

# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1983

1



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- В. П. Жевтунов — Система управления качеством продукции на предприятиях Союзодшипника . . . . . 1

### ДВИГАТЕЛИ

- В. И. Чумак — Пути повышения народнохозяйственной эффективности производства и эксплуатации двигателей . . . . . 2  
В. Д. Аршинов, С. С. Воробьев, В. И. Колмаков, В. Е. Щурков — Улучшение теплового состояния поршней дизелей с турбонаддувом . . . . . 4  
А. В. Костров, А. Р. Макаров, А. Д. Шишаев — Определение допустимого давления наддува карбюраторного двигателя по теплонапряженности поршня . . . . . 5  
А. И. Лушпа, Ю. В. Трофименко — Перспективы применения двигателей Стирлинга на автомобильном транспорте . . . . . 6  
В. А. Умняшкин, А. Н. Нарбут, Ю. Г. Таубер — О выборе мощности двигателя легковых автомобилей . . . . . 9

### АВТОМОБИЛИ

- В. С. Лукинский, Е. И. Зайцев — Блок-схема расчета усталостной долговечности деталей автомобиля . . . . . 11  
А. А. Ревин — Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной системой при движении на повороте . . . . . 13  
В. Н. Белокуров, Ю. М. Винокуров, А. А. Захаров, Г. А. Самойлов, А. Л. Эйдельман — Снижение металлоемкости автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 за счет исключения надрамника . . . . . 15  
В. И. Самокаев — Повышение надежности поршневых колец амортизаторов автомобилей . . . . . 17  
В. В. Таболин, С. С. Малов, Е. А. Зельцер, С. П. Контанистов, В. Г. Киршин — О максимальном коэффициенте динамичности трансмиссии грузового автомобиля . . . . . 18  
Г. И. Мамити — К расчету температурных напряжений тормозного барабана автомобиля . . . . . 20

### ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ

- В. С. Парфиянович — Чистовое накатывание шлицевых поверхностей . . . . . 21  
Я. А. Симахин, Ф. Н. Салахов, А. М. Нежинский — Влияние формы рабочих поверхностей шлицевых дорнов на их размерный износ и параметры дорнования . . . . . 23  
А. С. Мужевика, Ю. А. Автономов — Опыт применения комплексно-легированных сталей для изготовления инструмента холодного выдавливания . . . . . 25  
В. Я. Герасимов — Определение оптимальной деформации при холодном редуцировании . . . . . 26

### ИНФОРМАЦИЯ

- На ВДНХ СССР  
С. А. Спесивых — Дни советских республик на ВДНХ . . . . . 27  
В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ . . . . . 28  
Новые нормативные материалы  
Э. Е. Хмельницкий, Е. Н. Зайченко — Стандарт на термостаты . . . . . 29  
Станки и оборудование для нужд отрасли  
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Машины для литейного производства . . . . . 31  
Г. Ч. Мазленников, Ю. И. Каторгин — Стенды для испытания резиновых автомобильных деталей . . . . . 32  
Н. И. Ишин, Б. А. Ройтман — Установка для проверки фонарей освещения номерного знака . . . . . 33  
Отечественное автомобилестроение  
В. Н. Губа — Автомобили ЗАЗ-968М и ЗАЗ-968МД . . . . . 34  
В. Б. Черкунов — Буксирный крюк автомобиля ГАЗ-53А . . . . . 35  
Внедрено в производство  
В. Н. Альбицкий, А. А. Попов — Автомат для обработки подшипников . . . . . 36  
Автомобилестроение за рубежом  
П. В. Аксенов, В. Н. Гамалий, Б. Н. Белоусов — Сочлененные автомобили . . . . . 37

### КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- И. А. Бескин, Л. А. Рогова — Рецензия на книгу А. С. Агейкина. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981 . . . . . 39

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЯНВАРЬ

1983

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 658.562.012:621.822.032

## Система управления качеством продукции на предприятиях Союзподшипника

Канд. техн. наук В. П. ЖЕВТУНОВ

ВНИИП

**П** ОВЫШЕНИЕ качества подшипников качения при заданных материальных и трудовых затратах — одна из важных и сложных проблем машиностроения. С целью ее решения в Союзподшипнике создана подотраслевая система управления качеством продукции (ПС УКП), состоящая из заводских комплексных систем (КС УКП).

