавливать механизм блокировки, предотвращающий включение понижающей ступени без предварительного включения обоих мостов. Включение обоих мостов и демультипликатора осуществляется, как правило, при неподвижном автомобиле.

Применение раздаточных коробок, в которых прямозубые шестерни перемещаются по шлицам, как, например, на автомобиле УАЗ-452, создает шум в салоне при включенной раздаточной коробке.

В производственном объединении «Ижмаш» в течение последних лет проводились работы по созданию трансмиссий полноприводных легковых автомобилей с колесной формулой 4×4. В результате было разработано несколько схем и конструкций раздаточных коробок, отличительной особенностью которых является наличие одного рычага управления, перемещающегося в одной плоскости. При этом общее требование к раздаточным коробкам — включать понижающую ступень только при включенных обоих мостах — удовлетворяется для всех разработанных конструкций без наличия какого-либо механизма блокировки.

На рис. 1 показана кинематическая схема раздаточной коробки, в которой вал привода переднего моста 1 и вал привода заднего моста 2 расположены соосно и получают вращение от входного вала 3 через шестерни 4, 5 и 6 или через шестерни 7, 8, 5 и 6. Шестерни 7 и 4 установлены на валу 3 свободно и могут блокироваться с ним через шлицевую муфту 9, которая управляет двуплечим рычагом 10. Второе плечо рычага 10 взаимодействует со шлицевой муфтой 11, которая соединяет валы 1 и 2. На рис. 1 показаны положения шлицевых муфт 9 и 11 и двуплечего рычага 10 соответственно при включенном только заднем мосте (а), обоих мостах (б) и демультипликаторе (в). По данной схеме изготовлены раздаточные коробки и установлены на автомобили. В такой раздаточной коробке привод двуплечего рычага осуществлен от единственного рычага, выведенного в салон автомобиля. Перемещаясь в одной плоскости, он осуществляет последовательное включение только одного заднего моста, обоих мостов, нейтрали и демультипликатора.

Это достигнуто тем, что вилка рычага переключения выполнена с продольным пазом, длина которого больше размера головки двуплечего рычага, взаимодействующего с вилкой переключения передач. Чтобы стало возможным управлять раздаточной коробкой при движении автомобиля с выключенным сцеплением, шлицевая муфта 9 снабжена синхронизаторами. Фиксированное нейтральное положение в данной конструкции выполнено для возможности отбора мощности от входного ва-

ла 3 при неподвижном автомобиле, например, для привода электрогенератора, насоса и т. д.

Недостатком рассматриваемой конструкции является то, что положение рычага управления при переходе от включения одного моста к демультипликатору и наоборот не совпадают. В первом случае схема положений рычага выглядит так: 1М—2М—Н—Д, а во втором Д—Д—Н—1М (М — мост, Н — нейтральное положение, Д — демультипликатор). Однако дорожные испытания показали, что особого неудобства для водителей это не создает. При приближении к плохому участку дороги водитель переводит рычаг из положения 1М в положение 2М, т. е. включает оба моста, и затем по мере необходимости через положение Н включает демультипликатор. Проехав плохой участок дороги, водитель перемещает рычаг управления в крайнее противоположное положение, чем обеспечивает выключение демультипликатора и переднего моста, а также включение одного заднего моста.

Отличительной особенностью раздаточной коробки, схема которой показана на рис. 2 (обозначения те же, что на рис. 1), является наличие единственной шлицевой муфты, перемещаемой из правого крайнего положения в крайнее левое. При этом осуществляется последовательное включение одного моста, обоих мостов и демультипликатора при предварительно включенных обоих мостах. Поскольку скользящая шлицевая муфта перемещается вдоль соосно расположенных валов привода переднего и заднего мостов, появляется возможность управления шлицевой муфтой одним рычагом управления, со следующими фиксированными положениями: 1М—2М—Д. При необходимости можно получить и фиксированное нейтральное положение. В этом случае схема перемещения рычага управления выглядит так: 1М—2М—Н—Д.

Положения шлицевой муфты при включенном одном мосте, обоих мостах и демультипликаторе показаны соответственно на рис. 2, а, б и в. В нейтральном положении шлицевая муфта располагается между шестернями 6 и 8, не касаясь их шлицевых ступиц.

Испытания данной раздаточной коробки показали возможность управления ею при движении автомобиля в случае предварительно выключенного сцепления. Достоинством схемы является и то, что частота вращения как нагруженных, так и ненагруженных шестерен не превышает частоты вращения входного вала. Это снижает шум при работе раздаточной коробки.

В условиях эксплуатации возникают случаи, когда желательно, чтобы направление движения управляемых колес совпадало с направлением силы тяги на колесах. Это рекомендуется, например, на поворотах, особенно в случае движения по скользкой дороге. Для автомобилей типа 4×4 в такой ситуации желательно в раздаточных коробках иметь положение включенного только переднего моста.

Кинематическая схема раздаточной коробки, в которой данное условие выполняется, показана на рис. 3. Эта схема похожа на схему раздаточной коробки, приведенной на рис. 2. Отличительной особенностью схемы, изображенной на рис. 3 (обозначения те же), является то, что выходные валы привода переднего 1 и заднего 2 мостов, а также установленные на них шестерни 6 и 8 снабжены шлицевыми венцами с расположенной на них скользящей шлицевой муфтой 9, управляемой рычагом. В средней части которой сделана проточка; ширина последней больше длины шлицевых венцов валов 1 и 2. Все это выполнено с целью раздельного включения одним рычагом управления переднего и заднего ведущих мостов, обоих мостов вместе, ней-

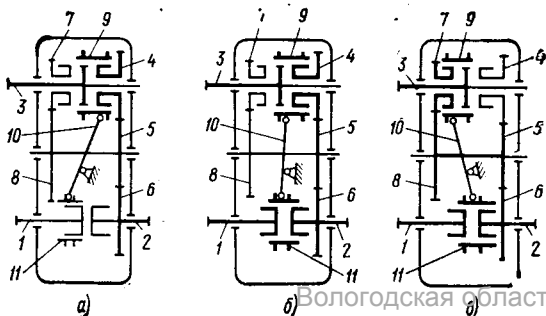


Рис. 1

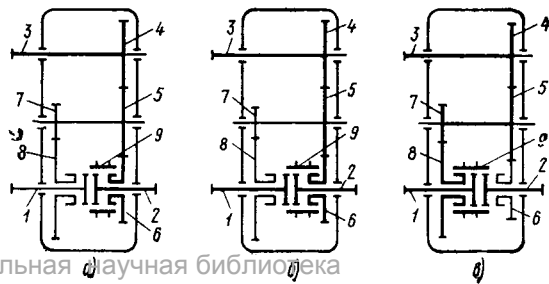


Рис. 2

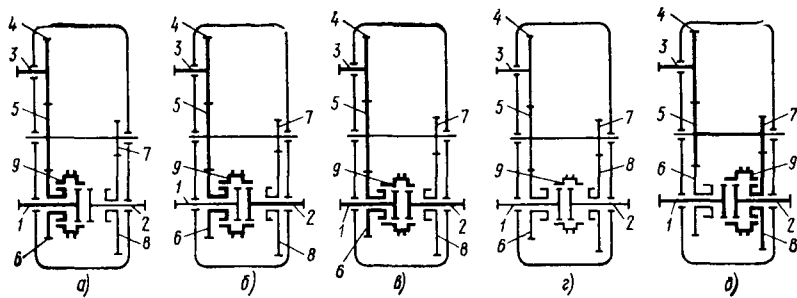


Рис. 3

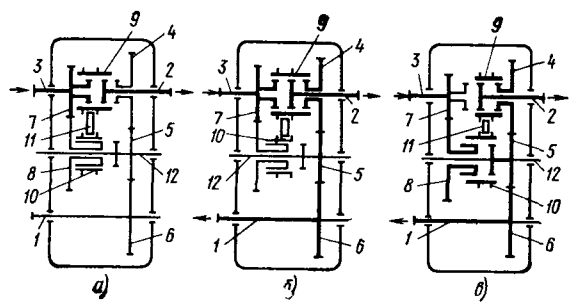


Рис. 4

тран и демультипликатора только при включенных обонх мостах.

Раздаточная коробка работает следующим образом. Вращающийся момент от коробки передач подводится к входному валу 3 и через шестерни 4 и 5 передается на шестерню 6 вала привода переднего моста. При положении шлицевой муфты 9, изображенном на рис. 3, а, б и в, крутящий момент будет передаваться соответственно на вал 1, вал 2 и на оба вала 1 и 2, что будет соответствовать включенному только переднему мосту, только заднему мосту и обонм мостам вместе. Шестерня 8, приводимая в действие шестерней 7 понижающей ступени, при этом будет вращаться вхолостую.

При дальнейшем перемещении шлицевой муфты 9 шлицы шестерни 6 выходят из зацепления с муфтой 9, а шлицы шестерни 8 еще не входят в зацепление. Это положение (рис. 3, г) соответствует нейтральному положению, когда можно осуществлять отбор мощности от входного или промежуточного валов или их шестерен для привода дополнительных агрегатов при неподвижных колесах автомобиля.

Когда шлицевая муфта 9 занимает крайнее правое положение (рис. 3, д), крутящий момент с промежуточного вала через понижающую ступень шестерен 7, 8, шлицевую муфту 9, валы 1 и 2 передается на оба моста одновременно. При этом не требуется механизма блокировки, предотвращающего включение понижающей ступени (демультипликатора) раздаточной коробки без включенных обонх мостов, так как шлицевая муфта включает оба моста с шестерней 8 понижающей ступени одновременно или несколько позже в зависимости от того, на каком расстоянии расположены шлицы шестерни 8 от шлицев вала 2.

Для перемещения шлицевой муфты 9 на ее наружной поверхности выполнен паз, в который входит вилка, неподвижно соединенная со штоком, на котором имеются луники для фиксатора определенных положений рычага управления. Описанная схема раздаточной коробки была реализована на опытном автомобиле.

С целью повышения КПД трансмиссии при движении с одним основным мостом в компоновке некоторых автомобилей предусмотрен привод заднего моста непосредственно от входного вала, а не через шестерни раздаточной коробки. Вал привода переднего моста в этом случае действует от входного вала через шестерни.

Кинематическая схема и конструктивное выполнение подобной раздаточной коробки показаны на рис. 4. В раздаточной коробке для возможности включения одного моста, обонх мостов и демультипликатора при включенных обонх мостах одним рычагом переключения, перемещающимся в одной плоскости, шестерня 4 вала привода заднего моста установлена на валу 2 свободно, а скользящая шлицевая муфта 10 промежуточного вала размещена на ступице свободно установленной шестерни 8. Раздаточная коробка работает так. Для включения одного заднего моста (рис. 4, а) скользящие муфты 10 и 9 перемещаются двойной вилкой 11 в такое положение, при котором муфта 9 соединяет вал 3 с валом 2. В этом случае вращающийся момент входного вала 3 передается через шлицевую муфту 9 вала 2 привода заднего моста. Шлицевая муфта 10 в это время находится на ступице шестерни 8.

Для включения обонх мостов (рис. 4, б) шлицевые муфты 9 и 10 перемещаются вилкой 11 в положение, при котором муфта 9 соединяет вал 3 с валом 2 и шестерней 4. Шлицевая муфта 10 при этом полностью остается на ступице шестерни 8. Вращающийся момент от вала 3 передается через муфту 9 вала 2 привода заднего моста и шестерню 4, от которой момент передается через шестерню 5 к шестерне 6 и далее на вал 1 привода переднего моста.

Для включения демультипликатора (рис. 4, в) вилка 11 перемещается в крайнее правое положение, при этом шлицевая муфта 10 соединяет ступицу шестерни 8 с промежуточным валом 12, а шлицевая муфта 9 — вал 2 со ступицей шестерни 4. Вращающийся момент вала 3 передается шестерней 7 шестерне 8,

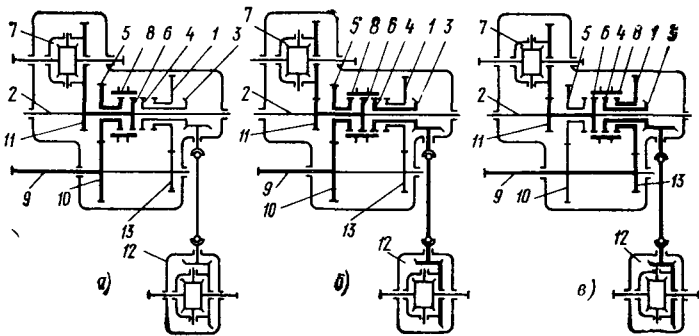


Рис. 5

шлицевой муфте 10, валу 12 и далее от шестерни 5 шестерне 4 и шестерне 6, а от них соответственно валу 2 и валу 1.

Число зубьев шестерни 4 должно быть равным числу зубьев шестерни 6, с таким же числом зубьев может быть и шестерня 5. Тогда шестерни 7 и 5 будут также иметь равное число зубьев. В этом случае получаем только две геометрические формы венцов зубчатых колес, что уменьшает номенклатуру режущего и мерительного инструмента в процессе производства раздаточной коробки.

В силу различных компоновочных решений на легковых автомобилях, особенно малого класса, часто двигатель устанавливается не вдоль оси автомобиля, а поперек.

Схема раздаточной коробки для подобного случая показана на рис. 5. Особенностью этой раздаточной коробки является то, что зубчатое колесо 1 установлено на промежуточном валу 2 через ступицу шестерни 3 привода одного из ведущих мостов для возможности последовательного включения одного из ведущих мостов, обонх мостов и демультипликатора при предварительном включении обонх мостов одним рычагом управления, перемещающимся в одной плоскости. Шлицевой венец 4 ступицы шестерни 3 расположен между шлицевым венцом ступицы зубчатого колеса 1 и шлицевым венцом 5, неподвижно установленным на промежуточном валу 2, причем с другой стороны венца 5 установлен шлицевой венец ступицы зубчатого колеса 6. Привод основного ведущего моста 7 осуществляется при положении шлицевой муфты 8 в крайнем левом положении (рис. 5, а). При этом вращающийся момент ведущего вала 9 через шестерню 10, зубчатое колесо 6, его шлицевой венец, скользящую шлицевую муфту 8, шлицевой венец 5 и промежуточный вал 9 передается шестерне 11 привода основного моста.

Включенным обонм мостам соответствует положение шлицевой муфты 8, показанной на рис. 5, б. Вращающийся момент ведущего вала 9 через шестерню 10, зубчатое колесо 6, его шлицевой венец и скользящую шлицевую муфту передается шлицевому венцу 5 и шлицевому венцу 4 шестерни 3. Далее момент передается через шестерни 11 и 3 на основной 7 и дополнительный 12 мосты.

Положение шлицевой муфты 8 при включенном демультипликаторе показано на рис. 5, в. Вращающийся момент ведущего вала 9 через шестерню 13, зубчатое колесо 1, его шлицевой венец и шлицевую муфту 8 передается шлицевым венцам 4 и 5. Затем момент передается через шестерни 11 и 3 на основной и дополнительный мосты.

Рассмотренные раздаточные коробки охватывают различные компоновочные схемы автомобилей. Они могут быть применены не только на легковых автомобилях повышенной проходимости, но также явиться основной моделью при проектировании раздаточных коробок, управляемых одним рычагом, и для полноприводных грузовых автомобилей, автомобилей-тягачей и автобусов.



# Корреляционный анализ дефектов автомобильных деталей

Б. П. ПЕРЕГУДИН

Государственный научно-исследовательский институт  
автомобильного транспорта

**В** ПРОЦЕССЕ эксплуатации в агрегатах, узлах и деталях автомобилей возникают различные дефекты и повреждения, в результате которых их дальнейшее функционирование становится невозможным. Появление некоторых дефектов определено неправильными условиями эксплуатации автомобилей, при которых превышаются допустимые значения параметров нагрузки. Однако наряду с этим значительное количество дефектов обусловлено также и несовершенством конструктивных решений деталей, снижающих надежность узлов и агрегатов автомобиля. С целью увеличения срока службы детали, получившие повреждения, подвергаются восстановительному ремонту.

Из практики авторемонтного производства известно, что количество деталей, имеющих дефекты, стабилизируется на некотором постоянном уровне, характерном для определенного дефекта. Непосредственный количественный анализ совокупности дефектов в деталях является затруднительным, однако в значительной степени он может быть облегчен, если известны коэффициенты парных корреляций между отдельными дефектами. Наиболее точно коэффициенты парных корреляций можно рассчитать, имея набор сведений по всем дефектам в каждой детали достаточно представительной выборки из генеральной совокупности. Однако ввиду большой трудоемкости такой метод используется редко. Как правило, подробно изучаются отдельные дефекты с целью разработки технологии их устранения.

Статистика дефектов оказывается достаточно достоверной, количественную оценку которой можно принять за вероятность появления конкретного дефекта в детали. Однако, располагая такими сведениями о состоянии ремонтного фонда, невозможно определить коэффициенты парных корреляций без дополнительной информации. В этом случае можно осуществить расчет парных коэффициентов ранговой корреляции, которые могут служить достаточно достоверной оценкой истинных корреляций. При этом если анализу подвергаются дефекты, совокупность которых представляет статистику не количественных, а качественных сведений о наличии дефекта, то потеря информации при их ранжировании будет минимальной.

Рассмотрим следующую задачу. В детали, подлежащей восстановлению, встречается  $n$  дефектов с вероятностями  $P_1, P_2, \dots, P_n$ . Определим парные коэффициенты ранговых корреляций между этими дефектами.

Зададимся некоторыми исходными предпосылками. Дефекты в детали условимся считать независимыми событиями  $A_i$ , так как дефект может возникнуть независимо от того, имеет место другой дефект или нет, что подтверждается практикой авторемонтного производства. Часто деталь имеет несколько дефектов, и поэтому их возникновение является событием совместным.

Из теории вероятностей [1] известно, что в случае независимых событий вероятность произведения нескольких событий равна произведению вероятностей этих событий

$$P(A_1, A_2, \dots, A_n) = P(A_1)P(A_2)\dots P(A_n), \quad (1)$$

где  $P(A_i)$  — вероятность появления события  $A_i$ .

Для краткости в дальнейшем будем вероятности событий  $P(A_i)$  обозначать  $P_i$ .

При использовании формулы (1) вероятности появления дефектов  $P_i$  предполагаются известными.

Поступающие в ремонт детали могут содержать различное количество дефектов от 1 до  $n$ . Подсчитаем вероятность наличия  $P_i^0$  деталей, имеющих только один  $i$ -й дефект:

$$P_i^0 = P_i - \sum_{\substack{i, j=1 \\ i \neq j}}^n P_{ij} + \sum_{\substack{i, j, k=1 \\ i \neq j \neq k}}^n [P_{ijk} + \dots + (-1)^{z-1} \sum P_{ijk} + \dots + P_{ijk\dots n}], \quad (2)$$

где  $z$  — число индексов  $i, j, k, \dots, n$ , по которым осуществляется суммирование.

Вероятность наличия  $P_i^0$  деталей, имеющих два дефекта, подсчитывается по формуле

$$P_{ij}^0 = P_{ij} - \sum_{\substack{i, j, k=1 \\ i \neq j \neq k}}^n P_{ijk} + \dots + (-1)^{z-1} \sum P_{ijk} + \dots + P_{ijk\dots n}. \quad (3)$$

Аналогично определяются вероятности появления деталей, имеющих соответственно 3, 4, ...,  $n$  дефектов. Исходные вероятности возникновения каждого дефекта будут составлять

$$P_i = P_i^0 + \sum_{\substack{i, j=1 \\ i \neq j}}^n P_{ij}^0 + \dots + P_{ijk\dots n}^0. \quad (4)$$

Изложенное выше справедливо для появления совместных независимых событий, в данном случае дефектов. Однако в ряде случаев появлению определенного дефекта предшествует возникновение другого характерного дефекта исследуемой детали (агрегата). В этом случае следует говорить о событиях зависимых и совместных. Допустим, что зависимыми являются события  $i$  и  $j$ . Тогда, если вероятность появления события  $P_i \leq P_j$ , то главным событием является событие  $j$ , а событие  $i$  является следствием возникновения события  $j$ .

В таких случаях событие  $i$  самостоятельно не возникает, и его вероятность  $P_i^0 = 0$ . Вероятность же появления совместного события  $P_{ij} = P_i$ . В остальном расчет вероятностей осуществляется в соответствии с приведенной выше методикой.

Полученные данные можно свести в табл. 1. Располагая такой таблицей, в строках которой приведены вероятности появления деталей с  $i$ -м дефектом и различных сочетаний его с остальными дефектами по одному, два, три и т. д., проранжируем эти вероятности по степеням их убывания (или возрастания), присваивая наименьший (наибольший) ранг наибольшей (наименьшей) вероятности в  $i$ -й строке. Ранги  $R$  целесообразно разместить в табл. 1 под вероятностями возникновения дефектов. При этом в каждой строке будут присутствовать связанные ранги с равными численными значениями. Полученные ряды рангов позволяют рассчитать коэффициенты ранговых корреляций.

Таблица 1

$P_i, R_i$	Вероятности $P_i^0$									
	$P_1^0$	$P_2^0$	...	$P_n^0$	$P_{12}^0$	$P_{13}^0$	...	$P_{n-1, n}^0$	...	$P_{12\dots n}^0$
$P_1$	$P_1^0$	0	...	0	$P_{12}^0$	$P_{13}^0$	...	0	...	$P_{12\dots n}^0$
$R_1$	$R$	$R$	...	$R$	$R$	$R$	...	$R$	...	$R$
$P_2$	0	$P_2^0$	...	0	$P_{12}^0$	0	...	0	...	$P_{12\dots n}^0$
$R_2$	$R$	$R$	...	$R$	$R$	$R$	...	$R$	...	$R$
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$P_n$	0	0	...	$P_n^0$	0	0	...	$P_{n-1, n}^0$	...	$P_{12\dots n}^0$
$R_n$	$R$	$R$	...	$R$	$R$	$R$	...	$R$	...	$R$

Наибольшее распространение имеет формула Смирнена [2]. Однако более глубокие исследования показывают, что наиболее достоверные результаты получаются при расчете корреля-



ций по формуле Кендэлла [2, 3]. При этом с учетом связанных рангов формула Кендэлла для расчета парных корреляций  $\tau$  имеет вид [3]

$$\tau = \frac{S}{\sqrt{\left[ \frac{k(k-1)}{2} - u_x \right] \left[ \frac{k(k-1)}{2} - u_y \right]}}, \quad (5)$$

где  $k$  — число рангов в последовательности;

$S$  — алгебраическая сумма числа высших рангов по отношению к каждому низшему рангу;

$$u_{x,y} = \frac{\sum m(m-1)}{2}, \quad (6)$$

где  $m$  — число связанных рангов.

Расчет по формуле (5) является целесообразным, так как при ранжировании десяти единиц, взятых из нормальной совокупности, коэффициент корреляции между рангами и значениями переменной составляет 0,884 [3]. Благодаря такой тесной связи между рангами и значениями переменной следует ожидать, что коэффициент корреляции рангов будет достаточно удовлетворительной оценкой обобщенного коэффициента корреляции.

При корреляционном анализе необходимо оценить достоверность связи между переменными. Проверка значимости коэффициента корреляции заключается в следующем. Вычисляем значение  $t$  [4]:

$$t = \frac{|\tau|}{\sigma_\tau}, \quad (7)$$

где  $\sigma_\tau$  — квадратичная ошибка [3],

$$\sigma_\tau = \sqrt{\frac{2(2k+5)}{9k(k-1)}}. \quad (8)$$

Расчетное значение  $t$  сравниваем с параметром нормированной функции Лапласа  $t_q$  [4] при заданном уровне доверительной вероятности. Если  $t > t_q$ , то нуль-гипотеза отвергается, и коэффициент корреляции можно считать существенным, а связь между случайными переменными достоверной.

Расчитанные коэффициенты корреляции размещаются в обычной треугольной таблице. Анализ корреляций осуществляется в соответствии с природой изучаемых объектов.

Таким образом, разработанная методика расчета коэффициентов ранговых корреляций по известным вероятностям совместных событий может быть использована при анализе сложных объектов, если количественная оценка между событиями затруднена или невозможна.