Разработка и внедрение КС УКП на подшипниковых заводах показали, что эти процессы проходят наиболее быстро, а система дает наибольший эффект там, где есть соответствующие технические и организационные предпосылки. Примерами могут служить ГПЗ-4 и ГПЗ-11: они первыми в подотрасли разработали и внедрили КС УКП, и суммарный экономический эффект от внедрения составил здесь соответственно 1 млн. 24 тыс. руб. и 760 тыс. руб. Наибольшие же трудности при внедрении КС УКП встретились на ремонтно-подшипниковых заводах (РПЗ) с численностью работающих 350—700 чел., т. е. на мелких и средних предприятиях. Отсюда и результат: КС УКП сейчас действует на всех ГПЗ и лишь на одном РПЗ. Кроме этого, если на ГПЗ основные функции системы управления качеством продукции осуществляются при помощи 60—100 и более стандартов предприятия (СТП), то на Кузнецком РПЗ используется всего 25 СТП.

В связи с такими особенностями и для оказания практической помощи в разработке КС УКП все ремонтно-подшипниковые заводы Союзподшипника сейчас закреплены за ГПЗ (с учетом территориального расположения заводов и номенклатуры выпускаемых подшипников).

При разработке и внедрении комплекса отраслевых стандартов и руководящих документов ПС УКП особое внимание уделялось вопросам технологического и метрологического обеспечения производства, испытаний подшипников, создания системы ведомственного контроля качества продукции, соблюдения технологической дисциплины на предприятиях Союзподшипника, а также аттестации продукции.

Так, по подсистеме технологического обеспечения качества подшипников было разработано 13 руководящих документов. Среди них такие, как «Аттестация технологических процессов», «Контроль соблюдения технологической дисциплины», «Оценка технического уровня производства», «Правила разработки и применения типовых технологических процессов» и др.; по подсистеме метрологического обеспечения разрабатывается и внедряется пять отраслевых стандартов. В целом можно сказать, что большая часть из запланированных отраслевых стандартов и руководящих документов уже разработана и внедрена, а работа над последними документами завершается.

Внедрение руководящих документов и отраслевых стандартов ПС УКП позволило на единой методической основе строить управление качеством продукции на предприятиях Союзподшипника, в том числе проводить социалистическое соревнование подшипниковых заводов.

К соревнованию допускаются заводы, выполнившие план как по объему, так и по качеству реализованной продукции. При определении победителя соревнования учитываются соответствие выпускаемой продукции требованиям научно-технической документации и ГОСТ; соблюдение технологической дисциплины; выпуск подшипников высоких классов точности; охват производственных рабочих системой бездефектного производства продукции; поступление колец подшипников в изолятор брака; отношение потерь от брака к себестоимости выпускаемой продукции; количество подшипников, принятых по рекламациям; аттестация подшипников на государственный Знак качества (по количеству и стоимости); долговечность подшипников (по результатам стендовых испытаний).

В соответствии с этими показателями разработана система начисления баллов за каждый из них.

Коллектив завода, занявший первое место в соревновании, получает почетный диплом, переходящий приз и денежную премию, а занявший второе и третье места — почетные дипломы.

ПС УКП разрабатывалась с учетом того, что продукция предприятий подшипниковой промышленности отличается большой номенклатурой (выпускается свыше 1 млрд. шт. подшипников 15 тыс. типоразмеров и модификаций, диаметром от 0,5 мм до 2 м и более, массой 0,4—7 т, а также товары широкого потребления и домашнего обихода); предприятия размещены на значительном расстоянии один от другого (в шести союзных республиках) и на них применяются различные типы производств (от единичного до массового). При разработке системы было учтено и то, что деятельность Союзподшипника охватывает все стадии получения продукции: проектирование (100% проектно-конструкторских работ по подшипникам и 20—25% по технологическому оборудованию), производство, контроль за правильностью эксплуатации и поведением подшипников в работе.

Внедрение ПС УКП на предприятиях Союзподшипника позволило в X пятилетке выпускать подшипники только первой и высшей категорий качества; в 3 раза увеличить выпуск высокоточных подшипников для станкостроения и приборостроения, а выпуск подшипников с государственным Знаком качества — в 6 раз. За это время долговечность подшипников различных типов возросла в 1,1—1,7 раз, на 10% снизилась по-

тери от брака. Ежегодная суммарная эффективность от внедрения системы составила 4,5 млн. руб.

Экспозиция «Комплексные системы повышения эффективности производства и качества работы», организованная в честь XXVI съезда КПСС на ВДНХ СССР, была удостоена одной золотой, двух серебряных и семи бронзовых медалей, а ВНИПП, который является базовой организацией по разработке ПС УКП, награжден Почетным дипломом I степени.

В XI пятилетке подшипниковая промышленность продолжает решать задачу существенно увеличения выпуска подшипников и повышения их качества. Одним из средств, способствующих успешному ее решению, будет дальнейшее совершенствование системы управления качеством продукции на предприятиях подотрасли. В частности, в годы XI пятилетки будет завершено внедрение КС УКП на всех ремонтно-подшипниковых заводах, а на ГПЗ, где они уже внедрены, будет продолжаться их совершенствование с учетом опыта заводов Днепропетровской области и Краснодарского края (расширение состава решаемых задач, более детальная их проработка). Особое внимание уделяется автоматизации процессов управления производством на базе ЭВМ. 1983 г. станет годом окончательного внедрения ПС УКП на предприятиях Союзподшипник.



УДК 621.43.004:629.113

## Пути повышения народнохозяйственной эффективности производства и эксплуатации двигателей

Канд. техн. наук В. И. ЧУМАК

Горьковский политехнический институт

**М**ЕРОПРИЯТИЯ по повышению надежности двигателей, осуществленные в 60—70-е годы, значительно увеличили (в среднем в 1,5—2 раза) их долговечность. Например, средний подтвержденный ресурс основных моделей двигателей автомобилей ГАЗ возрос с исходных 100 тыс. км (ГАЗ-52-04), 120 тыс. км (ЗМЗ-53) и 150 тыс. км (ЗМЗ-24) до 175, 200 и 220 тыс. км соответственно. Однако при столь значительном росте моторесурса, заложенного в конструкцию, реальная наработка основной массы двигателей, эксплуатирующихся в народном хозяйстве, существенно ниже указанных величин. Так, средние ресурсы двигателей ЗМЗ-53, поступивших в капитальный ремонт и приведенных ко второй категории эксплуатации, составляет по заводам [1]: Ивановскому АРЗ — 141 тыс. км, Ленинградскому АРЗ — 110 тыс. км, Киевскому АРЗ — 125 тыс. км, Ташкентскому АРЗ — 160 тыс. км. Рассеяние ресурсов колеблется в пределах от 60 до 300 тыс. км. Таким образом, в сфере эксплуатации зачастую теряются те достижения, которые были получены в сфере производства, т. е. имеют место прямые убытки, что противоречит задачам интенсификации производства как генеральному направлению развития народного хозяйства.

Такова общая картина. Если же имеющиеся данные проанализировать более детально, то оказывается, что около 65% двигателей поступают в капитальный ремонт по причинам, которые не только могли, но и должны были быть устранены в сфере эксплуатации. Взяв, скажем, такой дефект, как износ деталей. Ресурс большинства из них, в том числе и основных деталей, при поступлении двигателей в ремонт исчерпан не более чем на 35—45%. Так, по двигателю ЗМЗ-53 износ коренных шеек коленчатого вала составляет 100 мкм (среднематематическое ожидание при среднеквадратичном отклонении  $\sigma = 49$  мкм и коэффициенте вариации  $v = 0,5$ ), шатунных шеек вала — 61 мкм ( $\sigma = 32$  мкм,  $v = 0,48$ ), гильз цилиндров — 215 мкм ( $\sigma = 77$  мкм,  $v = 0,36$ ). Чаще всего (более 50% случаев) двигатели ЗМЗ-53 поступают в ремонт с износом коренных шеек коленчатого вала, равным 70—100 мкм и с износом гильз цилиндров, равным 180—250 мкм (более 70% случаев), что в среднем на 40—45% ниже предельно допустимых значений.