Проведем анализ дефектов блока цилиндров V-образного двигателя. В блоке цилиндров возникают различные дефекты, в том числе трещины, обломы и т. д. Характерным дефектом таких блоков являются трещины в перемычках между посадочными отверстиями под гильзы цилиндров. Трещины на рубашке охлаждения имеют длину 400—450 мм. Значительное количество деталей имеет дефекты в виде износов и деформаций опор коренных подшипников. Примерно 4% деталей имеют деформации опор коренных подшипников 0,1—0,11 мм. Примерно в 27% деталей, поступающих для капитального ремонта, наблюдаются также дефекты в виде срывов резьбы и обломов приливов под болты крепления головок цилиндров.

На основании данных НАМИ подсчитаем коэффициенты парных корреляций между упомянутыми дефектами блока цилиндров. Исходные данные приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование дефекта $A_i$	Вероятность появления $P_i$
$A_1$ — трещины в перемычках между посадочными отверстиями под гильзы	0,1
$A_2$ — трещины на рубашке охлаждения	0,12
$A_3$ — трещины и обломы бобышек (приливов) под болты крепления головок цилиндров	0,27
$A_4$ — износ и деформации опор коренных подшипников	0,04

Расчитанные по формулам (1)—(3) вероятности появления совокупности дефектов приведены в табл. 3.

Проверка по формуле (4) показала правильность выполненных расчетов. Расчитанные вероятности ранжирования (см.

$i, j, k, l$	$A_1$	$R_1$	$A_2$	$R_2$	$A_3$	$R_3$	$A_4$	$R_4$
1	0,0625	1	—	12	—	12	—	12
2	—	12	0,0757	1	—	12	—	12
3	—	12	—	12	0,2053	1	—	12
4	—	12	—	12	—	12	0,0231	1
1, 2	0,0084	3	0,0084	3	—	12	—	12
1, 3	0,0228	2	—	12	0,0228	3	—	12
1, 4	0,0026	5	—	12	—	12	0,0026	4
2, 3	—	12	0,0280	2	0,0280	2	—	12
2, 4	—	12	0,0032	4	—	12	0,0032	3
3, 4	—	12	—	12	0,0086	4	0,0086	2
1, 2, 3	0,0031	4	0,0031	5	0,0031	5	—	12
1, 2, 4	0,0004	7	0,0004	7	—	12	0,0004	7
1, 3, 4	0,0010	6	—	12	0,0010	6	0,0010	6
2, 3, 4	—	12	0,0012	6	0,0012	6	0,0012	5
1, 2, 3, 4	0,0001	8	0,0001	8	0,0001	8	0,0001	8
$\Sigma$	0,1		0,12		0,27		0,04	

табл. 3). Коэффициенты парных корреляций  $[\tau_{ij}]$ , рассчитанные по формуле (5), приведены в табл. 4.

Квадратическая ошибка, рассчитанная по формуле (8), составляет  $\sigma_\tau = 0,221$ . Расчетные значения критерия  $t$  для полученных коэффициентов корреляции составляют:  $t_{1,2} = 1,84$ ;  $t_{1,3} = 1,38$ ;  $t_{1,4} = 3,22$ ;  $t_{2,3} = 1,15$ ;  $t_{2,4} = 2,53$ ;  $t_{3,4} = 2,07$ . Задаваясь уровнем доверительной вероятности  $q = 0,95$ , по табличам работы [4] находим  $t_q = 1,96$ . Расчетное значение критерия  $t$  превышает табличное, т. е.  $t_{расч} > t_q$  для коэффициентов корреляции  $\tau_{14}$ ,  $\tau_{24}$ ,  $\tau_{34}$ , которые следует признать значимыми. Остальные коэффициенты корреляции являются незначимыми и анализу не подвергаются.

Таблица 4

$A_i$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$
$A_1$	1	0,190	0,119	0,310
$A_2$		1	0,119	0,262
$A_3$			1	0,214
$A_4$				1

Из табл. 4 видно, что корреляционные связи между дефектами, возникающими в блоке цилиндров, являются относительно слабыми, что может свидетельствовать о рациональности конструкции детали. Наряду с этим значимые коэффициенты корреляции могут дать некоторую информацию об улучшении отдельных элементов детали с целью повышения ее равнопрочности и надежности в эксплуатации. Все подвергнутые анализу дефекты значимо коррелируют с износом и деформацией опор коренных подшипников. Данный дефект возникает в основном от действия силовых факторов, действующих в блоке цилиндров при работе двигателя. Вероятность появления деформаций опор коренных подшипников, по-видимому, возрастает с увеличением монтажных и температурных напряжений в совокупности с имеющим место определенным уровнем ликвации металла [5] в процессе кристаллизации отливки. Возникновение первых трех дефектов (см. табл. 2) в большей степени, очевидно, обусловлено нарушениями условий эксплуатации [6].

Детальная физическая интерпретация полученных коэффициентов корреляции может быть осуществлена с помощью экспериментальных данных, позволяющих выявить причины возникновения отдельных дефектов и их совокупности. Количество экспериментальных работ при этом значительно сократится за счет знания числовых характеристик корреляционных связей между отдельными дефектами.

Таким образом, разработанная методика позволяет осуществить расчет корреляций между различными факторами в слабо организованных системах и на их основе провести анализ основных факторов, действующих в данной системе.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Физматгиз, 1962, 564 с.
2. Юл. Дж. Э., Кендэлл М. Дж. Теория статистики. М.: Госстатиздат, 1960, 779 с.
3. Кендэлл М. Ранговые корреляции. М.: Статистика, 1975, 214 с.
4. Математическая статистика. Под ред. А. М. Дина. М.: Высшая школа, 1975, 188 с.
5. Шахмаметов Р., Гриндорф Б. Причины деформации и разрушения стенок цилиндров блока. — Автомобильный транспорт, 1971, № 1, с. 32—33.
6. Дюмин И., Круг В., Леонтьев А. Использование ресурса двигателя ЗИЛ-130. — Автомобильный транспорт, 1969, № 7, с. 34—36.

# Обоснование светотехнических характеристик противотуманных задних фонарей

Канд. техн. наук К. М. ЛЕВИТИН

НИИавтоприборов

**ПРОЕКТ** Правил, в которых утверждены и рекомендованы светотехнические характеристики противотуманных фонарей, опубликован ЕЭК ООН в 1974 г.

В исследованиях [1] и рекомендациях ЕЭК ООН нормированы значения силы света фонаря в различных, важных для обеспечения безопасности дорожного движения, направлениях. Анализ условий наблюдения и обнаружения противотуманных фонарей в реальных дорожно-транспортных ситуациях приводит к выводу о целесообразности разработки требований к уровню яркости противотуманных фонарей, но не их силы света.

Это объясняется тем, что противотуманные фонари в отличие от габаритных огней автомобиля должны быть эффективны в первую очередь днем при сравнительно высокой яркости фона ( $10^2$ – $10^3$  кд/м<sup>2</sup>). Расстояния обнаружения огней при движении автомобиля днем в тумане не превышают нескольких десятков метров, а размеры светового отверстия фонаря достигают десятков угловых минут. В этих условиях источник света нельзя считать точечным, а следует рассматривать как светящуюся поверхность с определенной среднегабаритной яркостью, на которую реагирует глаз водителя, поэтому нормировать необходимо не силу света, а яркость [2], либо силу света и размеры светового отверстия фонаря.

Нормативные исследования, основные результаты которых приведены в статье, должны были обосновать характеристики яркости противотуманных фонарей, обеспечивающих надежное различение в дневном тумане (осадках) высокой плотности (метеорологическая дальность видимости <200 м) и не создающих ослепленности ночью водителей транспортных средств, движущихся сзади.

В основу анализа и расчетов при определении минимальной среднегабаритной яркости фонаря была положена преобразованная формула Кошмидера [1]:

$$L = \frac{1}{k} \ln \frac{K}{K_{\text{пор}}} \quad (1)$$

и формула порогового контраста В. В. Мешкова [3]:

$$K_{\text{пор}} = \frac{1}{bB_{\phi}^{1-a}}, \quad (2)$$

где  $L$  — дальность видимости (расстояние различения) светосигнальных огней в тумане (осадках), м;

$k$  — показатель рассеяния атмосферы, м<sup>-1</sup>;

$K$  — контраст яркостей светосигнального огня и фона [ $K = (B_0 - B_{\phi})/B_{\phi}$ ];  $B_0$  — яркость светосигнального огня, кд/м<sup>2</sup>;  $B_{\phi}$  — яркость фона (дороги, неба), на котором наблюдают огонь, кд/м<sup>2</sup>];

$K_{\text{пор}}$  — пороговый контраст яркостей огня и фона, обеспечивающий обнаружение светосигнального огня с вероятностью 0,5 в данных условиях наблюдения [ $K_{\text{пор}} = \Delta B/B_{\phi}$ ];  $\Delta B$  — пороговая (минимальная) разность яркостей сигнального огня и фона, достаточная для обнаружения огня, кд/м<sup>2</sup>];

$a, b$  — эмпирические коэффициенты, зависящие от яркости фона и угловых размеров светового отверстия фонаря.

В результате совместного решения уравнений (1) и (2) получена и использована для обоснования минимальных значений яркости противотуманных фонарей следующая формула:

$$B_0 = B_{\phi} + 2,2B_{\phi}^a \frac{e^{\alpha L}}{b}, \quad (3)$$

где коэффициент 2,2 взят на основании исследований Блэкуэлла [3] с целью повышения вероятности обнаружения противотуманных огней с  $p=0,5$  до  $p=1,0$ .

При анализе было учтено основное условие безопасности движения автомобилей: расстояние видимости светосигнальных огней  $L$  должно быть больше остановочного пути автомобиля  $S_{\text{ост}}$  или равно ему.

Рис. 1. Номограмма для нормирования светотехнических параметров противотуманных сигнальных огней:  $a$  — зависимость требуемой яркости сигнального огня  $B_0$  от прозрачности атмосферы (МДВ) и угловых размеров светового отверстия фонаря;  $b$  — зависимость остановочного пути автомобиля  $L$  от скорости движения  $v$

Для характерной транспортной ситуации при движении автомобилей колонной в условиях пониженной прозрачности воздуха граничное условие безопасности движения можно записать в виде

$$L = S_{\text{ост}} = \frac{(v_2 - v_1) T}{3,6} + \frac{(v_2^2 - v_1^2) K_{\alpha}}{254 \varphi} + l_0, \quad (4)$$

где  $S_{\text{ост}}$  — остановочный путь автомобиля;

$v_1, v_2$  — скорость движения соответственно первого и второго (движущегося позади) автомобилей в км/ч;

$T$  — суммарное время реакции водителя (0,5 с) и срабатывания механизма привода тормозов (0,5 с), а также дополнительное время, обусловленное трудностью распознавания светосигнального огня при движении автомобилей днем в тумане (0,8 с); в расчетах принимали  $T=1,8$  с;

$K_{\alpha}$  — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов ( $K_{\alpha}=1,5$ );

$\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой (для сухих покрытий  $\varphi=0,7$ ; для влажных и заснеженных покрытий  $\varphi=0,3$ ); в расчетах принимали  $\varphi=0,5$ ;

$l_0$  — расстояние между остановившимися автомобилями ( $l_0=5$  м).

Из формулы (4) видно, что наибольшие безопасные расстояния видимости необходимы для случая, когда  $v_1=0$ , т. е. когда движущийся впереди автомобиль по какой-либо причине остановился в тумане.

Для расчета расстояния видимости в этом случае была использована следующая формула:

$$L = S_{\text{ост}} = 0,5v_2 + \frac{v_2^2}{84,7} + 5. \quad (5)$$

При обосновании минимальной требуемой яркости противотуманного фонаря с использованием полученных зависимостей (3) и (5) было учтено, что безопасную скорость движения автомобиля днем в тумане и при осадках водитель должен выбирать, учитывая метеорологическую дальность видимости (МДВ). Однако, как показали многолетние измерения, проведенные в реальных условиях эксплуатации автомобиля днем в тумане на дорогах США и Англии, большинство водителей превышают эту скорость на 30–40% [4].

В связи с этим обоснования были проведены в следующем порядке. Для МДВ=50 м — туман высокой плотности (нулевой балл по международной десятибалльной шкале видимости, принятой в метеорологии), по рис. 1, б была определена безопасная скорость движения (45 км/ч). С учетом реального превышения скорости на 30% (до 60 км/ч) по этому же графику определено требуемое расстояние видимости противотуманного фонаря (80 м). Для определения среднегабаритной яркости светового отверстия фонаря построены и использованы графики зависимостей яркости  $B_0$  от расстояния видимости  $L$  и угловых размеров светового отверстия фонаря [рис. 1, а и формула (3)].

Параметры  $a$  и  $b$  в формуле (3) взяты из табл. 1 [3], где яркость фона  $10^2 < B_{\phi} \leq 10^3$  кд/м<sup>2</sup> при  $p=0,5$ .

Исследуя яркость, требуемую для различения светосигнального огня с расстояния 80 м, можно видеть, что в зависимости от угловых размеров его отверстия она может быть  $2,3 \cdot 10^5$ – $6,5 \cdot 10^3$  кд/м<sup>2</sup>.

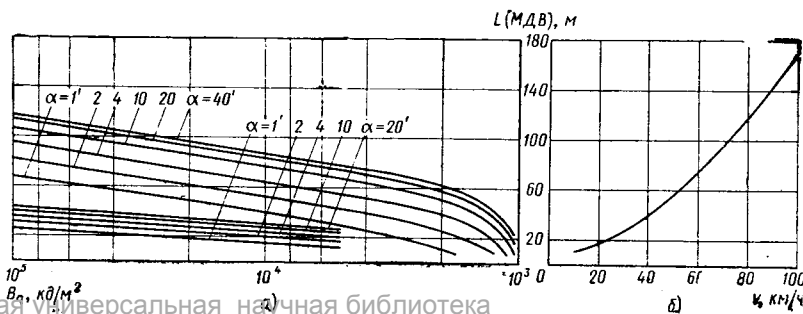


Таблица 1

Угловые размеры объекта $\alpha$ в угловых минутах	Значения эмпирических коэффициентов	
	$a$	$b$
1,0	0,86	2,24
2,0	0,87	7,4
4,0	0,88	20,8
10	0,9	60,8
20	0,91	115
40	0,92	158

Увеличение яркости фонаря возможно за счет увеличения мощности источника света либо за счет совершенствования светооптической схемы фонаря. Рациональное техническое решение может быть найдено путем оптимизации яркости и размеров светового отверстия. Критериями оптимальности в данном случае были выбраны различимость (видимость) и ослепленность (дискомфорт).

С увеличением размеров светового отверстия фонаря яркость, требуемая для различения светосигнального огня, уменьшается (рис. 2, кривая 1). В то же время большим угловым размерам объекта соответствуют большие линейные размеры и соответственно большая площадь светового отверстия фонаря (рис. 2, кривая 2). Координаты точки пересечения кривых 1 и 2 характеризуют оптимальный угловой размер ( $\sim 3'$ ) и оптимальную площадь светового отверстия ( $\sim 44 \text{ см}^2$ ), которую должен иметь противотуманный фонарь, чтобы он был различим с расстояния 80 м в плотном тумане с МДВ=50 м.

В таких же метеорологических условиях и с расстояния наблюдения 80 м ночью этот фонарь не вызовет дискомфорта, так как его яркость  $4,4 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$  меньше дискомфортной яркости  $1,4 \cdot 10^7 \text{ кд/м}^2$ , вызывающей психологическую ослепленность (рис. 2, кривая 3).

Ординаты точек кривой 3 рассчитаны по следующей формуле с учетом результатов исследований дискомфорта, проведенных фирмой Бош [5]:

$$B_d = B_{\Sigma} e^{kl},$$

где  $B_d$  — яркость, предельно допустимая по условиям дискомфорта в тумане, в  $\text{кд/м}^2$ ;

$B_{\Sigma}$  — то же, без тумана по результатам исследований Линде в  $\text{кд/м}^2$ ;

$l$  — расстояние различения сигнального огня в м ( $l=80 \text{ м}$ ).

Анализируя условия различения светосигнальных огней при движении автомобиля днем в тумане и оценивая возможность ослепления ими в ночных туманах (рис. 2, кривые 1 и 3), можно сделать вывод, что противотуманный фонарь, весьма эффективный днем, не вызовет ослепленности ночью, т. е. исследовать вопросы ослепленности противотуманными фонарями при их правильной эксплуатации нецелесообразно.

Таким образом, противотуманный фонарь с оптимальной светооптической схемой должен иметь следующие параметры:  $B_0 \approx 4,4 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$ ;  $S \approx 44 \text{ см}^2$ . Произведение этих параметров позволяет ориентировочно определить осевую силу света фонаря  $I_0 \approx 194 \text{ кд}$ . Если при разработке противотуманного фонаря по конструктивным соображениям или с учетом требований технической эстетики площадь светового отверстия выбрана иной, то в зависимости от нее должна быть определена сила света. Силу света рассчитывают как произведение среднегабаритной яркости на площадь, т. е. произведение соответствующих ординат кривых 1 и 2 (рис. 2). Такой подход позволил установить следующее.

Если разработка фонаря проводится в соответствии с требованиями проекта Правил ЕЭК ООН, то площадь светового отверстия фонаря  $S$  не должна превышать  $150 \text{ см}^2$  (для  $I_0 = 300 \text{ кд}$ ) и не должна быть меньше  $18 \text{ см}^2$  (для  $I_0 = 150 \text{ кд}$ ) (проекция  $a'b'$  по оси ординат на рис. 2). Максимальное значение площади согласуется с требованиями проекта правил ЕЭК ООН, в соответствии с которыми  $S_{\text{max}} = 140 \text{ см}^2$ .

Яркость  $B_0$ , необходимая для различения фонаря в указанных условиях, изменяется в зависимости от площади его светового отверстия в диапазоне от  $2 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$  ( $S = 150 \text{ см}^2$ ) до  $7 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$  ( $S = 18 \text{ см}^2$ ). Эти значения можно использовать при оценке уровня качества противотуманных фонарей по результатам фотометрирования: если произведение максимальной силы света  $I_0$  фонаря на площадь его светового отверстия величина такого же порядка, то эффективность его в плотных туманах обеспечена [1]. Разработчики и дизайнеры должны выбирать и обосновывать параметры светооптической схемы фонаря ( $I_0$ ,  $B_0$ ,  $S$ ) в пределах фигуры  $aa'obb'$  (рис. 2).

Справедливость полученных результатов была проверена в более тяжелых условиях наблюдения, чем те, для которых проведены исследования.

Проверочный расчет состоял в определении расстояния различения светосигнального огня, среднегабаритная яркость которого равна  $3 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$ , площадь светового отверстия  $80 \text{ см}^2$  ( $\alpha = 4'$ ) в дневном тумане очень высокой плотности (МДВ=20 м). Для таких условий наблюдения требуется, чтобы яркость светящейся поверхности должна быть не менее

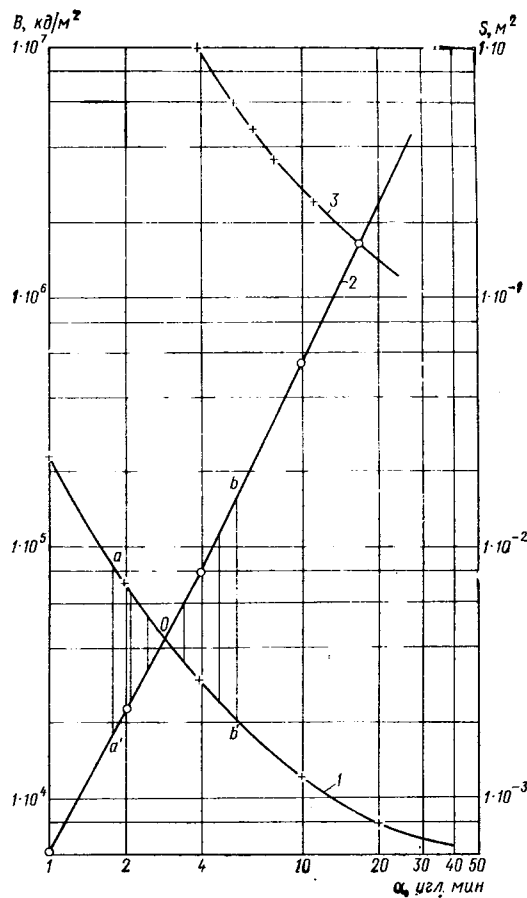


Рис. 2. Зависимость требуемой (кривая 1) и дискомфортной (кривая 3) яркостей  $B$  и площади  $S$  (кривая 2) фонаря от угловых размеров  $\alpha$  светового отверстия

группа кривых, характеризующих зависимость яркости светосигнального огня от требуемого расстояния различения и угловых размеров светящейся поверхности (рис. 1, б).

Из графика видно, что сигнальный огонь, яркость которого  $3 \cdot 10^4 \text{ кд/м}^2$ , а угловые размеры  $\alpha = 4'$  в дневном тумане с МДВ=20 м можно различать с расстояния 30 м. В таком тумане несамосветящиеся объекты, например, пешеходы видны не более чем с 20 м, и, ориентируясь на это расстояние, водитель выбирает безопасную скорость движения 20 км/ч. Однако, если водитель превысит скорость на 50% (до 30 км/ч), то и в этом случае он не совершит наезда сзади на автомобиль, оснащенный противотуманным фонарем с обоснованными характеристиками, так как расстояние его различения на 50% больше расстояния видимости пешехода или этого же автомобиля без противотуманного фонаря (рис. 1).

Следовательно, проверочный расчет подтверждает корректность проведенных исследований.

Результаты фотометрических исследований противотуманных фонарей зарубежных фирм, испытанных в НИИавтоприборов, свидетельствуют о том, что независимо от того, соответствуют ли их параметры проекту Правил ЕЭК ООН, их размеры и значения среднегабаритной яркости близки к обоснованным в настоящей работе (табл. 2).

Таблица 2

Фирма и тип фонаря	Площадь светового отверстия в $\text{см}^2$	Осевая сила света в кд	Среднегабаритная яркость в $\text{кд/м}^2$
Лукас, № 56540, (Англия) . . . . .	80	280	$3,5 \cdot 10^4$
Бош, № 0313101004 (ФРГ) . . . . .	90	180	$2,0 \cdot 10^4$
То же, № 0313100004 . . . . .	120	400	$3,3 \cdot 10^4$
Цнби (Франция) . . . . .	70	180	$2,6 \cdot 10^4$
НИИавтоприборов, В30А 28.3716 (СССР) . . . . .	100	270	$2,7 \cdot 10^4$

Оценивая эффективность противотуманного фонаря В30А отечественной разработки по предложенным критериям, можно видеть, что при выбранных размерах светового отверстия  $140 \times 70 \text{ мм}^2$  ( $S \approx 100 \text{ см}^2$ ) минимальное значение среднегабаритной яркости светящейся поверхности должно быть не менее

2,5 · 10<sup>4</sup> кд/м<sup>2</sup> (рис. 2). Результаты фотометрирования, использованные для расчета среднегабаритной яркости, показывают, что эта величина практически совпадает с рекомендуемой и составляет 2,7 · 10<sup>4</sup> кд/м<sup>2</sup> (табл. 2).

В результате проведенного анализа, базирующегося на использовании отечественных и зарубежных экспериментально-теоретических исследований, предложен метод определения рациональных параметров светооптической схемы и светотехнических характеристик противотуманных фонарей, определены оптимальные яркость, сила света и размеры светового отверстия противотуманного фонаря.

Разрабатывая противотуманные фонари в соответствии с требованиями проекта Правил ЕЭК ООН, светотехнические характеристики следует задавать не произвольно, а с учетом размеров светооптической схемы.

Параметры отечественного противотуманного фонаря 28.3716

(размеры светооптической схемы, среднегабаритная яркость, сила света) находятся в соответствии с разработанными рекомендациями.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левитин К. М., Чугунов А. Ф. Противотуманные фонари и световая сигнализация. — Сб.: Обмен передовым опытом в автомобилестроении. НИИНавтопром, Тольятти, 1974, № 8.
2. Левитин К. М. К вопросу расчета и конструирования светосигнальных приборов автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12.
3. Мешков В. В., Епанешников М. М. Осветительные установки. М.: Энергия, 1972.
4. Driving i fog on the M4 „Traffic Engeneering and Control”, 1977, 18, № 1, 31.
5. Linde G., Optimale Scheiwerfergröße für Europäisches Abblendlicht. ATZ, 1970, № 12, 427—431.



УДК 621.9.04:621.822

## Абразивная обработка цилиндрических поверхностей

С. Г. РЕДЬКО, А. И. СПРИШЕВСКИЙ, В. Д. ГУНДОРИН

Саратовский политехнический институт, Московский автомеханический институт

**НАИБОЛЕЕ** трудоемкой операцией механической обработки подшипниковых колец является внутреннее шлифование, которое имеет существенные недостатки, например, значительные отклонения от цилиндричности и круглости. Такие отклонения, как огранка и волнистость, почти не исправляются ни одним из существующих методов чистовой обработки.

К недостаткам внутреннего шлифования относится наличие тепловых дефектов в зоне обработки в результате высоких температур, достигающих 800°С и более. В связи с этим поверхностный слой всегда имеет измененную структуру, ожоги, шлифовочные трещины, коробление и т. п. Тепловые дефекты бывают столь значительны, что даже не всегда исправляются последующими отделочными методами обработки.

Новый способ абразивной обработки цилиндрических поверхностей не имеет недостатков, присущих внутреннему шлифованию (рис. 1). Этот метод хотя и напоминает процесс хонингования, принципиально отличается по циклу обработки, режимам, условиям резания и т. д.

Процесс абразивного растачивания по сравнению со шлифованием имеет на 30—40% более высокую производительность, обеспечивает большую точность, лучшее качество обработанной поверхности, отсутствие ожогов и шлифовочных трещин.

Исходя из условий данного метода, на базе внутришлифовальных станков были изготовлены установки для обработки отверстий и наружных поверхностей. На переоборудованных внутришлифовальных станках были проведены лабораторные исследования и даны рекомендации по созданию специальных автоматов для широкого промышленного внедрения данного процесса на заводах.

Рассмотрим некоторые особенности микрорезания. При всех видах абразивной обработки режущим элементом является зерно электрокорунда или алмаза, имеющее граненую форму.

Исследованиями процесса микрорезания единичным абразивным зерном [1] установлено, что в условиях микрорезания всегда имеет место несоответствие между глубиной царапания и величиной съема металла. Отношение объема удаляемого металла  $V_D$  к теоретическому объему царапины  $V_0$  назовем коэффициентом диспергирования  $\kappa_d$

$$\kappa_d = \frac{V_D}{V_0}.$$

Исследованиями установлено, что этот коэффициент зависит от характеристики обрабатываемого материала, глубины царапания, радиуса скругления царапающего элемента и среды.

С увеличением глубины царапины коэффициент диспергирования увеличивается и при некотором значении глубины царапины достигает наибольшего предельного значения. С повышением пластичности и увеличением радиуса царапающего элемента возрастает величина критической глубины царапания.

Значение коэффициента диспергирования при обработке хрупких сплавов, например, закаленной стали или чугуна, приближается к единице. При этом критическая глубина царапания равна 10—20 мкм. При обработке меди коэффициент диспергирования имеет величину ~0,1.

Пользуясь результатами этих исследований, можно объяснить ряд явлений процессов абразивной обработки. Плохую обрабатываемость пластичных металлов шлифованием можно объяснить уменьшением коэффициента диспергирования. Количество тепла, выделяющегося в зоне резания при шлифовании пропорционально скорости перемещения абразивного зерна [2]. В связи с этим шлифуемая поверхность нагревается до более высокой температуры, чем хонингуемая. При шлифовании поверхностный слой нагревается до такого состояния, когда хрупкие металлы приобретают свойство пластичности.

Если металл становится более пластичным, то значение коэффициента диспергирования будет уменьшаться и производительность будет падать. При шлифовании зерна круга вдавливаются неравномерно и на незначительную величину. Например, при глубине шлифования 0,02 мм величина вдавливания абразивного зерна при обработке закаленной стали составляет лишь 5,5 мкм [3]. Критическое значение величины вдавливания абразивного зерна при обработке закаленной стали составляет 10 мкм [1]. Следовательно, не используется возможность повышения производительности за счет увеличения коэффициента диспергирования.

Слишком малые скорости абразивного круга приводят к его непроизводительному износу. При хонинговании закаленных сталей скорости резания не превышают 30—40 м/мин.

Как показали исследования [4], лучшие результаты при сверхтонком точении (толщина стружки 5—10 мкм) как по производительности, так и по стойкости инструмента достигаются

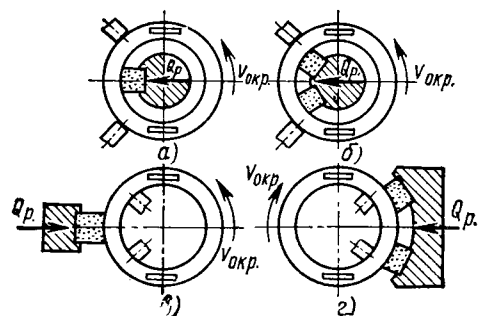


Рис. 1. Схема абразивной расточки и абразивного точения с базированием на башмаках: а, в — одним бруском, б, г — группой брусков

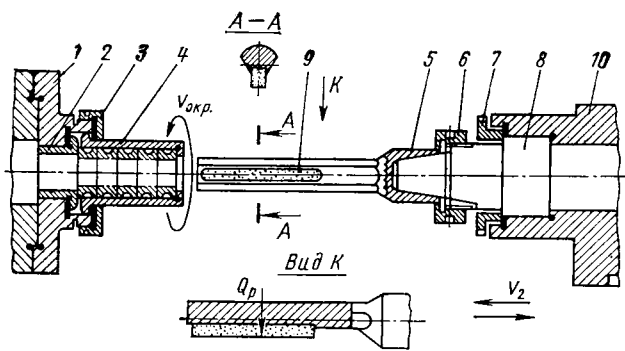


Рис. 2. Принципиальная схема абразивной расточки: 1 — планшайба; 2 — опорная втулка; 3 — зажимная втулка; 4 — обрабатываемые кольца; 5 — оправка крепления абразивных брусков; 6 — гайка; 7 — фланец; 8 — корпус механизма подачи; 9 — абразивный брусок; 10 — корпус бабки шлифовального шпинделя

при скорости резания 150—200 м/мин. Увеличение скорости резания при хонинговании до таких значений не дало положительных результатов потому, что применяемые схемы хонингования вследствие самоустановки инструмента и изделия не обеспечивают достаточной жесткости системы станок — приспособление — инструмент — деталь.

На основании анализа исследований процесса микрорезания была поставлена задача создания таких условий, при которых значение коэффициента диспергирования приближалось к единице; скорость резания находилась в пределах 150—200 м/мин; система станок — приспособление — инструмент — деталь была бы предельно жесткой.

На базе внутришлифовальных станков была создана установка для обработки отверстий абразивными брусками (рис. 2).

Изделие, в данном случае пять подшипниковых колец, закрепленных в приспособлении, получает вращательное движение с окружной скоростью  $v_{окр} = 150 \div 200$  м/мин. Абразивные бруски закрепляются на жесткой оправке, установленной в бабке шлифовального шпинделя. В процессе микрорезания брусок имеет радиальную подачу  $Q_p$  на глубину резания 5—10 мкм, определяемую размерами зерна и продольной подачей  $S_{пр} = 1 \div 10$  м/мин. В зависимости от величины снимаемого припуска устанавливается число проходов.

После установки и закрепления детали включается привод шпинделя изделия. Затем стол с расточной головкой перемещается из крайнего правого положения в рабочее и совершает медленные возвратно-поступательные движения. Абразивные бруски, разжимаясь, входят в соприкосновение с обрабатываемой поверхностью кольца, и начинается процесс абразивного растачивания отверстия.

Управление циклом осуществляют датчики, которые дают команду на переключение с черновой подачи на чистовую и на окончание обработки. По окончании цикла происходит реверс, бруски отводятся от детали, и стол с головкой (четыре бруска  $7 \times 5 \times 30$  мм) для абразивного растачивания возвращается в исходное положение. Вращение изделия прекращается, производится загрузка деталей, и цикл работы повторяется.

В качестве смазочно-охлаждающей жидкости использовалась жидкость на водной основе следующего состава (в %): триэтанолламин 1; нитрит натрия 0,25; глицерин 0,25; вода 98,5.

В результате проведенных исследований [5] были подобраны абразивные бруски характеристики 24A16МЗК. Число двойных ходов головки с абразивными брусками составляло 90 в минуту. Радиальная черновая подача брусков составляла 1,2 мм/мин, чистовая 0,6 мм/мин.

Радиальная подача брусков осуществлялась по следующему циклу: быстрый подвод брусков до касания с обрабатываемой поверхностью; переключение на черновую подачу по команде от блока мощности; переключение на чистовую подачу; быстрый отвод брусков в исходное положение по команде от системы активного контроля.

В механизм радиальной подачи входят электродвигатель, редуктор, цепная передача и пара гайка — винт, которая обеспечивает осевое движение конуса в прямом и обратном направлениях.

Как показали исследования, с увеличением скорости вращения изделия увеличивается минутный сьем металла. Наиболее интенсивный сьем металла получен при окружной скорости изделия 200 м/мин. С увеличением скорости возвратно-поступательного движения головки от 40 до 90 м/мин минутный сьем металла увеличивается в 1,6 раза. Время обработки одного внутреннего кольца подшипника типа 310 составляет 20—25 с. Сравнительные данные, полученные при шлифовании и абразивной расточке, приведены в таблице [5].

Модель станка	Тип кольца подшипника	Припуск в мм	Штуковое время в мин	Производительность в шт/ч
RF 2—14 фирмы Чимат (Италия) . . .	310/02	0,4—0,5	0,97	62
6С186А . . . . .	308/02	0,4—0,5	0,50	119
ЛЗ-154 . . . . .	307/02	0,3—0,5	0,60	100
ЛЗ-154 — модернизированный для абразивной расточки . . . . .	310/02	0,4—0,5	0,42	142

Из таблицы видно, что производительность обработки колец методом абразивной расточки по сравнению со шлифованием на внутришлифовальных станках выше на 30—40%. Проведенные исследования показали, что новый процесс является стабильным, обеспечивает сьем припуска 0,5 мм и выше на диаметр и всегда сопровождается снятием сливной стружки.

Поскольку элементарные резцы (отдельные зерна, группа зерен и блоки) не имеют одинаковой формы и одинаковых углов резания, то и сечение стружки, снимаемой отдельными режущими элементами бруска, не одинаково. Достигнуть этого можно при создании условий резания поверхности абразивными брусками в режиме периодического или непрерывного самозатачивания, что приближается к процессу резания однолезвийным инструментом.

Стойкость брусков зависит от их характеристики и определяется износом. Большую стойкость и производительность обеспечивают бруски высокой пористости. При обработке отверстий колец диаметром 30 мм, например, одним комплектом брусков можно обработать 150—200 деталей. Случаев выкрашивания и поломки брусков не наблюдалось.

Стойкость абразивных кругов на этой операции составляет лишь 50 деталей. У колец, обработанных абразивным растачиванием, ожогов не обнаружено, при шлифовании же ожоги возникают у 3—5% колец.

Внешний вид поверхности, обработанной абразивными брусками, отличается от вида шлифованной и хонингованной поверхности (рис. 3). Хонингованная поверхность характеризуется наличием перекрещивающихся рисок, создаваемых зернами бруска; на шлифованной поверхности сплошных рисок не наблюдается в связи с тем, что абразивное зерно контактирует с поверхностью доли секунды. Поверхность характеризуется наличием отдельных царапин значительной глубины. На фотографии они видны в виде темных коротких рисок.

Поверхность, обработанная абразивными брусками, характеризуется множеством сплошных рисок, расположенных так же, как и при растачивании однолезвийным инструментом. Шероховатость поверхности при этом в зависимости от режима обработки составляет  $Ra = 0,63 \div 0,025$  мкм.

Для определения точности формы отверстия при абразивном растачивании было проведено исследование партии колец 180 шт. [5]. Точность находилась в пределах 0—8 мкм, что значительно выше, чем при внутреннем шлифовании.

Овальность отверстий колец после термообработки достигала 90 мкм, после абразивной обработки не превышала 0—8 мкм (рис. 4). Конусность находилась в заданных допусках, из всей партии только четыре кольца вышли за пределы допуска по классу 0.

При обработке партии колец с неперпендикулярностью торцов 10 мкм неперпендикулярность отверстий 7 мкм находилась в пределах допуска для класса 0 на длине 15 мм.

Установлено, что с повышением скорости резания шероховатость поверхности уменьшается, так как с увеличением скорости резания при постоянной минутной подаче количество рисок на единице площади обрабатываемой поверхности возрастает.

При увеличении радиальной подачи брусков шероховатость поверхности увеличивается, так как увеличивается расстояние между неровностями, являющимися следами лезвия инструмента, а следовательно, увеличивается и высота этих неровностей.

Волнистость поверхности, обработанной абразивным растачиванием, составляет 0,3—0,5 мкм, при выхаживании — до



Рис. 3. Внешний вид поверхностей, обработанных: а — шлифованием; б — хонингованием; в — абразивной расточкой

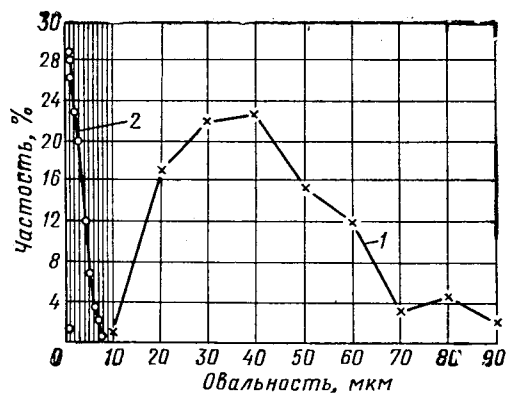


Рис. 4. Рассеивание величины овальности отверстий колец: 1 — при шлифовании; 2 — при абразивной расточке

0,3 мкм, что значительно ниже волнистости, полученной при шлифовании (1,0—1,5 мкм). Это закономерно, поскольку при абразивном растачивании отсутствует вибрация инструмента и площадь контакта инструмента с изделием во много раз больше, чем при шлифовании.

Гранность обработанной поверхности находилась в пределах 0,2—0,6 мкм, что также меньше, чем при шлифовании (1,0—2 мкм). Это объясняется значительным уменьшением радиальных сил, действующих на кольцо при абразивном растачивании.

В результате сравнительных исследований состояния поверхностных слоев после абразивной расточки и внутреннего шлифования, изучения остаточных напряжений первого рода и электронно-микроскопических исследований на двух партиях колец выяснено, что при абразивной расточке в поверхностном слое наблюдаются более мелкие карбиды, чем при внутреннем

шлифовании. Поверхностные слои колец, прошедших абразивную расточку, имеют более слабую травимость по сравнению со шлифованными, так как при абразивной расточке на поверхности располагается упрочненный слой. Микроструктура представляет собой скрытокристаллический мартенсит с избыточными карбидами.

Результаты исследования физического состояния поверхностного слоя колец подшипников после абразивной расточки показали следующее.

1. Остаточные напряжения первого рода по глубине поверхностного слоя после абразивной расточки распределяются более благоприятно, чем при внутреннем шлифовании. Напряжения растяжения после абразивной расточки значительно меньше, чем при внутреннем шлифовании, что свидетельствует о более однородном строении поверхностного слоя.

2. Поверхность, обработанная абразивной расточкой, имеет меньшее количество механических концентраторов напряжений (рисок, надрывов, сколов и вырывов металла), чем при шлифовании.

3. Абразивная расточка вызывает некоторое упрочнение поверхностного слоя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богомолов Н. И. Чистота поверхности при абразивной доводке металлов с различными механическими свойствами. Качество поверхности деталей машин. Сб. № 5. М.: Изд-во АН СССР, 1961, с. 264—270.
2. Редько С. Г. Процессы теплообразования при шлифовании металлов. Саратов: Изд. Саратовского ун-та, 1962, 231 с.
3. Echmann P. Das Leistungsvermögen der Wöhlzuger, Springer-Verlag—Berlin—Jöttingen, Heidelberg, 1964, S. 185.
4. Соколовский А. П. Курс технологии машиностроения. Ч. II. М.—Л.: Машгиз, 1949, 467 с.
5. Степанов В. И., Пронин В. Б. Процесс обработки отверстий подшипниковых колец абразивными брусками. Науч.-техн. сб. ВНИПП № 5. М.: НИИНавтопром, 1971, с. 23—30.

УДК 621.787.621.43

## Упрочнение коленчатых валов автомобильных двигателей температурными остаточными напряжениями

Д-р техн. наук Н. М. РУДНИЦКИЙ, Б. И. УШЕРОВИЧ  
НАМИ, Мелитопольский моторный завод

**ОСТАТОЧНЫЕ** напряжения используются для упрочнения деталей машин, воспринимающих переменные нагрузки, в том числе для упрочнения коленчатых валов поршневых двигателей. Эффективность способов упрочнения (см. ниже), при которых создаются остаточные напряжения, зависит от конструкции детали, механических свойств, материалов и принятых режимов.

Способ упрочнения	Достижимое повышение предела выносливости в %
Дробеструйное упрочнение . . . . .	15—20
Накатка галтелей роликами . . . . .	20—60
Цементация . . . . .	40—80
Азотирование . . . . .	60—100
Закалка галтелей ТВЧ . . . . .	80—120

Для упрочнения коленчатых валов, изготовляемых из высокопрочного чугуна, обычно используется только накатка галтелей роликами. Достижимое упрочнение для таких валов не превышает 25%.

Ниже рассмотрены закономерности упрочнения деталей машин, и в частности коленчатых валов, температурными остаточными напряжениями. Этот способ отличается относительной простотой, а создаваемые в результате его использования остаточные сжимающие напряжения залегают на значительной глубине и поэтому обеспечивают наибольшее повышение предела выносливости. При таком упрочнении коленчатых валов, галтели которых не подвергаются механической обработке, их предел выносливости повышается на 100—120%. Даже упрочнение, проводимое на отливках с последующим удалением всего припуска на механическую обработку, повышает предел выносливости коленчатых валов двигателей МеМЗ-966 и МеМЗ-968 на 60—80%.

В зависимости от величины теоретического коэффициента концентрации напряжений  $\alpha_s$ , вида концентратора и размера средних напряжений цикла, создаваемых внешними силами либо уравновешенных внутри тела (остаточных напряжений), сопротивление распространению усталостных трещин может быть меньшим или большим, чем напряжения, необходимые

для зарождения таких трещин. В первом случае напряжения, вызывающие зарождение трещин, достаточны для их распространения и полного разрушения детали. Предел выносливости при этом равен сопротивлению зарождению усталостных трещин. Во втором случае для преодоления рассмотренного выше барьера, возникающего перед зародившейся трещиной, необходимы более высокие напряжения, чем для зарождения трещин, и предел выносливости становится равным сопротивлению распространению усталостных трещин.

Рассмотрим влияние остаточных напряжений на упрочнение образцов с различными коэффициентами концентрации напряжений  $\alpha_s$  при пределе выносливости, определяющемся сопротивлением зарождению и распространению усталостных трещин.

На рис. 1 показана зависимость относительного упрочнения цилиндрических образцов с различными концентраторами напряжений, изготовленных из улучшенной стали 45, от величины создававшихся в их поверхностном слое остаточных напряжений и температуры, с которой эти образцы охлаждались в воде для создания таких напряжений.

Приведенные на рис. 1 кривые 2—5 состоят из двух участков. При остаточных сжимающих напряжениях, меньших некоторой критической для данного концентратора величины  $Ob_n$ , наблюдается сравнительно слабый рост относительного упрочнения с увеличением таких напряжений. Относительное упрочнение описывается при этом отрезками  $OB_n$  ломаных  $OB_nC_n$ . При остаточных сжимающих напряжениях, превышающих критическое значение, эффективность вызываемого ими упрочнения скачкообразно возрастает, а относительное упрочнение описывается отрезками  $B_nC_n$  рассматриваемых кривых. В этом случае в образцах, нагружаемых напряжениями, несколько меньшими пределами выносливости, возникает нераспространяющаяся трещина, и, следовательно, предел выносливости становится равным сопротивлению образцов распространению усталостных трещин.

Из рис. 1 следует, что с увеличением  $\alpha_s$  снижается критическое значение остаточных напряжений (участок  $Ob_n$ ), при превышении которого начинается интенсивное упрочнение образ-



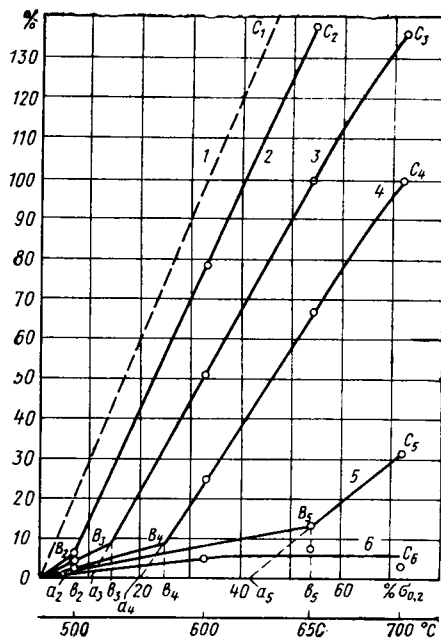
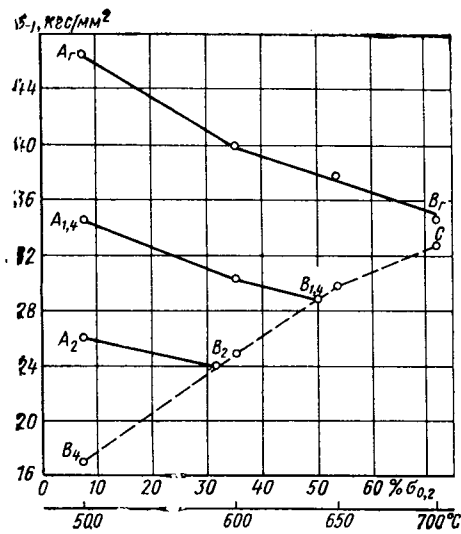


Рис. 1. Зависимость относительного упрочнения образцов от остаточных напряжений и температуры, с которой проводилось их охлаждение в воде:

1 — при  $\alpha_\sigma > \alpha_{кр}$  для образцов без остаточных напряжений; 2 — при  $\alpha_\sigma = 4$ ; 3 — при  $\alpha_\sigma = 3$ ; 4 — при  $\alpha_\sigma = 2$ ; 5 — при  $\alpha_\sigma = 1,4$ ; 6 — при  $\alpha_\sigma = 1$ ;  $OB_n$  — относительное повышение сопротивления зарождению усталостных трещин;  $a_n C_n$  — относительное повышение сопротивления распространению трещин;  $OB_n C_n$  — относительное повышение предела выносливости;  $Ob_n$  — критическая для данного концентратора величина остаточных сжимающих напряжений

Рис. 2. Зависимость предела выносливости испытанных образцов от сжимающих остаточных напряжений и температуры, с которой они охлаждались в воде:

— предел выносливости равен сопротивлению зарождению трещин; — — — предел выносливости равен сопротивлению их распространению; цифровые индексы указывают на соответствующее значение  $\alpha_\sigma$ , индекс «г» относит величины к гладким образцам



для таких образцов отсутствует, и их интенсивное упрочнение с ростом температуры происходит при 500—700°C.

Из рис. 2 следует, что у испытанных образцов с ростом сжимающих остаточных напряжений, создававшихся путем охлаждения в воде с температур отпуска, наблюдается одинаковая для всех значений  $\alpha_\sigma$  зависимость (линия  $B_4C$ ) сопротивления распространению усталостных трещин от величины остаточных напряжений.

При отсутствии остаточных напряжений сопротивление распространению усталостных трещин в зависимости от температуры отпуска стали составляет 35—40% от сопротивления зарождению этих трещин. Последняя характеристика может быть установлена по пределу выносливости гладких образцов, усталостное разрушение которых всегда определяется напряжениями, необходимыми для зарождения трещин. Сопротивление распространению трещин может быть определено по пределу выносливости образцов, имеющих коэффициент концентрации напряжений, превышающий критическое значение, при котором впервые в образцах появляются нераспространяющиеся трещины. С увеличением создаваемых сжимающих остаточных напряжений сопротивление распространению трещин становится больше сопротивления их зарождению в образцах со все снижающимся значением  $\alpha_\sigma$ .