Причинами направления таких двигателей в капитальный ремонт являются: отсутствие запасных частей в нужный момент, падение давления масла в системе, повышенный расход масла и топлива, падение мощности и др. Не секрет, что большинство перечисленных причин могут быть устранены либо регулировкой топливной аппаратуры и приборов систем зажигания, либо заменой отдельных быстрознашивающихся деталей [2]. В качестве примера можно сослаться на результаты контрольной проверки 20 дизелей ЯМЗ-236, направленных в капитальный ремонт: у 19 из них (95%) повышенный расход топлива, снижение мощности и увеличение дымности были обусловлены разрегулированием топливной аппаратуры и износом форсунок, т. е. двигатели фактически не нуждались в капитальном ремонте [3].

Определенная часть поступающих на авторемонтный завод двигателей направляется в капитальный ремонт из-за серьезных дефектов — таких, как задиры шеек коленчатого вала и гильз цилиндров, повреждение картера блока и др., т. е. направляется не без оснований. Однако первопричиной дефектов и здесь во многих случаях является не низкая надежность деталей, а низкая культура эксплуатации.

Анализ статистических материалов свидетельствует также о том, что и ремонт не всегда способствует восстановлению заложенных в двигателях исходных качеств: фактический ресурс значительной части двигателей после капитального ремонта не превышает 50% ресурса новых, т. е. не соответствует установленному (80%) Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта ресурсу. Например, судя по статистике, ресурс двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-24 после капитального ремонта составляет в среднем соответственно 85—90 и 90—95 тыс. км, что связано с существенным возрастанием интенсивности изнашивания деталей после ремонтных воздействий нарушением приработки сопряженных деталей при обезличенных ремонтах, низким качеством самого ремонта и т. д. Все это ведет к росту числа отказов отремонтированных двигателей и затрат на их эксплуатацию.

Устранение изложенных выше негативных явлений видится в принципиально иной организации восстановления работоспособности двигателей. Нужно, чтобы еще в процессе эксплуа-

Метод ремонта	Простои в ремонте учитываются				Простои в ремонте не учитываются			
	Суммарные затраты на ремонт, руб.	Средний ресурс, тыс. км	Удельные затраты, руб./тыс. км	Относительные удельные затраты, %	Суммарные затраты на ремонт, руб.	Средний ресурс, тыс. км	Удельные затраты, руб./тыс. км	Относительные удельные затраты, %
Двигатель ЗМЗ-53								
С двумя промежуточными поэлементно-групповыми заменами	435	300	1,45	100	323	300	1,08	100
С одной промежуточной заменой и одним капитальным ремонтом	532	330	1,61	111	372	330	1,13	105
С двумя капитальными ремонтами	777	365	2,13	149	590	365	1,62	150
Двигатель ЗМЗ-24								
С двумя промежуточными поэлементно-групповыми заменами	287	350	0,82	100	165	350	0,47	100
С одной промежуточной заменой и одним капитальным ремонтом	486	385	1,26	154	286	385	0,74	157
С двумя капитальными ремонтами	744	470	1,58	193	476	470	1,01	214

такие выявлялись нарушения показателей работоспособности двигателей по критериям их предельного состояния, а также системы и детали, которые вызвали нарушения в их работе. Эксплуатационный ремонт должен быть необезличенным, с заменой отдельных узлов и деталей. Такой метод ремонта можно назвать поэлементно-групповым.

Согласно ГОСТ 17341—71, под критерием оптимизации качества продукции подразумевается показатель, оптимум которого соответствует наилучшему использованию имеющихся возможностей данного вида продукции. Из всех возможных критериев оптимизации срока службы двигателей, например, топливной экономичности, себестоимости производства, мощности, издержек на ТО и ремонт и др., на наш взгляд, требованиям оптимизации наиболее полно соответствуют показатели, учитывающие приведенные удельные затраты (в рублях на 1000 км пробега автомобиля) на изготовление; эксплуатационные затраты на их техническое обслуживание и текущие ремонты, топливосмазочные материалы и др.; затраты на ремонты по поддержанию и восстановлению работоспособности в течение всего срока их эксплуатации. В частности, выполненные исследования показывают, что существуют экономически целесообразные варианты замен деталей двигателей — такие, которые обеспечивают минимум суммарных издержек на запасные части и ремонтные материалы, на переборки, на потери от неиспользования ресурсов деталей с различной долговечностью, простоев в ремонте, снижения ресурса при установке новых деталей в работавшее сопряжение. Расчеты подтвердили (табл. 1), что в случае выполнения промежуточных необезличенных поэлементно-групповых замен удельные затраты на ремонт двигателей по сравнению с ремонтом традиционными методами сокращаются в 1,5—2 раза.