В образцах, охлаждавшихся в воде с 700°C, создавались сжимающие остаточные напряжения, равные  $0,72\sigma_{0.2}$ . При этом сопротивление распространению усталостных трещин увеличивалось до уровня сопротивления зарождению таких трещин в гладких образцах, отпущенных при той же температуре и охлажденных затем на воздухе. В результате предел выносливости образцов с  $\alpha_\sigma = 4$  увеличился в 2,5 раза.

Повышение температуры отпуска до 700°C с последующим охлаждением в воде оказывается эффективным для упрочнения образцов только с достаточно высокой концентрацией напряжений (см. рис. 2). Приняв в качестве исходной характеристики предел выносливости испытанных образцов при некоторой интересующей нас температуре отпуска, по кривым рис. 2 можно определить характер его изменения с изменением этой температуры. Так, например, усталостная прочность образцов с  $\alpha_\sigma = 2$  при температуре отпуска 590°C и с  $\alpha_\sigma = 1,4$  при температуре 640°C (при охлаждении тех и других образцов после отпуска в воде) увеличивается как при снижении, так и при повышении указанных температур. В некоторых случаях повышение температуры отпуска деталей может оказаться полезным и при отсутствии упрочнения.

Повышение температуры отпуска образцов (с которой они охлаждались в воде) с 500 до 700°C, необходимое для создания достаточно высоких остаточных напряжений, приводит к снижению предела текучести стали с 90 до 65 кгс/мм<sup>2</sup>, или в ~1,4 раза. Для повышения эффективности упрочнения стальных и чугунных деталей температурными остаточными напряжениями применяется термическая обработка<sup>1</sup>, при которой наряду с созданием температурных остаточных напряжений сохраняются высокие механические свойства материалов. При этом предел выносливости образцов и деталей с высокой концентрацией напряжений может быть увеличен в 3—3,5 раза.

Детали, упрочняемые таким способом, должны изготовляться из материалов с неполной прокаливаемостью в минимальном сечении. После нагрева до температуры, предусмотренной для

цов с ростом этих напряжений. При этом каждому уровню остаточных напряжений либо средних напряжений цикла, создаваемых внешними силами, соответствует определенное критическое значение  $\alpha_\sigma = \alpha_{кр}$ , при котором сопротивление зарождению равно сопротивлению распространению трещин.

При одинаковом уровне создаваемых остаточных напряжений (см. рис. 1) относительное упрочнение образцов оказывается тем большим, чем выше значение  $\alpha_\sigma$ . Наибольшее относительное упрочнение, равное 135—140%, было достигнуто при  $\alpha_\sigma \geq 3$ . Необходимые для этого сжимающие остаточные напряжения уменьшались с ростом  $\alpha_\sigma$  с  $0,72\sigma_{0.2}$  при  $\alpha_\sigma = 3$  до  $0,46\sigma_{0.2}$  для значений  $\alpha_\sigma$ , при которых разрушение образцов контролируется распространением усталостных трещин даже при полном отсутствии сжимающих остаточных напряжений (для образцов, отпущенных при 700°C, при  $\alpha_\sigma > 4$ ).

В результате усталостных испытаний были построены (рис. 2) кривые зависимости предела выносливости образцов с различной концентрацией напряжений от величины создававшихся сжимающих остаточных напряжений. Сплошными линиями показаны пределы выносливости в тех случаях, когда они равны сопротивлению зарождению усталостных трещин, пунктирными — сопротивлению их распространения.

У изучавшихся гладких образцов при всех значениях остаточных напряжений предел выносливости равен сопротивлению зарождению трещин. В этом случае, как указывалось выше, упрочнение образцов под влиянием остаточных напряжений оказывается сравнительно небольшим. С повышением температуры отпуска образцов (с которой они затем охлаждались в воде для создания остаточных напряжений) снижались механические свойства стали и в том числе ее предел выносливости. Как видно из рис. 2, происходящий при этом рост остаточных напряжений не компенсирует разупрочнения материала, вызываемого увеличением температуры отпуска. В результате предел выносливости гладких образцов при повышении температуры отпуска с 500 до 750°C снижался примерно на 25%.

У образцов с  $\alpha_\sigma = 1,4$  при сжимающих остаточных напряжениях, меньших критического значения ( $50\% \sigma_{0.2}$ ), при пределе выносливости, определяющемся сопротивлением зарождению усталостных трещин, на участке  $A_{1.4}B_{1.4}$  кривой  $A_{1.4}B_{1.4}C$ , как и на кривой для гладких образцов, наблюдается снижение предела выносливости с повышением температуры отпуска. При остаточных напряжениях, превышающих критическое значение, резкое увеличение эффективности остаточных напряжений приводит к росту предела выносливости образцов на участке  $B_{1.4}C$ , несмотря на продолжающееся с ростом температуры отпуска снижение прочностных свойств используемого материала.

С увеличением  $\alpha_\sigma$  из-за снижения критического значения остаточных напряжений сокращаются участки  $AB$ , на которых предел выносливости снижается с повышением температуры, и увеличиваются участки  $BC$  быстрого роста предела выносливости. Наконец, при  $\alpha_\sigma = 4$  предел выносливости испытанных образцов становится равным сопротивлению распространению усталостных трещин при наименьшем значении остаточных сжимающих напряжений, равном 7 кгс/мм<sup>2</sup>, участок  $AB$  (рис. 2)

<sup>1</sup> Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки 1974, № 47 (Авт. св. № 454266).



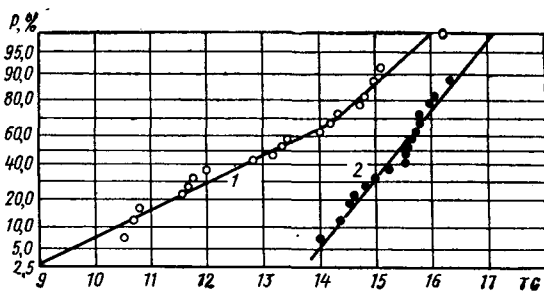


Рис. 3. Распределение максимальных нагрузок (в тс), возникающих при поломке неупрочненных (кривая 1) и упрочненных (кривая 2) отливок

обычной закалки, и соответствующей выдержки при этой температуре деталь подвергается замедленному охлаждению в течение 20—60 с в масле, кипящей воде, сжатом воздухе или другой среде, подбираемой в зависимости от ее размера и прокаливаемости используемого материала, до температуры минимальной устойчивости аустенита. На этом первом этапе охлаждения происходит диффузионный распад аустенита в наружных слоях детали с образованием сорбита закалки. Затем деталь охлаждается с большей скоростью в воде до нормальной температуры. Твердость и структура сердцевины цилиндрических образцов диаметром 50 мм после такой обработки практически не отличаются от достигаемых в наружных слоях. Для образцов из стали 45 она составляла 240—250 НВ, из стали 70 340—350 НВ.

Предел выносливости ступенчатых образцов из стали 70 диаметром 50 мм и радиусом галтели 1,5 мм при такой обработке увеличился с 12,5 кгс/мм<sup>2</sup> в нормализованном состоянии до 43,5 кгс/мм<sup>2</sup>. Предел выносливости стальных коленчатых валов двигателей ЯМЗ-236 в результате упрочнения возрос с 14,5 до 38 кгс/мм<sup>2</sup>. Рассмотренный способ упрочнения не может быть использован для деталей с небольшим поперечным сечением, например, для чугунных коленчатых валов с пустотелыми шейками. В таких случаях можно ограничиться охлаждением детали в воде с докритических температур.

Рассмотрим результаты упрочнения коленчатых валов карбюраторных двигателей МеМЗ-968 и МеМЗ-966, выпускаемых по ТУ 37.309.008—72. Отливки для таких валов изготовлялись из высокопрочного магниевого чугуна ВЧ 50-2 (ГОСТ 7293—70) путем заливки в оболочковые формы. В чугуне допускается следующее предельное содержание элементов (в %): углерода 3,4—3,8, кремния 1,8—2,3, марганца 0,7—1,0, магния 0,02—0,07, меди 0,4—0,7, серы, фосфора и хрома соответственно не более 0,015; 0,10 и 0,10.

После отливки валы подвергались термической обработке по принятой на заводе технологии, заключающейся в отжиге при 650°C в течение 6 ч. Микроструктура металла после отжига состоит из перлитной основы и включений графита шаровидной формы. В структуре чугуна допускаются отдельные включения графита неправильной формы, а также мелкие и средние включения графита псевдопластинчатой формы, допускается содержание феррита (до 5%) и редко расположенных карбидов.

Твердость чугуна после отжига находится в пределах 207—255 НВ. Механические свойства должны отвечать следующим требованиям ГОСТ 7293—70:  $\sigma_b = 50$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_t = 38$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\delta_5 = 2\%$ ;  $a_n = 2$  кгс·м/см<sup>2</sup>.

Температурные остаточные напряжения создавались в валах путем их охлаждения в воде непосредственно после окончания отжига либо после дополнительного нагрева с выдержкой при выбранной температуре в течение 2 ч. Оценка эффективности упрочнения проводилась по результатам испытаний на усталость коленчатых валов, упрочнение которых осуществлялось как на отливках с последующей их механической обработкой, так и на коленчатых валах после окончательной обработки.

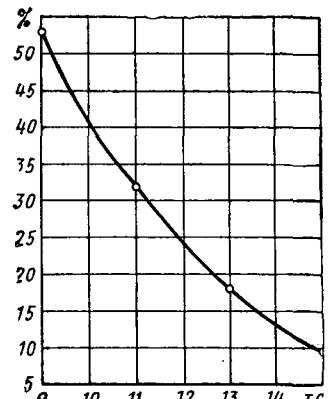
Статические испытания отливок и коленчатых валов проводились путем их изгиба сосредоточенной нагрузкой, прилагаемой к средней коренной шейке. Крайние коренные шейки устанавливались при этом на опоры, размещенные на плите пресса.

Для получения достаточно надежных результатов испытания проводились на 40 отливках коленчатых валов двигателей МеМЗ-968, причем 20 из них не подвергались упрочнению, другие 20 упрочнялись путем охлаждения в воде при 680°C.

На рис. 3 приведена эмпирическая функция распределения максимальных (разрушающих) нагрузок неупрочненных и упрочненных отливок. В результате упрочнения отливок температурными остаточными напряжениями выборочное среднее значение максимальной нагрузки увеличилось с 12,96 до 15,46 тс, или на ~20 %.

Из графика видно, что температурные остаточные напряжения не только повышают статическую прочность отливок, но

Рис. 4. Зависимость относительного упрочнения отливок (в %), происходящего под влиянием температурных остаточных напряжений, от их исходной прочности (в тс)



и снижают дисперсию получаемых результатов. Выборочная дисперсия максимальной изгибающей нагрузки снижается с 3,52 тс для неупрочненных отливок до 1,96 тс для упрочненных. Коэффициент вариации при этом снижается с 0,145 до 0,09. Упрочнение оказывается тем большим, чем ниже исходная прочность отливок.

На рис. 4 показана зависимость относительного упрочнения отливок от их прочности в исходном состоянии, построенная на основе кривых рис. 3. Из рис. 4 следует, что статическая прочность отливок, выдерживающих нагрузку 9 тс, увеличивается под влиянием остаточных напряжений в 1,5 раза.

Оценка влияния температурных остаточных напряжений на статическую прочность рассматриваемых валов, упрочняемых после их полной механической обработки, проводилась на восьми валах, четыре из которых упрочнялись путем охлаждения в воде с 680°C, а другие четыре испытывались в исходном состоянии. Среднее значение разрушающей нагрузки для неупрочненных валов составляло 4,75 тс, для упрочненных 6,65 тс и, следовательно, увеличилось на 40 %.

Для оценки влияния температурных остаточных напряжений на усталостную прочность коленчатых валов двигателей МеМЗ-968 были проведены испытания валов трех серий: неупрочненных температурными остаточными напряжениями; упрочненных такими напряжениями путем охлаждения в воде отливок с температуры 680°C с последующей их механической обработкой и упрочненных путем охлаждения с 680°C в воде после окончательной механической обработки. Валы испытывались при симметричном изгибе в плоскости кривошипа. Поломка происходила по тонкой шейке, по которой обычно возникает их разрушение в эксплуатационных условиях. Испытания проводились на базе 5·10<sup>6</sup> циклов.

Результаты испытаний приведены на рис. 5. Предел выносливости неупрочненных валов оказался равным 7,5 кгс/мм<sup>2</sup>. Упрочнение валов, осуществляющееся путем охлаждения отливок с 680°C в воде с температурой 20°C, позволило увеличить их предел выносливости до 13,5 кгс/мм<sup>2</sup>, или на 80 %. Упрочнение по такому же режиму коленчатых валов, предварительно прошедших механическую обработку, позволило повысить предел выносливости до 17 кгс/мм<sup>2</sup>, или примерно в 2,3 раза. Такое упрочнение (на 130%) может быть достигнуто на стальных ступенчатых валах при  $\sigma_a = 3$  (см. рис. 1).

Полученные результаты показывают, что упрочнение коленчатых валов двигателей МеМЗ-968 температурными остаточными напряжениями путем охлаждения в воде с 680°C заготовок, подвергнутых предварительной обработке, в зависимости от припуска на механическую обработку позволяет повысить их предел выносливости на 80—130 %.

На рис. 6 показаны результаты аналогичных испытаний на усталость коленчатых валов двигателей МеМЗ-966. Предел выносливости серийных (неупрочненных) валов (кривая 1) в этом случае был равен 5 кгс/мм<sup>2</sup>. Такую же усталостную прочность имели коленчатые валы, нагревавшиеся до 650°C и охлаждавшиеся с этой температуры в воде, подогретой до 60°C. Повышение температуры

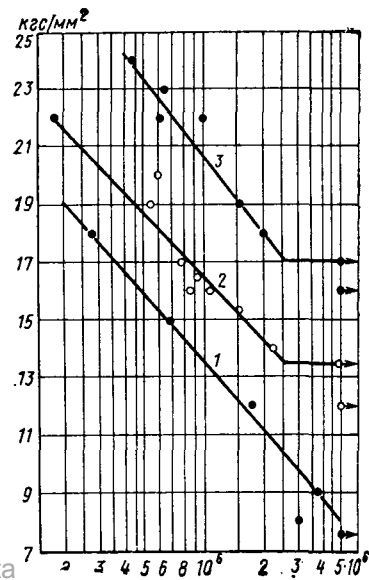


Рис. 5. Результаты испытаний на усталость коленчатых валов двигателей МеМЗ-968:

1 — неупрочненные; 2 — упрочненные в отливках путем их охлаждения с 680°C в воде при 20°C с последующей механической обработкой; 3 — упрочненные после окончательной механической обработки путем охлаждения с 680°C в воде при 20°C

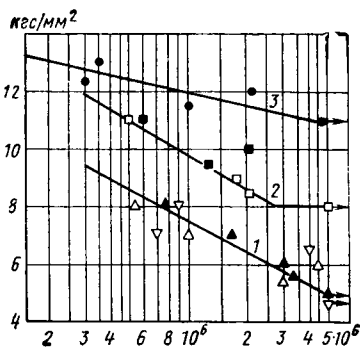


Рис. 6. Результаты испытаний на усталость коленчатых валов двигателей MeM3-966:  $\nabla$  — без упрочнения;  $\Delta$  — охлажденный после окончательной механической обработки с температуры 650°C в воде, нагретой до 60°C;  $\blacktriangle$  — охлажденный до механической обработки (в отливках) с температуры 650°C в воде, нагретой до 60°C;  $\square$  — охлажденный после окончательной механической обработки с температуры 650°C в воде с температурой 20°C;  $\blacksquare$  — охлажденный до механической обработки с температуры 680°C в воде с температурой 20°C;  $\bullet$  — охлажденный после окончательной механической обработки с температуры 680°C в воде с температурой 20°C

воды, в которой охлаждаются валы и отливки, до 60°C при одновременном снижении температуры, с которой производится охлаждение, с 680 до 650°C приводит к снижению создаваемых остаточных напряжений до величины ниже критической. В этом случае разрушение контролируется зарождением усталостных трещин, а получаемое упрочнение снижается до уровня, близкого к точности прочившихся испытаний.

Усталостная прочность коленчатых валов, охлажденных

после окончательной механической обработки с температуры 650°C в воде, температура которой была равна 20°C, описывается кривой 2 (рис. 6). Предел выносливости при этом равен 8 кгс/мм<sup>2</sup> и повышается по сравнению с определенным в исходном состоянии на 60%. Примерно такое же упрочнение валов достигается при охлаждении отливок с 680°C в воде с температурой 20°C при их механической обработке после термического упрочнения.

Коленчатые валы, охлажденные с 680°C в воде с температурой 20°C, после окончательной механической обработки (кривая 3) имели предел выносливости 11 кгс/мм<sup>2</sup>, превышающий предел выносливости их в исходном состоянии в 2,2 раза.

Таким образом, повышение предела выносливости коленчатых валов двигателей MeM3-966, достигаемое при охлаждении заготовок с 680°C в холодной воде, в зависимости от припуска на окончательную механическую обработку составляет 60—120%. Проведенные испытания показали, что при одинаковых условиях эффективность такого упрочнения валов двигателей MeM3-966 оказывается несколько меньшей, чем двигателей MeM3-968. Это обстоятельство, по-видимому, связано с меньшим поперечным сечением первых валов и соответственно меньшим уровнем создаваемых в них остаточных напряжений.

Испытания показали, что термоупрочнение отливок для коленчатых валов, производимое до их механической обработки, позволяет повысить предел выносливости валов двигателей MeM3-966 и MeM3-968 соответственно на 60 и 80%.

## ИНФОРМАЦИЯ

### ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.044:621.38(100)

**НА РАЗВИТИЕ** систем зажигания большое влияние оказывает процесс ужесточения норм на токсичность и экономичность двигателей, вызывающий необходимость осуществления оптимальных с этой точки зрения законов изменения угла опережения зажигания и энергии искрового разряда как на установившихся, так и на неустановившихся режимах работы двигателя.

В настоящее время применяются аналоговые, цифровые и микропроцессорные системы зажигания.

Фирмой Томсон-CSF (Франция) выпускается аналоговая система зажигания, которая устанавливается, например, на автомобилих Ситроен Виза Специаль и Виза Клуб с двухцилиндровыми двигателями [1]. Система называется ПЭЗ (полностью электронное зажигание) [2].

Характерной особенностью системы является отсутствие распределителя зажигания. Искра поступает одновременно на два цилиндра в момент, когда в одном из них заканчивается такт сжатия, а в другом — такт выпуска.

Система состоит (рис. 1) из двух датчиков  $D1$  и  $D2$  частоты вращения и положения коленчатого вала двигателя, маховика 1, датчика  $D3$  нагрузки (разрежения), электронного блока ЭБ двухвыводной катушки зажигания  $K_2$  и двух свечей зажигания  $C_2$ . Датчик  $D1$  возбуждается от штифта 2 маховика за 10° п.к.в.

до ВМТ, а датчик  $D2$  возбуждается от того же штифта за 45° п.к.в. Величина угла опережения зажигания  $\theta$  определяется суммарным воздействием всех трех датчиков. При этом угол  $\theta$ , обусловленный сигналом от датчика  $D1$ , является установочным, и его величина с изменением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя не изменяется и равна 10° п.к.в.

Составляющая угла  $\theta$ , обусловленная сигналом от датчика  $D2$ , зависит от частоты вращения коленчатого вала и корректируется датчиком  $D3$ . При частоте вращения коленчатого вала меньшей 1000 об/мин сигнал датчика  $D2$  задерживается в электронном блоке относительно установленного угла на время, соответствующее 35° п.к.в. Вследствие этого составляющая угла опережения зажигания  $\theta$ , обусловленная сигналом датчика  $D2$ , равна нулю, а угол  $\theta$  задается только датчиком  $D1$  и равен 10° п.к.в.

В случае возрастания частоты вращения коленчатого вала  $n$ , начиная с 1000 об/мин, задержка сигнала датчика  $D2$  уменьшается и угол  $\theta$  возрастает. При максимальной частоте вращения коленчатого вала и при одновременной коррекции от датчика нагрузки  $D3$  задержка сигнала датчика  $D2$  во времени становится равной нулю, а угол  $\theta$  достигает 45° п.к.в.

На рис. 2 приведены кривые изменения

угла опережения зажигания  $\theta$ , задаваемого датчиком  $D2$  для случая отсутствия (кривая 1) и наличия (кривая 2) коррекции от датчика  $D3$  разрежения. Эти кривые близки к экспонентам. Для сравнения штриховыми ломаными линиями показаны характеристики, которые можно реализовать системой зажигания с центробежным автоматом. Полагают, что характеристики опережения зажигания, аппроксимированные с помощью ломаных линий, не отвечают современным требованиям, предъявляемым к системам зажигания для данного двигателя.

Датчик нагрузки (разрежения) контактного типа производит коррекцию угла опережения в сторону его увеличения при разрежении во всасывающем коллекторе большем 150 мбар, если частота вращения коленчатого вала выше 1050 об/мин, причем коррекция вводится с задержкой 1 с. В системе поддерживается постоянно времени накопления энергии в катушке зажигания. При этом обеспечивается достаточно высокое вторичное напряжение  $U_2 = 27$  кВ во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала  $n$  (рис. 3, линия 1), тогда как в стандартной системе это напряжение ниже и с ростом частоты вращения коленчатого вала уменьшается (линия 2).

При остановке двигателя электронный блок разрывает цепь тока первичной обмотки катушки зажигания и тем самым

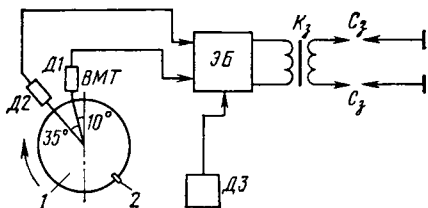


Рис. 1. Структурная схема системы ПЭЗ

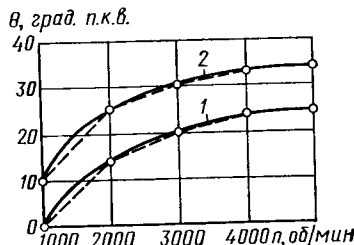


Рис. 2. Регулировочные характеристики угла опережения зажигания системы ПЭЗ

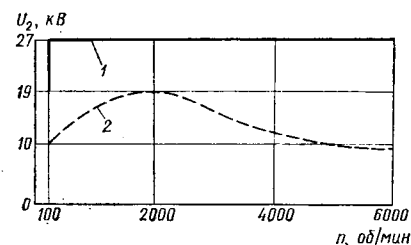


Рис. 3. Вторичное напряжение зажигания в системе ПЭЗ и в стандартной системе

предотвращает выход ее из строя ввиду перегрева. Эта система имеет ряд преимуществ перед традиционными: снижение расхода топлива за счет оптимизации характеристик опережения зажигания, возможность работать на бедных смесях вследствие высокой энергии искробразования в своем диапазоне частот вращения коленчатого вала, отсутствие временных изменений параметров и необходимости регулировок. Кроме того, система улучшает холодный пуск двигателя, так как сохраняет работоспособность при напряжении питания 6 В и при минимальной частоте вращения коленчатого вала 10 об/мин, тогда как для обычной системы необходимо не менее 100 об/мин.

Предполагают, что система ПЭЗ даст экономию топлива на автомобиле Виза Клуб 10%. После соответствующей доработки рассчитывают применять ее и на четырехцилиндровых двигателях [3]. При этом она будет дополнена датчиками температуры охлаждающей жидкости, температуры масла и угла открытия дроссельной заслонки.

Концерном Крайслер разработаны и освоены системы управления зажиганием для двигателей, работающих на бедных смесях ( $\alpha \approx 1,2$ ). Выпускается аналоговый вариант системы «Лин-Берн» и микропроцессорный вариант ESC (Electronic Spark Computer). В течение этого года на 300 тыс. автомобилей концерна будет устроена первая система и на 100 тыс. автомобилей — вторая [3]. При работе на бедных смесях с  $\alpha \approx 1,2$ , обусловленной соответствующей конструкцией и регулировкой карбюратора, резко снижается уровень СО и NO<sub>x</sub> в отработавших газах, но не обеспечиваются минимальный уровень СН, наибольшая экономичность и максимальная мощность двигателя [4]. Данная система зажигания улучшает эти параметры путем соответствующего регулирования угла опережения зажигания и обеспечения достаточно высокой энергии искрового разряда.