Из таблицы видно также, что внедрение промежуточных замен деталей дает возможность существенно (в 1,5—2 раза) увеличить срок службы двигателей до капитального ремонта, т. е. обеспечить практически тот же общий ресурс, что и при существующих методах ремонта, но не прибегая к капитальным ремонтам и при значительно меньших затратах на поддержание работоспособности двигателя. Иными словами, за счет промежуточных замен деталей удается в максимальной степени использовать потенциальный ресурс двигателя. При этом существенно сокращаются потребности в запасных частях (на один двигатель ЗМЗ-53 в среднем на 11,8 руб.). Переход на поэлементно-групповой метод может дать значительный экономический эффект в народном хозяйстве страны — в среднем 150—200 руб. на один двигатель за амортизационный срок службы. И это — без учета эффекта от повторного использования восстановленных изношенных деталей в качестве запасных частей.

Таким образом, предлагаемый метод, безусловно, перспективен. Однако для повсеместного его внедрения в практику производства и использования двигателей необходимо обеспечить некоторые вполне определенные условия.

Во-первых, нужно, чтобы диагностика технического состояния сопряжений и двигателей в целом осуществлялась по

научно обоснованным параметрам их предельного состояния. Причем такие параметры должны быть не просто рекомендованы исследователями, а регламентированы в виде конкретных цифровых данных по каждой модели двигателя и зафиксированы в инструкции по его эксплуатации. Например, так, как показано в табл. 2, где приведены основные параметры предельного технического состояния для двигателей автомобилей ГАЗ, установленные при помощи методики, приведенной в работе [2], на Горьковском автозаводе.

Во-вторых, углубленные необезличенные текущие ремонты (поэлементно-групповые) должны быть узаконены — со всеми вытекающими отсюда организационными, материальными и финансовыми мероприятиями. В частности, такими, как обеспечение автотранспортных предприятий необходимой (достаточно узкой) номенклатурой быстроизнашивающихся и сопряженных с ними деталей (поршневых колец, вкладышей подшипников, прокладок и т. п.). Расчет потребности в таких деталях должен проводиться с учетом периодичности (числа) поэлементно-групповых замен и их структуры (состава и числа заменяемых деталей). Детали, заменяемые при ремонте, должны восстанавливаться (наиболее целесообразный метод восстановления — индустриальный) и использоваться в качестве запасных частей.

В-третьих, для рациональной и эффективной эксплуатации автомобильных двигателей крайне необходимо еще в стадии их доводки, т. е. до постановки на поточно-массовое производство, обеспечивать достаточную долговечность деталей. Очевидно, идеальным вариантом был бы такой, при котором все детали сопряжения достигали предельных износов на требуемом уровне долговечности двигателя. К сожалению, условия работы отдельных деталей и технико-экономические возможности производства пока еще не позволяют обеспечить этого, вследствие чего сейчас целесообразно добиваться равной износостойкости быстроизнашивающихся и основных деталей. И здесь нужно учитывать, что срок службы быстроизнашивающихся деталей (колец, вкладышей), как известно, после первой и последующих замен существенно сокращается, в связи с этим наиболее оптимальным вариантом должна быть одна их замена, а оптимальным ресурсом — ресурс, равный

Таблица 2

Параметры предельного состояния	Двигатель		
	ЗМЗ-53	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-24
Расход масла, г/ч	550—600	450—500	350—420
Пропуск газов при полной нагрузке на режиме максимального крутящего момента, л/мин	170—195	120—130	95—105
Давление масла в магистрали на режиме максимального крутящего момента, МПа	0,05—0,06	0,07—0,09	0,11—0,13
Износ, мм:			
цилиндров в поясе максимального износа	0,40—0,45	0,35—0,40	0,28—0,32
колец по тепловому зазору:			
первого	3,0—3,5	4,0—4,5	3,0—3,5
второго	4,0—4,5	4,5—5,0	3,5—4,0
маслосъемного	3,5—4,0	5,5—6,0	3,5—4,0
верхней поршневой канавки по высоте	0,25—0,28	0,26—0,30	0,25—0,27
коренных шеек	0,18—0,19	0,13—0,15	0,18—0,19
шатунных шеек	0,08—0,09	0,18—0,19	0,09—0,11
Зазор, мм:			
между верхним кольцом и канавкой поршня	0,36—0,40	0,35—0,40	0,35—0,40
между шейкой коленчатого вала и вкладышем	0,28—0,32	0,26—0,30	0,26—0,30
между цилиндром и поршнем	0,35—0,40	0,35—0,40	0,30—0,35

70—75% ресурса основных и других дорогих и сложных деталей (гильз, валов, поршней). Отсюда следует: работы по увеличению ресурса наименее износостойких деталей двигателя должны рассматриваться как наиважнейшие.