Высокая энергия искрового разряда улучшает протекание процесса зажигания и стабилизирует рабочий процесс в двигателе на бедных смесях на всех режимах. Кроме того, при работе на бедных смесях угол опережения зажигания должен быть увеличен по сравнению с обычными условиями. В описываемых системах он устанавливается на 15° п.к.в. больше, чем в традиционных системах. В связи с тем, что при работе на бедных смесях резко уменьшается мощность двигателя при случайных отклонениях угла опережения зажигания от заданного значения, повышаются требования к точности и стабильности его регулирования.

Регулирование угла  $\theta$  может оказывать на качество выходных параметров двигателя противоположное влияние. Вследствие этого во время регулирования отдается предпочтение выполнению тех требований, которые соответствуют данному режиму работы двигателя и движения автомобиля. При этом осуществляется оптимизация с ограничениями по требованиям ездовых циклов.

В случае движения автомобиля по шоссе угол  $\theta$  устанавливается исходя из выполнения требований наибольшей экономичности и является больше, чем это требуется для обеспечения минимального уровня СН. Во время движения автомобиля по городу угол  $\theta$  уменьшается до такой величины, при которой обеспечивается минимальный уровень СН за

счет ухудшения экономичности двигателя. Признаком езды по городу, на который реагирует система, является частое и резкое изменение угла поворота дроссельной заслонки. Информация об угле поворота дроссельной заслонки и скорости его изменения используется для коррекции характеристики угла опережения зажигания с целью улучшения приемистости автомобиля. Чем больше угол открытия дроссельной заслонки и скорость его увеличения, тем большим является угол опережения зажигания.

Особые условия возникают в режиме холодного пуска двигателя. В этом случае готовится богатая смесь, но в связи со сравнительно низкой температурой горения рабочей смеси даже при относительно больших углах опережения зажигания, обеспечивающих более полное сгорание смеси, а следовательно, достаточно высокую экономичность двигателя, уровень NO<sub>x</sub> сохраняется низким.

В аналоговую систему входят: устройство управления в виде аналоговой мини-ЭВМ, катушка зажигания, распределитель упрощенной конструкции и датчики входных параметров. В первоначальном варианте электронное управляющее устройство было выполнено на двух печатных платах, содержащих 230 радиокомпонентов. Впоследствии для автомобилей 1978 г. был разработан одноплатный вариант с тремя заказными интегральными микросхемами и 120 дискретными компонентами.

Система содержит датчик частоты вращения и положения коленчатого вала индуктивного генераторного типа, возбуждаемый зубцами ферромагнитного ротора, датчик разрежения во впускном коллекторе (нагрузку двигателя) и положения дроссельной заслонки, являющиеся индуктивными датчиками с передвигающимися ферритовыми сердечниками, датчик температуры наружного воздуха (термистор) и температуры охлаждающей жидкости (трехпозиционный биметаллический переключатель).

Система устанавливается в подкапотном пространстве в воздухоочистителе и подвергается принудительному воздушному охлаждению, что позволило снизить максимальную рабочую температуру электронного устройства до +65°C и тем самым повысить его надежность.

Благодаря использованию бедных смесей, учету большего, чем обычно, количества входных параметров, учету различных режимов работы двигателя и движения автомобиля и высокой точности регулирования система позволяет получить до 6% экономии топлива по сравнению со стандартными системами и удовлетворить требованиям федеральных стандартов США на 1977—1978 гг. без применения рециркуляции отработавших газов и каталитических нейтрализаторов. Система устанавливается на автомобилях модели «Континентал Марк IV», а также на легковых автомобилях субкомпактного малогабаритного класса моделей «Омни» и «Горизонт», причем в эксплуатации к концу 1978 г. находилось свыше 1 млн. легковых автомобилей, оборудованных рассмотренной аналоговой системой [4].

Микропроцессорная система ESC [5] выполняет те же функции, что и аналоговая, но вместо аналоговой мини-ЭВМ применяется цифровая микро-ЭВМ, при этом система содержит те же датчики.

В состав микро-ЭВМ входят (рис. 4): стандартный микропроцессор (МП) RCA 1802, оперативное запоминающее

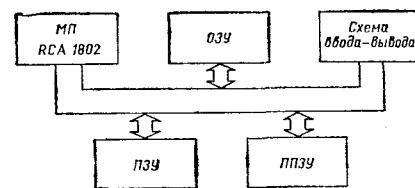


Рис. 4. Структурная схема микро-ЭВМ системы ESC

устройство (ОЗУ) объемом 32 байта, постоянное запоминающее устройство (ПЗУ) объемом 8 кбит, перепрограммируемое постоянное запоминающее устройство (ППЗУ) небольшого объема и специализированная микросхема ввода-вывода.

ППЗУ применяется с целью приспособления системы к управлению четырех-, шести- или восьмицилиндровыми двигателями. В ППЗУ заносится информация о соотношении между частотой вращения коленчатого вала, разрежением во впускном трубопроводе (нагрузкой двигателя) и углом опережения зажигания с учетом предотвращения детонации.

В ПЗУ размещается программа работы (последовательность операций), определяемая алгоритмом функционирования системы, который сохраняется неизменным при любом числе цилиндров в двигателе.

В дальнейшем предусмотрено расширять функции системы, например, добавлять к регулированию зажигания регулирование топливоподачи. Для этого должна быть заменена микросхема ввода — вывода и в устройстве памяти введена дополнительная программа и соответствующая информация о соотношении входных параметров.

Отмеченные возможности приспособлять систему к двигателям разного типа и расширять функции системы без радикальных изменений самой системы определяют преимущества микропроцессорного варианта перед аналоговым, а также перспективность его применения.

Концерном GMC была разработана и в 1976 г. впервые установлена на автомобилях «Олдсмобил Торонадо» первая в автомобилестроении микропроцессорная система MISAR, предназначенная для регулирования угла опережения зажигания. В 1977 г. этой системой было оборудовано 25 тыс. автомобилей. Согласно утверждению концерна использование системы позволило снизить расход топлива на 10% [6 и 7].

На рис. 5 приведена структурная схема системы. Сигналы с датчиков температуры  $D_t$  и разрежения (нагрузки)  $D_p$  поступают в МП через аналого-цифровой преобразователь АЦП, а импульсные сигналы с датчика частоты вращения и положения коленчатого вала двигателя  $D_{к.в.}$  поступают непосредственно на микропроцессор. После обработки в микро-

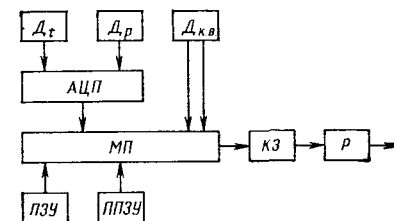


Рис. 5. Структурная схема системы MISAR

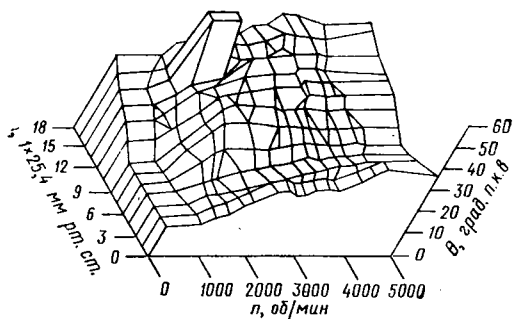


Рис. 6. Трехмерная диаграмма для системы MISAR

процессорном блоке сигналы поступают на катушку зажигания КЗ и далее через распределитель Р на свечи.

Система содержит ПЗУ объемом 10 кбит и ППЗУ. В состав самого микропроцессора входит ОЗУ. Таким образом, система содержит все основные элементы, характерные для микро-ЭВМ.

Программа работы (последовательность операций) хранится в ПЗУ, а данные, определяющие соотношения между основными параметрами работы двигателя и требуемым углом опережения зажигания, — в ППЗУ. В ОЗУ хранятся результаты промежуточных вычислений.

На рис. 6 приведена трехмерная калибровочная диаграмма, определяющая соотношение между частотой вращения коленчатого вала  $n$ , разрежением  $p$  во впускном трубопроводе (нагрузкой двигателя) и углом опережения зажигания  $\alpha$ , обусловленная федеральными требованиями на токсичность отработавших газов с учетом предотвращения детонации применительно к автомобилю «Олдсмобил Торонадо».

Для калифорнийского варианта этих автомобилей применяется другая трехмерная диаграмма, обусловленная калифорнийскими нормами предельных выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Приведенная диаграмма содержит более 200 опорных точек, равномерно распределенных через каждые 200 об/мин по частоте вращения и через каждые  $1 \times 25,4$  мм рт. ст. по разрежению в рабочем диапазоне двигателя. Когда исходные данные не совпадают с опорными точками, вычисления осуществляют методом интерполяции.

За каждый цикл вычислений, равный 13 мс, микропроцессор осуществляет 300 арифметических и логических операций.

Полученные значения угла опережения корректируются в зависимости от температуры жидкости. Так, например, если она равна  $-18^\circ\text{C}$ , то в угол опережения вносится коррекция  $+15^\circ$  п.к.в., если температура находится в пределах  $+116 \div +127^\circ\text{C}$ , то поправка опережения составляет  $-5^\circ$  п.к.в.

Так же как в микропроцессорной системе ESC, в системе MISAR для сохранения высокой энергии искрового разряда поддерживается требуемое время накопления энергии в катушке зажигания.

Высокая точность работы системы определяется, в частности, точностью датчиков. Импульсы датчика частоты вращения и положения коленчатого вала генерируются через каждые  $0,6^\circ$  п.к.в. под действием зубцов специального диска, укрепленного по оси коленчатого вала, при прохождении этих зубцов вблизи приемной катушки датчика. На этом же диске через каждые  $90^\circ$  п.к.в. проделаны четыре прорези (для восьмицилиндрового двигателя), благодаря которым несколько раньше ВМТ генерируется импульс начала отсчета.

В качестве датчика разрежения применен полупроводниковый датчик фирмы Хонивелл, точность которого составляет  $\pm 1\%$  и выше, чем точность индуктивного датчика в системе «Лин Бёрн».

Датчиком температуры охлаждающего является термистор, помещенный в латунный корпус. Поскольку выходной сигнал является нелинейным, микропроцессор линеаризует его с помощью подпрограммы, размещенной в ПЗУ.

Описанные выше процессы в системе происходят в режиме «работа». Кроме того, имеется режим «пуск». В связи с тем, что во время пуска двигателя напряжение источника питания может снижаться до 4 В и при этом нельзя гарантировать надежность работы микропроцессора, угол опережения не регулируется, а в соответствии с начальным углом установки датчиков сохраняется равным  $20^\circ$  п.к.в. Время накопления энергии в катушке зажигания соответствует замкнутому состоянию контактов в традиционной системе, равному  $15^\circ$  п.к.в.

Помимо основных операций, система выполняет некоторые диагностические функции: ограничивает увеличение угла опережения зажигания до  $60^\circ$  п.к.в., а также контролирует температуру охлаждающей жидкости, уровень напряжения источника питания и правильность функционирования системы.

Конструктивно электронное устройство управления объединено с датчиком разрежения и смонтировано в салоне автомобиля под панелью приборов вдали от источников высоких температур, электрических помех, грязи и влаги, сосредоточенных в подкапотном пространстве.

Одним из основных преимуществ системы MISAR, по утверждению специалистов концерна, является то, что она обеспечивает такую же приемистость двигателя во время разгона, какую обеспечивает высоковольтный модуль HEI в электромеханической системе зажигания. Однако она получается при меньших углах открытия дроссельной заслонки, т. е. при меньшем расходе топлива.

Благодаря высокой точности угол опережения зажигания, получаемый с помощью системы MISAR, отличается от оптимального не более чем на  $4^\circ$  п.к.в., тогда как в электромеханических системах погрешность составляет  $15^\circ$  п.к.в. [7].

В будущем предполагается расширить функции системы добавлением к регулированию угла опережения регулирования топливopодачи и (или) рециркуляции отработавших газов.

Информацию, размещаемую в устройствах памяти, включая алгоритмы функционирования и соотношения между входными параметрами, получают исследованием двигателя как объекта регулирования. Разработаны методы изучения параметров двигателя с помощью ЭВМ [8], в частности, новая методика стендовых испытаний двигателя, которая применяется для получения наивысшей топливной экономичности при установленном уровне токсичности отработавших газов [9].

Таким образом, наблюдаются следующие основные тенденции развития элект-

ронных систем зажигания карбюраторных двигателей.

Непрерывно возрастающие требования к повышению экономичности двигателей и снижению токсичности отработавших газов, перманентное ужесточение соответствующих норм обуславливают постоянное усложнение систем зажигания, с помощью которых частично решаются указанные проблемы.

Основное направление развития электронных систем зажигания заключается в переходе от контактно-транзисторных и бесконтактных систем, не меняющих алгоритм функционирования традиционных электромеханических систем, к системам высокой точности с регулированием угла опережения зажигания в функции от многих входных параметров двигателя и с обеспечением высокой энергии искрообразования.

Усложнение процессов регулирования приводит к необходимости применять сложные электронные системы как аналоговые, так и цифровые. Особенно перспективно применение систем с микро-ЭВМ на базе микропроцессоров.

Точность и широкий диапазон регулирования угла опережения, высокая энергия искрообразования позволяет применять двигатели, работающие в режиме, близком к режиму эффективного обеднения.

Наблюдается тенденция объединения систем, управляющих отдельными регулирующими органами двигателя, в единые комплексные системы, включающие в себя и системы регулирования зажигания.

Для получения оптимальных алгоритмов регулирования двигателя, в том числе алгоритмов для систем зажигания, разрабатываются сложные комплексы на базе ЭВМ и соответствующие методики.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. L'allumage e'lectronique integral A. E. I. 2M de Thomson C. S. F. sur la Citroen Visa. — Auto-Volt, 1979, № 519, p. 29, 30, 32, 33.
2. Электронное зажигание в микролинтражном автомобиле. — Электроника (Electronics), 1978, т. 51. № 22, с. 19, 20.
3. David E. Whiteside. Automotive Electronics: Charging Toward the 21 st. Century. Automotive Electronics \$ 1 Billion a Year. — Ward's Auto World, 1978, № 11, p. 37—40.
4. Robert A. Wilson. Прогресс в области автомобильной электроники. — Автомобильная промышленность США, 1978, № 3, с. 16—22.
5. Sappington John, Caron La Verne A. Chrysler microprocessor spark advance control. — SAE Techn. Pap. Ser., 1978, № 780117, p. 4.
6. Dennis J. Simanaitis. MISAR — An Electronic Advance. — Automotive Engineering, 1977, 85, № 1, p. 24—29.
7. Carl A. Goffesman. Первая микропроцессорная система управления моментом зажигания. — Автомобильная промышленность США. Пер. с англ. 1976, т. 155, № 8, с. 5—8.
8. General Motors Computerized Engine Mapping. — Automotive Engineering, 1977, 85, № 4, p. 54—58.
9. John F. Cassidy. A Somputerised On-Line Approach to Calculating Optimum Engine Calibrations. — SAE Preprints, 1977, № 770078.

**В. В. ГОРБАТЮК,**

**кандидаты техн. наук В. А. НАБОКИХ,**

**Л. М. РЕГЕЛЬСОН**

## КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ

**С**ОВРЕМЕННЫЕ автомобильные генераторы, как правило, представляют собой синхронные электрические машины с электромагнитным возбуждением и когтеобразным ротором.

Фирма Маршал (Франция) производит бесщеточные автомобильные генераторы типа «Фред» с обмоткой возбуждения, закрепленной в расточке статора, и разнесенными когтеобразными полюсами (альтернативно-пульсационного типа). Бесщеточные генераторы с колоколообразным ротором и обмоткой возбуждения, закрепленной на подшипниковом щите, выпускает фирма Делко-Реми (США). Фирма Дукати (Италия) выпускает бесщеточные генераторы с возбуждением от постоянных магнитов.

Генераторы мощностью до 1000 Вт в основном крепятся на одной «лапе» на подшипниковом щите со стороны привода и с кронштейном под натяжную планку.

Некоторые конструкции генераторов имеют два кронштейна на подшипниковом щите под натяжную планку, что позволяет унифицировать генератор для разных типов двигателей. Фирмы Нихоф, Лисс-Невиль, Делко-Реми (США) выполняют на подшипниковом щите передвижные «лапы» и кронштейны. Генераторы мощностью 2—3 кВт крепятся хомутами (фирма АВФ, Венгрия).

Привод генератора может осуществляться посредством клиноременной передачи через одно- или двухручьевой литой чугунный шкив. Фирма Фемса (Испания) применяет литой алюминиевый шкив с упрочненной поверхностью.

Фирмы Бош (ФРГ), Фиат и Дукати (Италия) изготавливают шкивы из двух штампованных тарелок. Пакет статора набирается из стальных штампованных пластин. Некоторые фирмы (Бош, Лукас) осуществляют сборку пакета статора путем навивки из стальной ленты на ребро.

Фирма Делко-Реми изготавливает пластины статора из прямоугольных стальных листов с выштампованными с двух сторон зубцами. Листы сложены вдвое, свернуты на ребро и сварены встык.

Фирма Денсо (Япония) изготавливает пластины статора из листов с выштампованными с одной стороны зубцами. Пластины согнуты на ребро с зазором. При сборке статора зазоры смещены по окружности статора. Сборка статора путем навивки из ленты, а также из прямоугольных листов позволяет уменьшить расход материала. Скрепление пластин осуществляется сваркой по шву, проваркой гребешков, расположенных в лунке на боковой поверхности статора, рельефной сваркой. Кроме этого, применяется прошивка пакета стальными роликами (фирмы Крайслер, Лисс-Невиль, Нихоф) и скрепление алюминиевыми заклепками (фирма Делко-Реми).

Кроме статоров с наружной цилиндрической поверхностью, изготавливаются статоры с четырьмя—шестью плоскими участками (лысками), расположенными симметрично (фирмы Дюселье, Маршал, Франция) и несимметрично (фирма Моторола, США).

Фирмы Делко-Реми и Моторола изготавливают пакет статора из пластин разных наружных диаметров, при этом средняя часть пакета имеет больший наружный диаметр и является посадочным ме-

стом подшипниковых щитов. Все это повышает жесткость статора и способствует снижению уровня электромагнитного шума. Выполнение лысок позволяет уменьшить отходы металла. Внутренняя поверхность и торцы пакета статора, как правило, не обрабатываются.

Статоры выполняют с числом пазов  $q=1$ , схема обмотки статора — звезда или треугольник, но применяются и схемы две звезды, соединенные параллельно, а катушки, как правило, уложены вразвал. Для изоляции паза применяют электрокартон (фирма Делко-Реми), пластмассовые коробочки с манжетами (фирмы Лукас, Пари-Рон, Франция), напыление полимерными материалами (фирмы Бош, Моторола).

Ротор генератора состоит из двух когтеобразных полюсных половин, между которыми расположена втулка с обмоткой возбуждения. Полюсные половинки изготавливают методом листовой или объемной штамповки, а также литьем. Некоторые фирмы изготавливают полюсные половинки с полувтулками (фирмы Лисс-Невиль, США, Денсо, Япония, Эльмот, Польша), с напрессовкой полюсов на втулку (фирмы Крайслер, США, Пал-Магнеон, ЧССР). Фиксация деталей ротора на валу осуществляется напрессовкой.

Ряд фирм применяют фиксацию ротора посадкой на накатку на небольшом участке с последующей зачеканкой материала полюсной половины в кольцевую проточку на валу (фирмы Бош, Лукас, Пари-Рон, Делко-Реми, Моторола). Применение такой технологии сборки ротора позволяет также исключить операции по рихтовке вала.

Изготовление полюсных половин ротора с полувтулками, напрессовка полюсов на втулку и сборка методом зачеканки на валу уменьшают и даже исключают количество стыков между втулкой и полюсами. При этом снижается магнитное сопротивление ротора. Намотка катушки возбуждения в основном — рядовая, бескаркасная (фирмы Бош, Моторола) или на тонкостенном каркасе, что позволяет увеличить мощность генератора без увеличения габаритов.

Выводы обмотки возбуждения осуществляются через отверстия в полюсных половинках (фирма Моторола и др.) или между полюсами (фирмы Лукас и Бош).

Максимальная ширина полюса под статором равна или на 10—15% больше величины полюсного деления статора. Для уменьшения магнитного рассеяния внутренняя поверхность полюса выполняется овальной, либо на полюсах выполняется поднутрения, что позволяет улучшить электрические характеристики генераторов.

На наружной поверхности полюсов некоторые фирмы (Пари-Рон, Бош, Крайслер и др.) выполняют противозумовые фаски или размещают под внутренней поверхностью полюсов немагнитное демпфирующее кольцо (фирма Делко-Реми).

Воздушные зазоры между статором и ротором обычно составляют 0,25—0,35 мм, у генераторов фирм Лукас и Делко-Реми 0,4—0,5 мм.

Бесступенчатые валы генераторов изготавливают из стального прутка. В качестве упорных элементов деталей ротора используют пружинные кольца и так же

как у генераторов, ротор которых фиксирован методом зачеканки, на валу имеются кольцевые проточки. Обработка валов, как правило, бесцентровая. На валу имеется накатка под посадку полюсов, втулки и контактных колец.

Щеточно-контактные узлы генераторов в основном состоят из радиальных щеток, но находят применение также торцовые (фирма Лукас), смешанные (одна щетка торцовая, другая радиальная, фирмы Крайслер, Престолайт, США), реактивные (фирма Пари-Рон), волочащиеся (фирма Хитачи, Япония) щетки, контактные кольца — в основном медные, встречаются также стальные (фирмы Денсо, Делко-Реми) и графитовые (фирма КЕЕГ, ГДР). Сечение щеток у большинства генераторов 5×8 мм. В качестве прижимного устройства применяются витые спиральные и цилиндрические пружины. В генераторах предусматриваются специальные конструктивные элементы для защиты щеточно-контактного узла от попадания грязи.

В генераторах фирм Денсо и Хитачи (Япония), Фемса (Испания) контактные кольца размещены в глубоком стакане, выступающем на торце внутри крышки и имеющем прорез под щеткодержатель, укреплённый внутри крышки.

Фирмы Нуво-Старр, Лисс-Невиль, Лукас и др. размещают контактные кольца в гнезде крышки, выступающем наружу. Щеткодержатель крепится на торце крышки снаружи. Полость, в которой расположены контактные кольца, изолируется прокладками от полости генератора и внешней среды.

Генераторы фирм АВФ, Денсо, Бош не имеют защиты щеточно-контактного узла, но на крышку с вентиляционными окнами надет специальный сплошной кожух с патрубком для забора чистого воздуха.

Подшипниковые щиты генераторов изготовлены из алюминиевого сплава литьем под давлением. Некоторые фирмы подвергают обработке только подшипниковые гнезда, а посадку статора осуществляют на выступающие средние пластины (фирма Делко-Реми). Встречаются оребренные подшипниковые щиты для улучшения теплоотвода, особенно на участках с подшипниковыми гнездами (фирмы Престолайт, Моторола).

Со стороны привода применяются однорядные радиальные шарикоподшипники, фиксируемые в гнезде фланцем с винтами. Некоторые фирмы (Крайслер, Лукас, Фемса) применяют для фиксации подшипников упругие элементы. При этом подшипники установлены в подшипниковый щит без стального заливающего кольца. Находят применение закрытые шарикоподшипники с односторонним уплотнением в гнезде. Наблюдается тенденция к применению закрытых подшипников.

Для крепления контактных колец ряду с шарикоподшипниками применяются подшипники с игольчатыми роликами (фирмы Крайслер, Делко-Реми).

Для предотвращения от проворачивания наружной обоймы шарикоподшипников применяются резиновые кольца, заложённые в проточки подшипниковых гнезд (фирмы Фиат, Дюселье, Моторола), или торцовые фигурные кольца (фирма Бош).

Охлаждение генераторов осуществ-



Параметры	„Бош“, 14V, 33A, (ФРГ)	„Бош К1“, 14V, 55A	„Лукас 23ACR“ (Англия)	„Делко- Реми“, 12V, 63A (США)	„Моторо- ла“, 14V, 70A (Франция)	„Дюселье 75, 58, СЗ“, 12/14V, 50A	„Маршал А 14/70“ (Франция)	„Пари-Рон А13RP“, 33A, 12 V, 60A (Франция)	„ФИАТ А12М“, 124/12/57 (Италия)
<b>Электрические параметры:</b>									
Номинальное напряжение в В . . . . .	14	14	14	14	14	14	14	14	14
Максимальный ток нагрузки в А . . . . .	33	58	59	61,5	67,5	48	60	54	56
Максимальная мощность в Вт . . . . .	462	812	825	862	945	672	840	756	785
Частота вращения ротора при токе нагрузки, равном $\frac{2}{3}$ максимального, в мин <sup>-1</sup> . . . . .	2400	2000	2060	2330	1920	2060	2500	2100	2600
Частота вращения ротора при холостом хо- де в мин <sup>-1</sup> . . . . .	1160	1000	1000	1080	1000	1100	1380	1050	1200
Ток возбуждения в А . . . . .	3,3	3,0	2,95	4,0	2,6	2,45	2,4	2,5	4,2
<b>Конструктивные параметры:</b>									
Диаметр расточки статора в мм . . . . .	74,2	89,5	97,8	105	89	89	89	90	87
Длина пакета статора в мм . . . . .	21	25,5	21,3	20	25	23	20	25	20
Масса генератора без шкива в кг . . . . .	3,22	4,5	4,98	4,95	4,64	4,3	3,8	4,15	3,8
<b>Показатели использования генератора:</b>									
Максимальный коэффициент использования в Вт/кг . . . . .	144	180	166	174	204	156	218	182	206
Удельный коэффициент использования в Вт · мин/кг · 10 <sup>-3</sup> . . . . .	40	61,7	53,7	49,6	71	50,7	58,3	58	52,8
Максимальный коэффициент использования, приведенный к холостому ходу, в Вт · мин/кг · × 10 <sup>-3</sup> . . . . .	124	180	166	161	204	142	158	173	172

вляется при помощи центробежных вентиляторов, которые в основном выполняют штампованными из листовой стали (фирмы Бош, Крайслер, Лукас и др.), встречаются вентиляторы с поддоном (основанием) (фирма Лукас) и литые алюминиевые заодно со шкивом (фирма Фемса). Фирма САУ (Англия) выполняет вентилятор из пластмассы со стальной втулкой. Лопатки вентиляторов — радиальные и наклонные. Форма лопаток в основном — прямоугольная трапеция, у генераторов фирмы Моторола лопатки имеют форму дуги. На лопатках и основании штампованных вентиляторов выдвлены ребра жесткости. Для увеличения производительности вентилятора на подшипниковом щите генератора со стороны привода выполняется буртик (фирмы Лукас, Дюселье, ФИАТ, Бош, Престолайт и др.). Улучшение вентиляции достигается также за счет окон, выполненных между подшипниковыми щитами и пакетом статора. Эти окна образуются лысками статора и внутренней цилиндрической частью подшипниковых щитов. Охлаждающий воздух из окон направлен на лобовую часть обмотки статора.

Фирма Крайслер устанавливает крыльчатки вентилятора на полюсных половинах ротора. Для обдува лобовых частей обмотки статора и полупроводниковых приборов (выпрямителя, регулятора) на подшипниковом щите со стороны контактных колес выполняются узкие вентиляционные щели, направляющие воздух на лобовую часть и полупроводниковые приборы (фирма Моторола).

Полупроводниковые устройства некоторых типов генераторов защищаются пластмассовым кожухом с вентиляционными щелями (фирмы Лукас, Моторола, Пари-Рон и др.).

Большинство фирм выпускает генераторы с встроенными регуляторами напряжения. Регулятор генератора фирмы Лукас имеет прямоугольную форму, крепится на щеткодержателе, электрическое соединение осуществляется гибким проводом.

Регуляторы фирм Бош, Пари-Рон, Нувостар конструктивно объединены со щеткодержателем, электрические соединения осуществлены шинным монтажом.

На генераторах фирм Моторола, Хитачи, Фемса регулятор закреплен на подшипниковом щите и соединен со щеткодержателем гибкими проводами. Встроенные в генератор полупроводниковые кремниевые выпрямители собраны по двухполупериодной трехфазной схеме выпрямления А. Н. Ларионова. В качестве выпрямляющих элементов применяются диоды с корпусом под запрессовку, бескорпусные и «таблеточные» диоды.

В генераторах с выпрямителями на корпусных диодах группа диодов отрицательной полярности запрессована в подшипниковый щит генератора, а группа диодов положительной полярности в теплоотвод-радиатор (фирмы Бош, ФИАТ, Нигоф и др.).

Фирмы Бош, Пари-Рон, Лисс-Невиль применяют выпрямители на корпусных диодах, запрессованных в пластины-теплоотводы, выполненные в виде секторов; отрицательная пластина прилегает к крышке, положительная изолирована.

Полупроводниковые элементы в выпрямителях с бескорпусными диодами размещены и герметизированы в выступах пластин-радиаторов (фирмы Лукас, Хитачи, Тосиба). В качестве теплоотводов применяются штампованные сегментные пластины, литые оребренные радиаторы и подшипниковые щиты генераторов.

Радиаторы выполняются в основном из алюминия, но встречаются штампованные из стального (фирмы Пари-Рон, Лисс-Невиль) или медного листа (фирмы Бош, Лукас). Фирма Лукас выпускает радиатор в виде четырехугольника.

Повышение мощности выпрямительных устройств достигается за счет их параллельного соединения, например, фирма Делко-Реми рекомендует параллельное соединение двух и трех выпрямителей на «таблеточных» диодах.

Большинство фирм осуществляет питание обмотки возбуждения от трех маломощных дополнительных диодов. Фирмы Лукас, Делко-Реми, Моторола встраивают дополнительные диоды в блок силовых диодов, а фирмы Бош и Пари-Рон применяют отдельный блок маломощных диодов. Три дополнительных диода используются также для питания схемы контроля заряда аккумулятора.

Повышение эффективности конденсаторов

встраивают в подшипниковый щит генераторов со стороны контактных колец. Конденсатор выполняется в виде параллелепипеда размером 33×21×12 мм или цилиндра размером 18×30 мм. Крепление осуществляется специальными «лестками» на конденсаторе и хомутами. Емкость конденсатора ~2,2 мкФ.

Широкое применение находят такие самостоящиеся крепежные детали, как самонарезающие винты для крепления щеткодержателей, регуляторов, фланцев шарикоподшипников; гайки с заливкой нескольких витков капроном; гайки с одним эллиптическим торцом и т. д.

Головки болтов и гайки выполняются с фланцем, иногда применяют фигурные пружинные шайбы, в основном под стяжные шпильки и крепление шкива. Звездобразные шайбы закрепляются также на гайках развальцовкой.

Основные электрические и конструктивные параметры генераторов зарубежных фирм приведены в таблице.

Современные зарубежные генераторы массового производства имеют мощность 700—950 Вт, начальные частоты вращения ротора составляют 1000—1100 об/мин, при этом генераторы работают на автомобилях с передаточным отношением привода 2,4—3,0. Имеется тенденция к увеличению тока возбуждения, например, фирма Лукас увеличила ток возбуждения с 2,1 А (модель 15ACR) до 3,0 А (модель 23ACR). Фирмы Делко-Реми и ФИАТ выпускают генераторы с током возбуждения 4,0—4,2 А. Большая часть генераторов выпускается с током возбуждения 2,5—3,0 А (фирмы Моторола, Бош, Маршал и др.).

Изменение электрических параметров (максимальной мощности и начальных частот вращения) достигалось как за счет увеличения диаметра расточки (при увеличении мощности вдвое), так и за счет увеличения длины (фирмы Бош, Моторола и др.).

Таким образом, максимальный коэффициент использования материалов современных образцов автомобильных генераторов находится в пределах 156—206 Вт/кг, а удельный коэффициент достигает значения 71 Вт · мин/кг · 10<sup>-3</sup>.

Повышение эффективности генераторов стало возможным благодаря выбору оп-



тимальной величины параметров электромагнитной цепи, использованию в оригинальных конструктивных решениях современных изоляционных материалов, малогабаритных полупроводников и технологичности производства.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евграфов Б. И., Шестаков А. П. Сравнительная оценка технического

уровня некоторых лучших образцов генераторов зарубежных фирм. — Труды НИИавтоприборов, вып. 39, М., 1976, с. 64—68.

2. Купеев Ю. А. Критерий оценки использования автомобильных генераторов. — Автотракторное электрооборудование, 1966, № 3, с. 17—29.

3. Евграфов Б. И., Жиганшина Н. К., Страпцева Ю. В., Шестаков А. П. Конструкции современных автомобильных генераторов переменного тока зарубежных фирм. — Автотракторное электрооборудование, 1975, № 12, с. 19—23.

**Б. И. ЕВГРАФОВ, А. П. ШЕСТАКОВ**  
НИИавтоприборов

УДК 658.52.011.56(100)

## РОБОТЫ В КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВОМ И ЛИТЕЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ЗА РУБЕЖОМ

**ПРОЦЕССЫ** горячейковки и штамповки требуют от оператора значительных усилий при перемещении заготовок и регулировании удара молота. Практика показала, что эта тяжелая и монотонная работа может выполняться промышленными роботами. Например, робот модели Юнимейт [1] в процессе горячейковки используется для загрузочно-разгрузочных работ, регулирования силы удара и частоты следования ударов в зависимости от температуры заготовки. Робот по программе позиционирует заготовку и устанавливает пресс в случае какого-либо нарушения технологии.

В Швеции на заводах Бофорс [2] изготавливаются коленчатые валы массой до 200 кг для грузовых автомобилей, тяжелые шатуны, заготовки для зубчатых колес и т. д. В цехековки смонтировано несколько производственных линий с высоким уровнем автоматизации.

Переоборудование цеха было направлено на увеличение объема выпуска и улучшение качества работ. Одновременно решались задачи исключения тяжелых ручных работ, снижения уровня шума и уменьшения вредного воздействия высоких температур и выделяемых газов на организм человека.

Специалисты фирмы спроектировали и изготовили робот грузоподъемностью 300 кг с электрогидравлическим управлением. Робот переносит, например, поковки на пресс для обрубки заусенцев.

Коленчатый вал массой около 124 кг для автомобиля «Волво» ранее обрабатывался на участке, где было занято 16 или 17 рабочих. Автоматизация работ путем внедрения роботов позволила сократить количество рабочих до 13—14.

Робот фирмы Бофорс грузоподъемностью около 100 кг применяется в линии бесшаботных молотов, где обрабатываются заготовки зубчатых колес и различных запасных частей. Линия механических прессов усилием 3631 тс предназначена для обработки заготовок коленчатых валов массой до 40 кг. Последним в линии установлен пресс для обрубки заусенцев и рихтования. Заготовки из пресса в подвешенной конвейер переносит робот грузоподъемностью 50 кг, имеющий электропневматическое управление. Элементы пневматической системы управления, как и весь управляющий блок, поставляется шведская фирма Атлас Копко. Линию обслуживают два оператора — один наблюдает за работой вибробункера, другой за работой прессов.

На автоматизированной линии кованых машин этой же фирмы обрабатываются коленчатые валы массой 200 кг (чистый вес) для дизелей и карбюраторных двигателей [3]. Компоновка линии показана на рис. 1. Перенос заготовки с цепного конвейера на молот окончательной обработки и далее к обрубному прессу производится гидравлическим роботом. Производительность линии составляет один вал каждые 40 с. В настоящее время ее обслуживают восемь операторов.

Фирма Фольксваген [4] использует робот модели L15 собственного производства для обслуживания прессов усилием 1000 тс. Робот грузоподъемностью 15 кг применяется для переноса листовых деталей от пресса к прессу. При проектировании была решена задача создания роботов с быстрым перемещением подвижных элементов, чтобы все передаточные функции выполнялись в пределах рабочего цикла пресса, который занимает 10 с.

В линии из четырех прессов, штампующих надколесные дуги, используются четыре робота, стоящие между двумя прессами и имеющие по две руки с рабочей зоной 180°. Робот извлекает деталь из пресса, приподнимает ее, отводит, поворачивает на 180°, перемещает вперед, опускает и устанавливает на второй пресс. Затем рука отводится от этого пресса; в это время захват противоположной руки располагается вблизи рабочей зоны первого пресса в состоянии готовности для приема очередной детали. Наличие двух противоположно действующих рук позволяет увеличить быстродействие робота и обеспечить темп, задаваемый прессами.

Последний робот в данной линии берет одновременно две дуги, которые отделяются одна от другой из единой заготовки на последнем прессе, и переносит их в стеллаж. В этом случае робот заменяет ранее применявшийся механизм с ручным управлением и одного или двух рабочих. Около роботов имеются ограждения в виде проволочной сетки.

Для аналогичных работ используются также роботы, выпускаемые фирмой Дайдо Стил (Япония).

Фирма Форд Верке применила два робота модели Юнимейт 2005 В в линии из четырех прессов усилием 4 тс [5]. Роботы осуществляют загрузку и выгрузку со скоростью до 650 заготовок в 1 ч, что невозможно сделать вручную. Каждый робот обслуживает два пресса. Один берет заготовку с первого пресса и передает на второй, другой робот осуществляет те же операции для третьего и четвертого прессов. Грузоподъемность роботов составляет 30 кг, они имеют пять степеней подвижности. Рабочая рука может выдвигаться на расстояние 1041 мм с максимальной радиальной скоростью 762 мм/с, поворачиваться в вертикальной плоскости на угол 57° и в горизонтальной — на угол 220°. Максимальная скорость поворота в горизонтальной плоскости равна 110 град/с. Наконечник рабочей руки, снабженный захватом, может поворачиваться в вертикальной плоскости на угол 220° и вокруг оси рабочей руки на угол 300° со скоростью 110 град/с (рис. 2).

Все движения робота осуществляются при помощи позиционного программного управления с емкостью накопителя 1024 команды, причем эта емкость может быть увеличена.

На линии прессов обрабатывают детали восьми типоразмеров из листового материала толщиной до 2 мм с максимальными размерами 200×1200 мм и массой 1—4 кг. На первый пресс деталь подается вручную. Дальнейшие операции по ее передаче от пресса к прессу и в конце

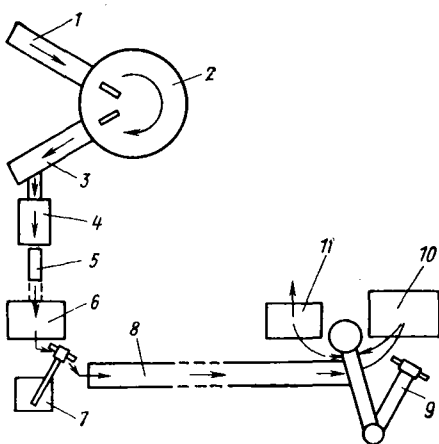


Рис. 1. Схема механизированной линииковки коленчатых валов на заводе фирмы Бофорс: 1 — автоматическое загрузочное устройство; 2 — вращающаяся печь; 3 — устройство разгрузки поковок; 4 — окалиносниматель; 5 — автоматическое загрузочное устройство; 6 — молот предварительной обработки; 7 — манипулятор с ручным управлением; 8 — цепной конвейер; 9 — гидравлический робот; 10 — молот окончательной обработки; 11 — обрубной пресс

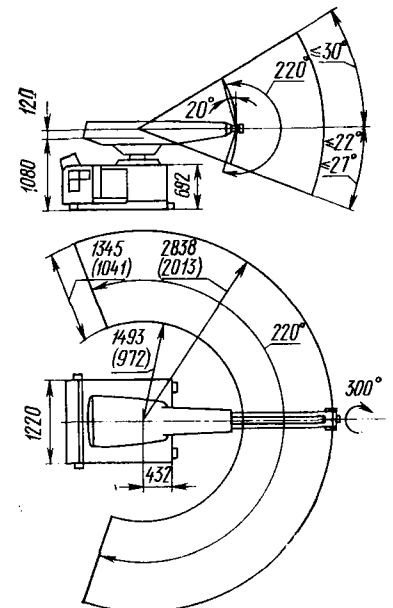


Рис. 2. Схема работы робота модели Юнимейт 2005 В

на транспортер готовых деталей осуществляются автоматически с помощью роботов. Время рабочего цикла в зависимости от типа обрабатываемой детали составляет 5,5—6,5 с, что соответствует производительности 550—650 дет/ч. Производительность может быть увеличена до 620—720 дет/ч, однако в этом случае нужно усилить охлаждение робота.

Во время рабочего цикла сигналы управления поступают от прессы к роботу и обратно. Робот укладывает в пресс новую заготовку лишь после того, как соответствующий датчик подаст сигнал о том, что предыдущая заготовка вышута из прессы. Время ожидания робота и, следовательно, производительность зависят от скорости подачи деблокирующих сигналов.

Замена инструмента на прессах осуществляется тремя рабочими за 2—3 ч. Переналадка производится очень быстро. При необходимости могут незначительно корректироваться отдельные пункты программы.

На заводе фирмы Рено [6], выпускающем трансмиссии автомобилей, установлена линия обработки вала с утолщением на конце. Покровки валов проходят сложный цикл обработки, в том числе обрезку заусенцев после фрезерования утолщений, высечку пазов и др. На этих операциях применили семь роботов модели FE30, имеющих модульную конструкцию. В результате была исключена монотонная и опасная ручная операция подачи заготовок на прессы.

Роботы с электропневматическим управлением и четырьмя степенями подвижности оснащены подвижными упорами, позволяющими регулировать их перемещения. Длина руки робота может быть увеличена с помощью специальных насадок. При обрезке заусенцев роботы выполняют следующие функции: перекладывание заготовок из накопителя на подающий транспортер, позиционирование и непосредственную подачу заготовок в пресс и укладывание полуфабрикатов на транспортер, передающий их на следующую операцию. Кроме того, роботы осуществляют позиционирование деталей и их загрузку в насекательный пресс, разгрузку и укладывание на транспортер, несущий полуфабрикаты к следующему прессу, на котором с помощью шариков формируются дорожки для подшипников качения. Все манипуляции на третьем прессе также выполняются роботами.

В литейном производстве промышленные роботы используются для погружно-разгрузочных работ в сочетании с различными литейными машинами, при изготовлении оболочковых форм для литья по выплавляемым моделям и т. д.

На заводе алюминиевого литья фирмы ФИАТ 12 литейных машин с номинальным усилием 1500 тс обслуживают 12 роботов [7]. Машинны используются для отливки крошечных массов 7,9 кг, отливаемых парно, картеров коробок передач массой 10,2 кг и крышек головок цилиндров массой 4,2 кг. Робот извлекает отливку из пресс-формы, переносит в обрубочный пресс и далее в резервуар с водой для охлаждения. Возможность изменения программ роботов существенно облегчает переналадку машин.

После 12 месяцев эксплуатации роботов было отмечено повышение производительности машин в среднем на 35,5%. У трех машин, выполнявших отливку крышек головок цилиндров, производи-

тельность повысилась на 47%. После установки роботов трудоемкость производства 1 т литья снизилась примерно в 10 раз.

Фирма ACEA ведет разработки в направлении создания промышленных роботов для таких трудоемких работ, как разливка горячего металла, обрубка отливок и т. п. Эти работы особенно неблагоприятно отражаются на здоровье человека. Фирма изготовила 195 роботов, из которых 170 функционируют в производственных условиях [8].

В литейном производстве роботы фирмы ACEA используются для обрубки, зачистки заусенцев, удаления стержней и отрезных работ. На заводе фирмы Волво робот фирмы ACEA грузоподъемностью 60 кг используется для обрубки литых корпусов коробок передач автомобиля. Корпуса отливаются на линии, где производятся безопасная формовка и разливка. Робот производит отрезку с помощью чашечного абразивного круга, который смонтирован на шпинделе с пневматическим приводом.

В целях безопасности работы и понижения уровня шума в цехе робот установлен в изолированной кабине. Установка имеет поворотный стол, индексированный через 180°. На столе имеются две рабочие зажимные позиции, одна внутри кабины, другая снаружи. В то время как робот внутри кабины производит обработку заготовки, установленной в одном из зажимных приспособлений, рабочий производит загрузку — разгрузку отливки вне кабины на втором приспособлении.

В установке для зачистки отливки от заусенцев робот также смонтирован в кабине, мимо которой по конвейеру транспортируются заготовки. В кабине имеется щиток из стекла, армированного проволоочной сеткой, а также блокирующее устройство.

При роботизации процесса зачистки заусенцев учитываются значительные различия в размерах сырых отливок. Цикл движений робота обычно программируется в режиме обучения с начальным заданием перемещений вручную. Однако различные по размерам отливки занимают на рабочем столе различные положения. Фирма ACEA решила эту проблему путем использования крестовых салазок. Каждый из двух перемещающихся перпендикулярно один относительно другого элементов салазок имеет ход ~ 100 мм.

Привод салазок осуществляется от пневмоцилиндров, давление в которых устанавливается таким образом, чтобы в процессе резания абразивный круг поджимался к заготовке с постоянным усилием. Когда робот перемещается к отливке в соответствии с запрограммированным циклом, крестовые салазки с подпружиненными подвижными элементами компенсируют любые отклонения размеров заготовки от номинальных. Имеется возможность перемещать абразивный круг к заготовке или от нее при поддержании постоянного усилия поджима.

Фирма Волво использует робот также для зачистки заусенцев в больших отливках после их обработки на различных рабочих позициях автоматической линии. Робот установлен в конце линии и работает твердосплавным режущим инструментом с шаровидным концом. Инструмент имеет небольшой диаметр и может при снятии заусенцев проходить через малые отверстия.

Обработанная отливка при поступлении в зону действия робота устанавливается в подвижной люльке, имеющей привод для механического подъема и опускания. Когда робот окончит зачистку верхней и боковых поверхностей, подается сигнал на подъем люльки. Робот при этом отводится назад и после подъема люльки подается вперед и производится обработка нижней поверхности. Общее время цикла зачистки заусенцев составляет 3 мин. Существенным преимуществом роботизации этой операции является одинаково хорошее качество обработки как в начале, так и в конце смены (не сказывается усталость рабочего в конце смены). При использовании робота исключается также пропуск какого-либо подлежащего обработке участка.

Робот фирмы ACEA грузоподъемностью 60 кг используется для отрезки прибылей отливок с последующей обрубкой. Для удаления прибылей применяется абразивный круг большого диаметра, смонтированный на мощном шпинделе с приводом от гидродвигателя. Робот оснащен датчиком, который регистрирует момент контакта отрезного круга с отливкой. По сигналу датчика включается очередная фаза цикла. Применение контактного датчика позволяет корректировать цикл в зависимости от размера отливки.

Контактный датчик позволяет также корректировать цикл в зависимости от износа круга. По мере уменьшения диаметра круга соответственно увеличивается длина рабочего хода робота. В управляющее устройство вводится минимально допустимая из соображений безопасности величина диаметра изношенного круга. Когда износ достигает заданной предельной величины, робот автоматически отводится в исходное положение.

Робот смонтирован в изолированной кабине. Установка имеет стол, индексированный через 180°, что позволяет производить загрузку — разгрузку в процессе обработки отливки.

В одном из литейных цехов завода фирмы Волво производится обработка литых рычагов тормозной системы грузового автомобиля. Для зачистки заусенцев отливки устанавливаются на круглом столе большого диаметра. Обработка отливок производится роботом ACEA с помощью двух режущих инструментов, которые используются последовательно при зачистке каждого рычага. После завершения зачистки робот извлекает отливку из установочного гнезда на столе и переносит ее к конвейеру для передачи в окрасочную камеру.

На столе размещается большое количество заготовок, что обеспечивает непрерывную работу робота в течение 2,5 ч. Индексация стола производится по сигналу от устройства, которое управляет функционированием робота.

В литейном цехе фирмы Фольксваген цикл отливки коленчатых валов для двигателей с водяным охлаждением составляет 18 с [9]. Отливки после визуального контроля поступают на поддоны. Поскольку ручное перекладывание коленчатых валов массой 12 кг из поддонов на конвейер в условиях неблагоприятной окружающей среды требует больших физических усилий, для этой работы применяются пятикоординатные роботы. Они встроены у выходной позиции линии литейных автоматов.

После визуального контроля коленчатые валы подаются в загрузочное устройство, которое отсекает их и позицио-

Вид работ	Фирма, страна	Модель робота	Грузоподъемность в кг	Точность позиционирования в мм	Число степеней подвижности	Привод	Мощность привода в кВт	Система ЧПУ	Система координат	Ход в мм		Величина угловых перемещений в град	Дополнительные характеристики
										по горизонтали	по вертикали		
Контактная сварка	АРО, Франция	АРО	150	±1,0	6	Электрогидравлический	13	Позиционная	Декартова	1600	1000	—	Масса 3000 кг
	Рено, Франция	Рено горизонталь Роболанг 50	80	±0,5	6	Гидравлический	—	То же	Цилиндрическая	2000	1600	344	—
	Лонгелин, Франция		50 (300)*	±0,2	2-6	Электрический, электрогидравлический	30	Позиционная, контурная	—	800	1200	—	Масса 2000 кг
	Юнимейшн, США	Юнимейт, 4006В	160	±2,0	6	То же	30	То же	Сферическая	1320	2470	200	Масса 2050 кг
	Цинциннати Милакрон, США	6СН	80 (135)*	±1,27	6	Электрогидравлический	22	Контурная	То же	2460	3960	240	Может применяться для нанесения покрытий и погрузочно-разгрузочных работ
	Юнимейшн, США	Юнимейт, 2006В	30 (70)*	±1,27	6	То же	12	Позиционная	.	1040	1920	220	Масса 1600 кг
	Ивка-Кука, ФРГ	Хеви Дьюти Кука,	150	—	6	.	.	То же	Цилиндрическая	2500	1450	220	Для погрузочно-разгрузочных работ
	Фольксваген-верк, ФРГ	IR 4/150 VW R100	100	±2,5	5	.	16	.	То же	1000	2000	40	То же
	Ивка-Кука, ФРГ	Кука IR 6/60	60 (100)*	±1,0	6	Электрический	34	Позиционная, система CNC	Цилиндрическая	2500	1450	220	Масса 2910 кг
Фольксваген-верк, ФРГ	VW R30	30	±1,0	6	То же	10	Позиционная	Сферическая	700	2000	320	Для нанесения покрытий и погрузочно-разгрузочных работ	
Электродуговая сварка	АСЕА, Швеция	АСЕА IRb-60	60	±0,4	5-6	.	2	Позиционная, контурная	Угловая	1300	2150	330	Для дуговой сварки и работы в кузнечных и литейных цехах
	То же	АСЕА IRb-6	6	±0,2	5-6	.	2	То же	.	—	1206	340	То же
	Фуджикоши, Япония	Нахи Юниман 3000	40 (75)*	±1,0	6	Электрогидравлический	12	Позиционная	Декартова	1000	—	240	Для погрузочно-разгрузочных работ
	Нахи, Япония	4000	10	±1,5	3	То же	5	.	.	760	760	—	Для дуговой сварки
	Юнимейт Кавасаки Хеви Индастриз, США, Япония	Кавасаки Юнимейт AW 2040	35	±1,0	5	Гидравлическая	11,5	.	Сферическая	1041	2418	220	Для нанесения покрытий
	То же	Юнимейт 2000	30 (68)*	±1,3	6	То же	11,5	.	То же	1041	2013	220	Для точечной сварки и погрузочно-разгрузочных работ
	Фольксваген-верк, ФРГ	Кавасаки Юнимейт 5140	10	±0,75	5	.	7,5	Позиционная, контурная	.	800	2160	240	—
	Кинкгерет K15	15	±1,0	5	Электрический	5	Контурная	Угловая	2400	2100	320	Для погрузочно-разгрузочных работ	
	Шинмейва, Япония	PW50	100	±0,5	4	Гидравлический	0,6	Позиционная	.	500	500	400	—
То же	PW75	100	±0,5	4	То же	0,8	.	.	750	750	400	—	
Яскава электрик, Япония	Мотомен	15	±1,0	5	.	—	Позиционная, контурная	Цилиндрическая	500	400	180	—	
Хитачи, Япония	Арквелдинг	—	±1,0	5	Электрогидравлический	—	То же	.	1100	1300	180	—	
Хокер-Сидли, Англия	Версавельд	18	±3,0	3	Гидравлический	—	Контурная	Декартова	1050	760	—	—	
Нанесение покрытий	Графла, Норвегия	Графла Роботер 5000	15 (30)*	±1,0	6	То же	4,5	.	Угловая	1000	2250	75	Для дуговой сварки
	Нахи, Япония		5	±2,0	3	Электрогидравлический	6,0	.	.	1350	1900	100	—
	Мицубиси, Япония	Пейтинг Робот	3	±2,0	7	То же	—	Позиционная	.	1000	2030	70	—
	Ретаб, Швеция	Котаматик	15	—	5	Гидравлический	4,0	Позиционная, контурная	.	1300	—	90	Для дуговой сварки
Бинкс-Баллоус, Англия	Ремп	13,5 (27)*	—	5	То же	5,0	Позиционная	Цилиндрическая	900	2108	85	—	
Кузнечные и литейные работы	АКО, ФРГ	Ако-Грип	200	—	5	Электрогидравлический	19	Контурная	Угловая	2120	3500	180	В литейных цехах
	Фольксваген-верк, ФРГ	Линеаргерет L15	15	±2,5	3	Электрический	10	.	Сферическая	1500	2500	320	Для подачи материалов в прессы
	Дайниси Кио, Япония	Хаски Робот, SD-350	2000 (5000)*	±20,0	6	Гидравлический	—	Позиционная	.	4110	3060	360	—

\* Цифры в скобках означают максимальную грузоподъемность робота.

нирует. Робот забирает валы, поворачивается на 90° и раскладывает их в поддоне. В зависимости от типа детали в одном поддоне размещается до 60—80 валов. Непрерывность цикла обеспечивается

использованием двух поочередно загружаемых поддонов.

В таблице приведены основные технические данные промышленных роботов, применяемых в автомобильной промышленности за рубежом.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pacagnella R. Robot industriali e loro applicazioni. — Machine, 1977, № 7, 8, 65—72.
2. Mullins J. Can high automation solve Sweden's production problems?—Automot.

tive Industries, 1978, 158, № 16, 56—D—56—G.

3. Rooks B. W. Robot applications are increasing. — The Industrial Robot, 1977, v. 4, № 1, 27—33.

4. Hartley J. A growing family to cut welding drudgery. — The Engineer, 1978, 246, № 6361, 44—48.

5. Brenner R. Einsatz von Industrie— Robotern zur Pressenbedienung. — Werkstatt und Betrieb, 1978, v. 111, № 6, 405—407.

6. Le manipulateur programmable. — Machine moderne, 1978, № 823, 72—76.

7. Astrop W. Some Unimates in action. — Machinery and Production Engineering, 1977, v. 131, № 3377, 226—228.

8. Astrop A. Automate those unwanted jobs. — Machinery and Production Engineering, 1978, 132, № 3402, 219—222.

9. Ehmer H., Wolf G. Industrie—Roboter im Fahrzeugbau. — Werkstatt und Betrieb, 1976, v. 109, № 6, 311.

**В. А. ПОТАПОВ, Б. С. ВОСКОБОЙНИКОВ**

УДК 621.002.2

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Применение чугуна с вертикальным графитом

**В** ОДНОМ из докладов на конгрессе литейщиков, состоявшемся в апреле 1979 г. в Леобене (Австрия), сообщалось о применении вертикального графита при изготовлении головок блока цилиндров. Вертикальный графит — это особая форма графита (средний графит между пластинчатым и шаровидным). Метод получения чугуна с вертикальным графитом запатентован литейным институтом в Леобене. Для плавки в индукционной печи используют высококачественный чугун с низким содержанием фосфора, марганца и серы, количество стального скрапа не должно превышать 20%. Для модифицирования используются те же компоненты, что и для чугуна с шаровидным графитом. Обработка расплава должна быть тщательной. Если первоначально содержание серы было высоким и количество церия избыточным, то в больших сечениях наблюдается высокое содержание мелкозернистого графита.

При формовке с использованием фурановой смолы рекомендуется применять фосфорную кислоту, так как при использовании PTS-кислоты может образоваться кромка пластинчатого графита, а при последующем высокотемпературном отжиге окисление вдоль пластинок графита. Чугун с вертикальным графитом имеет некоторые преимущества перед чугуном с шаровидным графитом или легированным чугуном с пластинчатым графитом, например, меньше образуется раковин. Giesserei—Praxis, май 1979, № 10, с. 161—162.

### Гидравлический пресс усилием 4 МН

В ФРГ фирмой НЕС создан гидравлический пресс усилием 4 МН, предназначенный для прецизионной чеканки, резки и калибровки поковок. Стойка прессы снабжена глубокими направляющими для полузна прессы. В прессе предусмотрены гидравлические выталкиватели, расположенные сверху и снизу. Пресс оснащен четырьмя гидравлическими насосами с самостоятельными приводами, управляемыми от гидравлической системы управления. Maschinenmarkt, июнь 1979, № 45, с. 903.

### Штам для получения отверстий и обрезки поковок

В ФРГ одна из фирм предлагает штамп для установки сменных вкладышей в зависимости от рабочих процессов: обрезки, пробивания отверстий и правки поковок за один ход прессы. Сменные вкладыши можно устанавливать при небольшой затрате времени и без демонтажа штампа. Поковки поддерживаются двумя блоками. При этом нижний блок соединен винтами с опорной плитой, а верхний блок формирует деталь и с помощью пружины одновременно ее выталкивает из обрезного штампа. При верхнем положении обрезного

штампа и отверстий обеспечивается высококачественная обрезка и пробивание отверстий. Съёмник приподнимает облой таким образом, чтобы он и поковки могли выталкиваться вместе.

Для обработки арматурных деталей необходим в данном случае только один ход прессы, тогда как до сих пор эти детали обрезались за четыре технологические операции. При изготовлении фланцев в данном штампе за один ход дополнительно штампуются периферийные отверстия для болтовых соединений. Maschinenmarkt, июнь 1979, № 45, с. 902.

### Электроэрозионный станок

В Швейцарии сконструирован новый электроэрозионный станок с программным управлением модели Agicut DEM 250 с проволочным электродом. На станке можно получать конические профили с малыми радиусами скругления углов. Кроме того, на станке можно обрабатывать цилиндрические и конические части детали без ручного перемещения проволочного электрода или заготовки. На станке можно обрабатывать заготовки размерами до 650×480×120 мм и весом до 100 кг.

Программное управление, включающее микропроцессор и систему программирования LAMA 25, осуществляется по пяти осям (горизонтальной, вертикальной, двум углам конуса и высоте). Высота точность обработки достигается благодаря термостабильности станка и наличия электронной корреляционной системы. Температура диэлектрика, а также электронных устройств поддерживается постоянной. Machinery and production engineering, июнь 1979, т. 134, № 3467, с. 71.

### Сварочный робот

Фирмой Schlatter Gmb. H, Rülzheim (ФРГ) создан робот, который демонстрировался на Ганноверской ярмарке 1979 г. Механическая рука робота может поворачиваться по трем осям на 540°. Точность позиционирования составляет ±1 мм. Грузоподъемность робота при обычной скорости работы 65 кг, а при пониженной 120 кг. Программирование работы может осуществляться тремя способами: с помощью клавиатуры на дистанционном пульте управления, способом Play — Back и с помощью клавиатуры на шкафу управления. Maschinenmarkt, июнь 1979, № 50, с. 983.

### Машина для сварки термопластов

Принцип работы машины, созданной фирмой Vrapson, заключается в следующем. К одной из свариваемых деталей подводится ток частотой 100 Гц. При этом деталь с определенным усилием прижимается к другой свариваемой детали, и между ними возникает трение. Под действием теплоты, возникающей при трении, материал свариваемых деталей в зоне сварки переходит в пластичное состояние и плавится. После 2—5 с детали точно позиционируются по отно-

шению друг к другу, и до затвердевания расплава производится осадка. При этом расплавленный материал не выдавливается наружу, поэтому последующая обработка сваренных деталей не требуется. Получается прочное и герметичное сварное соединение.

Машина имеет всего один подвижный элемент; она несложна в обслуживании. Для сварки крупных деталей можно легко вмонтировать более мощный виброблок. Мелкие детали можно одновременно сваривать по две и в большем количестве. Maschinenmarkt, май 1979, № 38, с. 742.

### Новый метод нарезания зубчатых колес

Фирмой Gason Works разработан новый метод нарезания цилиндрических прямозубых или косозубых зубчатых колес и сконструированы два станка (модели 766 и 765). Производительность этих станков в 3—10 раз выше производительности обычных зубонарезных или зубодолбежных станков. На станках имеется блок инструментов, состоящий из 14 элементов, который постоянно поворачивается (перемещается) во время процесса нарезания зубьев. Цель с роликовыми направляющими приводится в движение с помощью цилиндрического зубчатого колеса через зубчатые рейки.

Каждый из 14 режущих элементов, образующих цель, имеет шесть многозубчатых режущих вставок, имеющих конфигурацию, подобную червячной фрезе с прямыми канавками. Вставки размещены в поперечном направлении по отношению к поверхности режущего блока и подобно зубьям червячной фрезы расположены по винтовым линиям на боковой поверхности цепного блока. Каждый зуб вставки режущего блока осуществляет нарезание зуба — обрабатываемого зубчатого колеса на полную длину.

Во время обработки одновременно вращаются заготовка и цепь режущего блока, т. е. происходит непрерывное движение, подобно нарезанию зубьев червячной фрезой, но направления подачи вращения у станков различны. Очень важно, что на станках можно обрабатывать одновременно несколько зубчатых колес.

На станке модели 766 осуществляется нарезание цилиндрических прямозубых и косозубых колес диаметром до 355 мм с углом наклона винтовой линии до 45°. Практически на станке можно обрабатывать любые зубчатые колеса, за исключением червячных колес с изогнутыми зубьями.

В основном на рассматриваемых станках изготавливаются зубчатые колеса коробки передач автомобилей. Фирма Gason учла современные требования к зубчатым колесам в автомобилестроении, поэтому на станках можно обрабатывать и косозубые цилиндрические зубчатые колеса для автомобилей с передними ведущими колесами.

American Machinist, май 1979, т. 123, № 5, с. 99—101.

№ журн.	Стр.	Тема
		Бавин Е. С., Лирман Н. Я., Устинов Е. А., Кузин В. А. — Сельскому хозяйству — современную автомобильную технику
2	1	Бандулет В. М., Фаустов В. А., Устинов Е. А., Кузин В. А. — Пути экономии и рационального использования проката черных металлов в автомобилестроении
3	1	Горбунов Н. Н., Устинов Е. А., Кузин В. А. — О молодых кадрах автомобилестроителей
9	1	Коломнинов В. П., Горбунов Н. Н., Максური А. Н. — Совершенствование организации управления отраслью
10	1	Потапов Н. М., Устинов В. А. — Проектирование заводов отрасли и развитие автомобильной промышленности
12	1	Прогрессивные формы управления производством
1	1	Титков А. И., Кузин В. А., Устинов Е. А. — Роль автомобильной техники в освоении природных богатств Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера
4	1	Устинов Е. А., Лирман Н. Я., Кузин В. А. — Развитие автомобильной промышленности в первой пятилетке
11	1	Фаустов В. А., Кузин В. А., Устинов Е. А. — Борьба с коррозией металла — важнейшая народнохозяйственная задача
6	1	

**ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ  
ПРОИЗВОДСТВА**

5	1	Безрукавый В. Д., Богдановский А. Т. — Автоматизированные склады комплектующих изделий сборочного конвейера
3	3	Желудов В. Г., Разоренов Л. А. — Процесс формирования уровня качества автомобиля на сборочных линиях завода в реальном масштабе времени
12	4	Казакевич М. Е. — Социалистическое соревнование за повышение эффективности производства и качества работы на предприятиях подшипниковой промышленности
2	3	Каримов А. И. — Перспективы применения деревянной тары в отрасли
8	1	Козырев В. И. — Организация смазки технологического оборудования на автозаводе

**ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ**

3	8	Афинеевский С. А., Коган Ю. А., Шатров Е. В. — О влиянии конструкции деталей поршневой группы на токсичность двигателя
7	4	Багдасаров И. Г., Лазарев Е. А., Ставров А. П., Хачин А. С., Эсауленко Н. Н. — Влияние температуры воздуха на впуск на тепловыделение, тепловую нагруженность и токсичность дизеля
11	5	Баранник И. Г., Опарин И. М. — Применение электронных систем зажигания на автомобилях
4	4	Вахошин Л. И., Истомин С. С., Партон М. М., Рунов А. Н., Сонкин В. И., Кутенев В. Ф. — Особенности процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе
6	3	Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Дмитриенко В. С., Власов В. А., Михайловская Г. А. — Оптимизация срока службы масла в двигателях до замены
5	2	Григорьев М. А., Коган Б. М. — О разрушении абразивных частиц загрязнения масла в двигателе
10	4	Григорьев М. А., Пономарев Н. Н., Карпенко В. В. — Методика оценки ресурса двигателя в зависимости от ресурсов его деталей
9	4	Гусаров В. В., Лызо А. П., Кабалкин В. Н. — Исследование двигателя ЗИЛ-375, работающего на бензоводородовоздушных смесях
12	6	Доброгаев Р. П., Арустамов Л. Х., Монеров Л. Ф. — Аналитическое определение локальной температуры смазочного слоя укороченного подшипника скольжения колчатого вала
9	6	Зайченко Е. Н., Петренко В. А. — Исследование жидкостных насосов двигателей
8	4	Зеленова В. Д., Кнорозова Т. Б., Левитан М. М. — Некоторые особенности износа поверхности цилиндров двигателей
7	7	Зельцер Е. А., Малашков И. И. — Влияние типа регулятора на динамические процессы в системе дизель — трансмиссия автомобиля
8	6	Злотин Г. Н., Малов В. В., Овчаров С. А. — Устройство для исследования цикловых параметров искрового разряда систем зажигания двигателей
7	1	Игнатович И. В., Кутенев В. Ф., Малов Р. В. — Общие положения теории оценки токсичности автомобиля
10	7	Костров А. В., Макаров А. Р. — Выбор оптимальной жесткости направляющей части поршня двигателя
1	3	Костров А. В., Яров Б. С. — Влияние формы днища на механическую и тепловую напряженность поршня
6	9	Костюков В. М., Лушнянов В. И. — Перспективы применения автомобильных газотурбинных двигателей
6	6	Кутенев В. Ф., Гусаров А. П., Арапов В. Ф. — Возможности улучшения топливной экономичности и снижения токсичности легковых автомобилей при эксплуатации в городских условиях
5	4	Лямцев Б. Ф., Зайченко Е. Н., Крылов В. Ф., Бардов С. А., Касич П. Д. — Особенности подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора при впуске дизеля

3	5	Меленчук А. И., Штейнберг А. С., Зайченко Е. Н., Моисейчик А. Н. — Форсунка для предпусковых подогревателей дизелей
4	3	Муталибов А. А., Мурашов О. Д., Валлер Н. П. — Исследование переходных процессов газового автомобильного двигателя
4	7	Назаров А. Д. — Влияние некоторых конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на дисбаланс двигателей
2	8	Рузаев И. Г., Забрянский А. Е. — Воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом для подноприводного легкового автомобиля
8	8	Рузаев И. Г., Стрыковский А. Р. — Исследование комбинированной системы очистки воздуха двигателей
5	7	Тарасов А. Я., Баганов В. В. — Исследование колебаний системы выпуска газов автомобиля
2	11	Цой И. М. — К оценке жесткости юбки поршня
2	6	Черняйкин В. А. — Основные направления повышения технического уровня автомобильных двигателей
11	3	Шатров Е. В., Раменский А. Ю., Кузнецов В. М. — Исследование мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, работающего на бензоводородных смесях

**КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ**

6	22	Арсеев Л. А., Егорычев Л. П. — Цифропечатающий прибор для оценки динамических качеств автомобиля
2	24	Баргов Г. М., Бойко В. К., Гусев Е. Д. — Кузова легковых автомобилей высшего класса
11	18	Балабин И. В., Белослюдов А. Б., Кнороз А. В., Логунов А. А., Ракляр А. М., Сапожников А. Т. — Стенд для испытаний пневматических шин
9	12	Балабин И. В., Кнороз А. В. — О влиянии угла наклона плоскости качения колеса на износ шин при повороте автомобиля
6	17	Байдуков А. А. — Экспериментальные исследования угла продольного наклона шкворней управляемых колес автомобиля ЗИЛ-131
11	14	Балашов В. В., Бартенев С. Л., Смирнов В. А. — Влияние дополнительных аэродинамических устройств на аэродинамические характеристики масштабной модели автомобиля
10	15	Бахмутов С. В. — К вопросу о выборе коэффициента блокировки межколесного дифференциала легкового автомобиля
9	18	Бенман В. В. — Исходные параметры для проектирования дорожно-гоночного автомобиля
9	9	Беленко Ю. А., Михайлин А. А. — Пути повышения КПД объемной гидравлической трансмиссии
11	20	Беленький Ю. Ю., Жуков А. В., Азбель А. Б., Петрович А. И. — Сравнительный анализ расчетных моделей вертикальных колебаний автопоездов-лесовозов
5	15	Брайльчук П. Л., Малов С. С., Титаренко В. С., Барвинок В. Г., Жигарь А. Ф. — Приборный контейнер для метрологического обеспечения экспериментальных исследований
11	20	Брайльчук П. Л., Таболин В. В., Барвинок В. Г., Титаренко В. С., Жигарь А. Ф. — К вопросу ускоренных стендовых испытаний агрегатов трансмиссии автомобилей на теплонагруженность
1	13	Васильев П. Д., Щербанов В. И. — Определение жесткости зацепления эвольвентных прямозубых колес трансмиссии автомобиля
5	19	Виноградова Г. С., Коноплянко В. И., Сацков К. Н. — Светосигнальные приборы автомобилей с управляемым светораспределением
8	16	Генбом Б. Б., Гутта А. И. — Исследование выходных характеристик и стабильности основных типов колодочных барабанных тормозных механизмов
6	20	Гродно Л. Н., Ковалева О. Б., Ткаченко О. И., Арсузов Н. В. — О случайном возбуждении параметрических колебаний управляемого колеса мотоцикла
10	20	Гудз Г. С., Еременко П. И., Кусый А. Г., Кобылянский В. Н. — Исследование температурного режима тормозных механизмов методами моделирования и планирования экспериментов
10	9	Дажин В. Г. — Методика расчета потребности в запасных частях
11	12	Диванов Н. В., Стрельников А. Н., Муратов И. Е., Ярман В. И. — Влияние автоматического сцепления на суммарную частоту вращения колчатого вала двигателя мотоцикла «Днепр МТ-10»
4	24	Доронкин В. А., Потехин А. Ф. — Уменьшение вибраций панелей кузова легкового автомобиля
8	13	Завьялов В. Б., Куликовский Г. К., Тютин В. А., Круташев А. В. — Расчетное исследование изгибных колебаний трансмиссии легкового автомобиля
11	8	Захаров А. А., Белонуров В. Н., Закс М. Н. — Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам
1	7	Зубарев Н. И., Киселев Д. В., Семенов В. М. — Агрегатные колебания в зубчатых передачах
4	25	Иливанов В. Д., Томбан М. А., Тараканов В. И. — Анализ канала искрового разряда электрических систем зажигания по лазерным тенеграммам

**Ипатов М. И.** — Некоторые проблемы технико-экономического анализа проектируемых автомобилей 5 9

**Кислицин Н. М.** — Влияние изменения колеи колес на проскальзывание и износ шин 10 17

**Клычков П. Д.** — О криволинейном движении автопоезда 1 15

**Клычков П. Д.** — О кинематике поворота автомобиля в стесненных дорожных условиях 4 19

**Козловский А. Б., Яковлев А. И.** — Метод теоретической оценки технико-эксплуатационных параметров электромобилей 1 19

**Кондрашкин С. И., Константинов С. П., Семенов В. М.** — Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля 7 24

**Корчемный Л. В., Минкин Л. М., Тольский В. Е.** — Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции 2 20

**Крупченков В. С., Пушкарев В. А., Тонарев А. А.** — Экспериментально-расчетные методы определения тягово-скоростных характеристик автомобиля 3 16

**Крышень Н. И.** — Аналитический метод определения угла складывания автопоезда 3 24

**Левин Н. Е.** — О колебаниях типа шимми управляемых колес автобуса 10 19

**Левитин К. М.** — Обоснование светотехнических характеристик противотуманных задних фонарей 12 22

**Лефаров А. Х.** — О затратах мощности при движении автомобиля с заблокированным межосевым приводом 5 14

**Литвинов А. С., Беленький Ю. Ю., Азбель А. Б., Гринберг Н. С., Оганесян Г. Д.** — Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил 2 17

**Лобова В. М., Межевич Ф. Е., Фридлянов В. Н.** — Ремни безопасности со встроенным индикатором перегрузки 2 23

**Лобова В. М., Немцов Ю. М., Фотин Р. К., Чухустов Ю. С.** — Совершенствование критериев оценки безопасности конструкции автомобиля 6 18

**Лобова В. М., Фотин Р. К., Гринштейн Ф. В., Чухустов Ю. С.** — Исследование динамических характеристик кузовов при испытаниях легковых автомобилей на безопасность 11 6

**Мамити Г. И.** — Расчет барабана трансмиссионного тормоза на прочность от воздействия центробежных сил инерции 9 14

**Марголис С. Я., Шлиомович Б. М.** — Выбор дорожных неровностей и режимов движения при прочностных испытаниях деталей ходовой части автомобиля 4 17

**Мищенко В. А., Кириллов В. М., Дижур М. М., Копнин Г. П., Сысоев А. А.** — О работоспособности и надежности сигнальных ламп грузовых автомобилей 11 21

**Московкин В. В.** — Определение сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях 3 14

**Московкин В. В.** — О влиянии сопротивления движению на топливную экономичность грузового автомобиля с дизелем 7 11

**Нарбут А. Н., Харитонов Н. П., Шапко В. Ф.** — О влиянии характеристик гидротрансформатора и двигателя на процесс переключения в гидромеханической передаче 4 21

**Нарбут А. Н., Шапко В. Ф., Дзядык М. Н., Архипов А. И.** — Исследование процесса переключения фрикционных с периферийными клапанами 10 22

**Носенков М. А., Бахмутский М. М., Гинцбург Л. Л., Кисуленко Б. В.** — К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля 3 18

**Оржевский И. С.** — Исследование возможности применения дисковых тормозов на грузовых автомобилях 6 12

**Островцев А. Н., Трофимов О. Ф., Красников В. С.** — Принцип классификации микропрофилей дорог с учетом повреждающего воздействия их на конструкцию автомобиля 1 8

**Парфенов Е. В.** Измерение дымности отработавших газов на режиме свободного ускорения автомобиля с дизелем 12 8

**Перегудин Б. П.** — Корреляционный анализ дефектов автомобильных деталей 12 20

**Петров В. А.** — Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования 7 20

**Платонов В. Ф., Иванов Е. П.** — Повышение проходимости автопоездов способом раздельного перемещения тягача и прицепа 7 14

**Потехин А. Ф., Миникюк И. М.** — О методике динамических испытаний несущего кузова легкового автомобиля 12 10

**Пронин Б. А., Петров М. С., Баловнев Н. П.** — Уравнения движения автоматического киноремного вариатора мототранспортного средства 9 15

**Пчелин И. К., Иларионов В. А.** — Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамичность автомобиля с противоблокировочными системами 3 20

**Родзевич Н. В.** — О влиянии угла излома карданного вала на долговечность подшипников 11 24

**Румянцев Л. А.** — Исследование динамических нагрузок в трансмиссии при включении сцепления в диапазоне гидропередаче 11 15

**Рябчинский А. И., Ищенко В. П., Коряковцев Л. Г., Глиненко Е. М.** — Системный подход при разработке комплексных методов исследования трамбовезопасности рулевых управлений автомобилей 3 9

**Рябчинский А. И., Коряковцев Л. Г., Глиненко Е. М., Мешков А. И.** — Определение и оценка деформируемости автомобиля при его фронтальном столкновении 12 16

**Рязановский А. Р.** — Качественный анализ влияния некоррктных факторов на пятнистый износ шин 2 15

**Савельев В. А.** — Моделирование демфирующей силы листовой рессоры 12 13

**Серебряков В. В.** — Вопросы совместной работы несбалансированных деталей в трансмиссии автомобиля 3 22

**Сметнев Н. Н.** — Перспективные информативные панели систем контроля на автомобиле 7 13

**Соколов О. В.** — О влиянии работы дизеля на нагруженность трансмиссии автомобиля 2 12

**Соколов В. В., Ефремов В. Н., Юрьев К. Н., Уткин А. В.** — К выбору масел для коробок передач автомобилей с дизелями 1 5

**Стоянов Георгий, Иванов В. В., Иларионов В. А.** — Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении 8 19

**Суслин В. П., Калядин В. И.** — К вопросу автоматизированного проектирования поверхностей кузовов автомобилей 6 14

**Терехов А. С.** — Системный подход к исследованию температурного режима агрегатов трансмиссии 8 21

**Тонарев А. А.** — Приемистость автомобиля 5 11

**Тютрюмов О. С., Курзуков Н. И., Богомолова Т. И.** — Требования к размещению стартерных батарей на автомобилях в контейнерах 7 27

**Умняшкин В. А., Кондрашкин А. С.** — Конструирование раздаточных коробок передач для полноприводных легковых автомобилей 12 18

**Устищенко В. С., Платонов С. В.** — Вибронагруженность кабины и сиденья водителя автомобилей с системой вторичного поддрессоривания 5 17

**Фиттерман Б. М., Леоничева С. К.** — Методика оценки конкурентоспособности легковых автомобилей 10 12

**Халинов Э. Г., Голев Р. В., Бурделов В. В.** — Комплексная автоматизация проектирования систем независимой подвески, рулевого управления и колес легкового автомобиля 12 12

**Чанков А. В.** — Пути повышения производительности городских автобусов 4 12

**Чижов В. Ф., Сильвестров В. М.** — О нормах прочности автомобиля 8 11

**Чистяков Л. И.** — Выбор оптимального числа лопастей в колесах комплексного гидротрансформатора 8 23

**Шурлапов Ю. С.** — Методика расчета переключающих гидравлических устройств при двухрежимной автоматике 1 10

**Яценко Н. Н., Капанадзе Г. Н., Рыков С. П., Прохоров П. П., Глазырин Ю. М.** — Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении 1 16

**ТЕХНОЛОГИЯ**

**Абель В. В., Воронин А. В.** — Сборочная взаимосвязь в неподвижном соединении корпус — кольцо конического подшипника 9 26

**Абель В. В., Ковбас Т. Н.** — К вопросу определения деформаций стенки детали при деформирующе-режущем протягивании 8 28

**Авдеев В. Г.** — Выбор диаметра круга при шлифовании конического опорного торца борта внутреннего кольца конического роликоподшипника 9 25

**Акаро И. Л., Козлечков В. П.** — Новые конструкции штампов с малогабаритными рабочими вставками 9 20

**Александров П. Д., Малкерос В. И., Бирбраер Л. Н.** — Опыт внедрения твердосплавных неперачиваемых пластин 2 28

**Беспалый И. Л.** — Технология электроэрозийного удаления сломанного инструмента 5 25

**Борд Н. Ю., Кальтман И. И., Шейндлин Б. Е.** — Светлый отжиг поковок колец подшипников качения с восстановительным науглероживанием 1 26

**Бузин Е. Н.** — Выбор конструкции опоры вращения режущего элемента инструментов с вращающимися режущими кромками 10 25

**Бутов В. Н., Ярхов Ю. Б.** — Технология массового производства тентов из синтетических материалов для автомобилей КамАЗ 11 25

**Вынадоров А. Т., Бунатян Г. В.** — Новые технологические процессы при изготовлении холодновысадочного инструмента 11 27

**Вижанский А. М., Гайдамавичене М. И.** — Автогерметик-прокладка 1 27

**Воронин А. В.** — Преднагат подшипниковых узлов и принципы его технологического обеспечения 8 24

**Гороховский Г. А.** — Полимерные технологические материалы и задачи их внедрения в автомобильной промышленности 5 20

**Елхов П. Е., Маржине И. И.** — Некоторые закономерности изменения параметров зубчатого хона в процессе износа 6 24

**Жарнов В. А., Терерин Г. П.** — Внедрение автоматизированного проектирования технологии вытяжки листового металла 7 32

**Зак М. Н., Захаров А. А., Белокоуров В. Н.** — Влияние условий закрепления тонкостенного стержня открытого профиля на его напряженное и деформированное состояние 3 26

**Ковбас Т. Н.** — Исследование процесса обработки втулок деформирующе-режущим протягиванием 10 27

**Красников В. В., Скотников В. В., Белов А. Н.** — Влияние прокаливаемости стали на деформацию шестерен в процессе химико-термической обработки 11 31

**Лепихов В. Г.** — Влияние предшествующих операций на точность шлифования отверстий 1 25

**Лившиц Т. А., Акаро И. Л., Памфилов Е. А., Рыжеванов В. С., Буглаев А. М.** — Исследование износоустойчивости твердосплавного инструмента для штамповки поковок клапанов 7 30



Лурье Г. Б., Черпаков Б. И., Сологубов Н. Ф. — Информационно-диагностические точки контроля технического состояния автоматических линий

Макеев А. С., Кравчук Б. Т. — Повышение качества и надежности штекерных наконечников для жгутов проводов

Масленников В. Г., Глухова Ю. В., Залетова В. П. — Сварные предварительно обжатые резинометаллические шарниры

Мелешкин В. Л., Зинченко В. М. — К вопросу точности регулирования углеродного и азотного потенциалов печных атмосфер при цементации и нитроцементации деталей

Поливцев В. П., Яхимович В. А. — Повышение надежности автоматических винтоввертов

Пономарев В. П., Захаров А. В., Гуднов П. А. — Выбор рациональных способов базирования при окончательной обработке термически упрочняемых зубчатых колес

Потекушин Н. В. — Интенсификация процесса радиально-ротационного профилирования

Прокофьева И. И., Чечкин Ю. Ф., Вернер К. А., Тараторина М. В., Барун В. Н., Тананин А. Н., Усинов И. Т., Булганов В. А., Юрасов С. А., Пустовалов В. И., Высоцкий М. С., Мелешко Л. А., Литвищенко Д. А., Марченко В. Н., Мацнева Е. Г. — Новая сталь для лонжеронов рам автомобилей

Редько С. Г., Спришевский А. И., Гундорин В. Д. — Абразивная обработка цилиндрических поверхностей

Рудницкий Н. М., Ушеревич Б. И. — Упрочнение коленчатых валов автомобильных двигателей температурными остаточными напряжениями

Сабыржанов А., Шехтер Ю. Н., Гуреев А. А., Тимохин И. А., Константинов Е. А. — Защитные материалы для наружных и скрытых поверхностей легковых автомобилей

Самсонов А. Н., Киселев Е. С., Белов М. А. — Эффективность абразивных кругов при скоростном шлифовании деталей из среднеуглеродистых сталей

Симонов А. А., Савельев В. К. — Влияние процесса шевингования на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых колес

Старосельский В. Я., Дыбаль В. Г., Дейнекин В. В., Куревич П. И. — Неразрушающий контроль качества термообработки отливок из ковкого чугуна

Стрелецкий В. З., Купчинов Б. И., Игнатов В. П. — Разработка роликов из отходов древесины и полимеров для ленточных транспортеров

Таратынов О. В., Сыреев В. И., Устинов С. Е. — Суперфиниширование шатунных шеек коленчатого вала брусками новой конструкции

Токарев И. К., Табачников В. Я., Комов В. С., Губнин А. В. — Исследование фактической производительности и надежности автоматизированной линии штамповки кузовных деталей

Шарафеев И. Х., Кусяк А. В., Каледин Б. А., Демидов И. Ф., Резников К. А. — Выбор марки стали для крестовин карданного вала автомобилей

Шерман А. Д., Гринберг Б. М. — Влияние карбидообразующих легирующих элементов на строение фосфидной эвтектики в отливках из серого чугуна

Шебастинов М. П., Ключев Н. И. — Кинетика формирования включений графита в чугуне

Шитов В. П., Силицын В. Т. — Новый способ изготовления тонких колец и шайб

Щеглов А. В., Сенють Т. Б. — Новые методы и средства нагрева заготовок

Юдович С. З., Писков В. Ф., Кравчук С. И. — Совмещенный способ пробивки и отбортовки отверстий в горловине корпуса бензобака

Яшин Ю. Д., Шевченко М. И., Гуднова Р. М., Старикова А. Л. — Опыт применения легкообрабатываемых сталей

## ИНФОРМАЦИЯ

Андреев М. Б. — Термопластические конструкционные материалы в автомобилестроении за рубежом

Багиров Д. Д., Мариенбах Ю. Л., Олевский И. Х., Срибнер М. М. — О новом государственном стандарте «Автомобили и автопоезда». Номенклатура показателей скоростных свойств и методы их определения

Банников С. П., Петленко Б. И., Рябчинский А. И., Фотин Р. К. — Разгонные устройства с линейным электроприводом для испытаний автомобилей на пассивную безопасность

Баранник И. Г., Здановский А. А. — Реализация типажа основных изделий электрооборудования и приборов для автомобилей и автобусов на 1971—1980 гг.

Буренин В. В., Гаевик Д. Т., Дронов В. П. — Конструкции манжетных уплотнений для подвижных соединений главных цилиндров гидравлических тормозов автомобилей

Выриков А. Я., Жаров Г. В. — Проблема повышения топливной экономичности грузовых автомобилей за рубежом

Горбатюк В. В., Набокин В. А., Регельсон Л. М. — Основные тенденции развития электронных систем управления карбюраторными двигателями

Горбатюк В. В., Набокин В. А., Регельсон Л. М. — Тенденции развития электронных систем зажигания карбюраторных двигателей

Григорьев М. А. — Всесоюзный научно-технический симпозиум «Очистка воздуха, масла и топлива в двигателях внутреннего сгорания»

Дмитриевский А. В. — Ганноверская промышленная ярмарка 1978 г.

Дьянов А. Б., Виноградова Г. С., Коноплянко В. И., Сачков К. Н. — Перспективы применения жидких кристаллов в автоматических устройствах на автомобильном транспорте

Ефграфов Б. И., Шестанов А. П. — Конструктивно-технологические особенности автомобильных генераторов зарубежных фирм

Зайцев И. А. — Влияние требований безопасности на форму легковых автомобилей

Зайцев Г. В., Матвеева Л. А. — Межзаводская школа обмена опытом

Зеленов Л. М. — Зарубежные крепежные изделия

Колубаев Б. Д. — Автомобилестроение за рубежом

Колубаев Б. Д. — Новые электромобили фирмы Даймлер-Бенц

Колубаев Б. Д. — Газобаллонные автомобили Японии

Колубаев Б. Д. — Использование сжиженного нефтяного газа на автомобилях Италии

Киселев Б. А. — Всесоюзная научно-техническая конференция «Проблемы автоматизации разработки двигателей»

Костров А. В., Шишаев А. Д. — Особенности применения турбонаддува на карбюраторных двигателях

Кочеулов В. П. — Электромобили за рубежом

К 60-летию Владимира Алексеевича Кузина

Нарбут А. Н. — Гидромеханические передачи фирмы Детройт Дизель Аллисон

Невелев А. А., Колесников Ф. Н. — Пути развития автомобильной промышленности Японии

Невелев А. А., Колесников Ф. Н. — Некоторые вопросы технологии, организации производства и экономики автомобильной промышленности Японии

Нефедов Б. М., Селиванов И. И. — Топливо для автомобилей будущего

Новиков Е. И. — Советские автомобили на выставке в Чехословакии

Новости в технологии машиностроения за рубежом

Оболенский В. Н., Либенсон В. А. — Всесоюзный научно-технический семинар «Сборка-78»

Осипов В. А. — Современный автомобильный радиоприемник

Памяти Виталия Андреевича Грачева

Памяти Игоря Михайловича Ленина

Позднева Н. С. — Автомобилестроение за рубежом

Портяно А. А. — Окраска автомобилей в ФРГ

Портяно А. А. — Производство лакокрасочных материалов в ФРГ

Потапов В. А., Воскобойников Б. С. — Промышленные работы в автомобилестроении за рубежом

Потапов В. А., Воскобойников Б. С. — Применение роботов для нанесения покрытий и сборки в автомобильной промышленности за рубежом

Потапов В. А., Воскобойников Б. С. — Роботы в кузнечно-прессовом и литейном производстве за рубежом

Ровинский В. Г. — Прессовое оборудование Швейцарии для точной штамповки

Рубцов Александр — Перспективные направления развития автомобилестроения в США

Саверина А. Н. — Механизация и автоматизация сборочных работ в машиностроении

Саверина А. Н. — Выставка «Станки Италии-79»

Саверина А. Н. — На ВДНХ СССР

Сатаров В. А., Гольдблат И. И., Колубаев Б. Д. — Газобаллонные автомобили и автобусы как средство снижения загрязнения окружающей среды и повышения экономичности транспорта

Селиванов И. И. — Использование каталитических дозжигателей для очистки отработавших газов автомобиля

Сорочан Ю. П., Марцыновский Л. Я. — Направления развития конструкций прицепов и полуприцепов за рубежом

Спесивых С. А. — Семинар МАДИ по качению эластичного колеса

Спесивых С. А. — XXVII научно-исследовательская конференция МАДИ

Тольский В. Е. — Отраслевая школа по проблеме шума и вибраций автомобилей

Устинов Е. А., Кузин В. А. — Крупный специалист в области проектирования автомобильного производства

Устинов Е. А., Кузин В. А. — Конструктор первых советских грузовых автомобилей

Халинов Р. Т. — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей

Шерман А. Д., Гробман Л. М., Кочерыгина А. М., Петров А. П. — Испытания чугунных седел клапанов

Эрвайс А. В. — Высоточные металлообрабатывающие станки Швейцарии

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Алейнер Н. И. — Рецензия на книгу Б. В. Власова «Выбор рациональных форм организации производства». М., Машиностроение, 1979

Ечестов Ю. А. — Рецензия на книгу Б. А. Курова, С. А. Лаптева, И. В. Балабина «Испытания автомобилей». М., Машиностроение, 1976

Орлов И. В. Рецензия на книгу Б. В. Власова, А. А. Невелева, Г. Б. Каца и др. Экономика автомобильной промышленности и тракторостроения». М., Высшая школа, 1978

Разумов И. М. — Рецензия на книгу А. П. Ковалева, Н. К. Кочалоса, А. А. Колобова «Экономическая эффективность новой техники в машиностроении». М., Машиностроение, 1978

# Болты с шаровой головкой из прутка — до 5400 штук в час

Удлиненные детали — болты с шаровой головкой, изготавливают на болтовывсадочных автоматах «НЕЙШЕНЕЛ», на многопозиционных холодновывсадочных прессах с горизонтальной транспортировкой заготовок и на холодновывсадочных автоматах для изготовления деталей удлиненной формы.

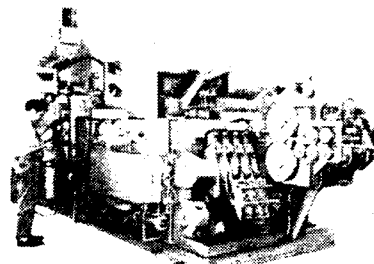
Для изготовления деталей с резьбой и проточкой в конце стержня предлагается холодновывсадочный автомат для болтов.

Если накатка резьбы производится после термообработки, рекомендуется осуществлять ее на многопозиционных прессах с горизонтальным перемещением заготовки или на холодновывсадочных автоматах для изготовления деталей типа болтов.

Какие бы технологические методы Вы ни выбрали, в Вашей производственной программе могут изготавливаться детали холодной штамповкой. Они обеспечат эффективность благодаря высокой про-

изводительности и малому расходу материалов.

В случае необходимости при выборе деталей и методов их изготовления Вы можете получить более подробную информацию.



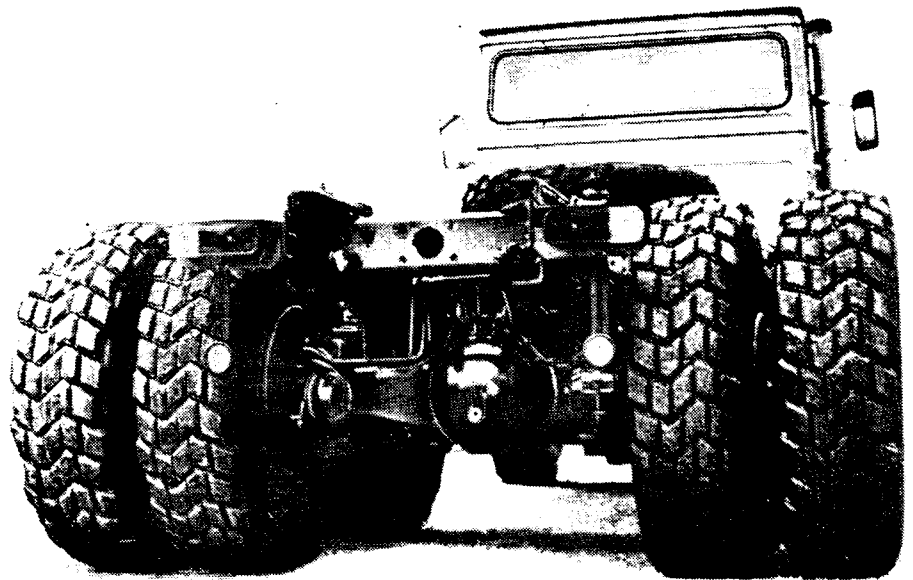
National Machinery

NATIONAL MACHINERY CO. TIFFIN, OHIO USA 44883  
СОЕДИНЕННЫЕ ШТАТЫ АМЕРИКИ  
NATIONAL MACHINERY GMBH 8500 NÜRNBERG  
REGENSBURGER STR. 420, POSTBOX 3341  
ФЕДЕРАТИВНАЯ РЕСПУБЛИКА ГЕРМАНИИ  
ФРГ. КОНСТРУКТОРЫ И ИЗГОТОВИТЕЛИ  
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ГОРЯЧЕЙ И ХОЛОДНОЙ ШТАМПОВКИ

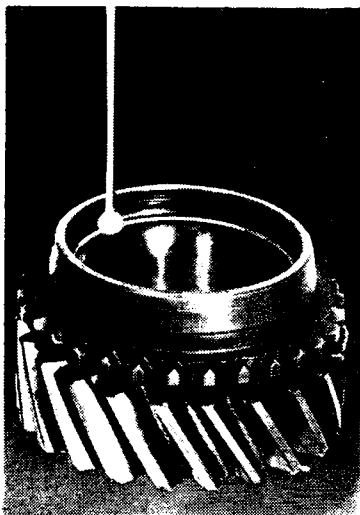


Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707-9/117134.

# ОДИН ИЗ СПОСОБОВ СНИЖЕНИЯ РАСХОДОВ



Пример сварки: задняя ось грузового автомобиля



## Электроннолучевая сварка

уже давно применяется в промышленности, например, при производстве автомобильных осей и деталей передачи.

**КОНСТРУКТОРУ ПРЕДОСТАВЛЯЕТСЯ ВОЗМОЖНОСТЬ:** ● составлять сложные детали из простых и дешевых составных частей ● исключить дополнительную обработку благодаря незначительным сварочным деформациям ● применять дорогие материалы только там, где они безусловно нужны ● осуществлять сварку сложных деталей.

**ТЕХНОЛОГА ПРИВЛЕКАЮТ:** ● незначительное количество брака ● возможность изменять параметры процесса в широких пределах ● быстрота операций ● высокая культура производства.

**ФИРМА ПРЕДЛАГАЕТ:** ● консультации по различным вопросам проектирования и производства ● широкую гамму электроннолучевых сварочных установок ● быстрое и квалифицированное обслуживание.

**STEIGERWALD  
STRAHLTECHNIK**

Steigerwald Strahltechnik GmbH  
Benzstr. 11 · D-8031 Puchheim/München  
Tel. (089) 80 92-1 · [Tx] 5 21 722 telo D

Представляет в СССР ELMATIK GmbH, 8036 Herrsching — 2, BRD

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

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5, Отдел промышленных каталогов Государственной публичной научно-технической библиотеки СССР.

Ссылайтесь на № 3707—9/117288. Вологодская областная универсальная научная библиотека В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»