Обеспечение более высокой равноизносостойкости деталей, видимо, приведет к некоторому повышению их себестоимости, однако оно компенсируется за счет увеличения срока службы двигателей, эффективности их применения в народном хозяйстве.

Такая задача может успешно решаться на основе методики [2], что подтверждается выполненными исследованиями по внедрению поршневых колец с молибденовым покрытием, сохраняющих работоспособность до момента, когда износ гильз цилиндров становится предельным [4]. Это позволило исключить промежуточные замены колец в процессе эксплуатации двигателей ГАЗ-52-04.

И, наконец, четвертое условие успешного внедрения ползменно-группового метода ремонта в практику — повышение квалификации, воспитание чувства ответственности за сохранность двигателей у специалистов эксплуатирующих организа-

ций. Это обеспечит выдерживание ими оптимальных режимов работы двигателей, а следовательно, и максимальное использование исходного ресурса, заданную топливную экономичность и минимальную токсичность.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азимов Б. А., Гурвич И. Б., Чумак В. И. Исследование методов восстановления работоспособности двигателя ЗМЗ-53. — Автомобильная промышленность, 1978, № 10, с. 8—9.
2. Чумак В. И. Методика оценки предельного технического состояния двигателей транспортных машин. — Труды Горьковского политехнического института: Снегоходные машины. Горький: ГПИ, 1973, т. 29, вып. 6, с. 78—91.
3. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 248 с.
4. Егорова А. П., Чумак В. И., Гурвич И. Б. Повышение износостойкости поршневых колец напыленными нитридами молибдена. — Двигателестроение, 1982, № 3, с. 51—52.

УДК 621.436.052:621.436.016.4

## Улучшение теплового состояния поршней дизелей с турбонаддувом

В. Д. АРШИНОВ, С. С. ВОРОБЬЕВ, В. И. КОЛМАКОВ, В. Е. ЩУРКОВ  
ЯМЗ, НАМИ

**ТУРБОНАДДУВ** автомобильных дизелей с целью улучшения их основных показателей требует повышения эксплуатационной надежности деталей, образующих камеру сгорания, и, в первую очередь, — поршня, что связано с ростом действующих на него тепловых и механических нагрузок из-за увеличения максимальных температуры и давления цикла. Например, известно [1], что при форсировании дизеля за счет газотурбинного наддува прочностные свойства литых цельнометаллических поршней, выполненных из сплава алюминия с кремнием, могут снижаться до 60%. Чтобы избежать задиоров и трещин, а также залегания поршневых колец, максимальные температуры не должны превышать в днище поршня 590—610 К, в зоне верхнего компрессионного кольца — 510 К, в зоне бобышек — 470—480 К.

Такие жесткие ограничения заставляют изыскивать и проводить дополнительные мероприятия, направленные на снижение максимальных температур поршней до уровня, обеспечивающего необходимую их долговечность и безотказность. Одно из них — масляное охлаждение поршней. Его эффективность была проверена на дизельном двигателе размерности 130×140 при различных уровнях газотурбинного наддува. Термометрирование поршней проводили по методике, изложенной в работе [2], а для расчета полей температур различных вариантов поршней двигателя без наддува и с наддувом был применен метод конечных элементов с использованием программы, разработанной в МВТУ им. Н. Э. Баумана. Дискретно-элементная модель (рис. 1) поршня состояла из 447 элементов и 274 узлов. На поверхности расчетного сечения поршня было выделено 13 участков, в пределах которых граничные условия теплообмена принимались постоянными (табл. 1). Эти граничные условия рассчитывали на основании зависимостей, приведенных в работах [3 и 4], а

контактный теплообмен в зонах поршневых колец — в работе [5]. Согласно расчетам, коэффициент теплоотдачи для верхнего торца канавки в зависимости от уровня наддува составлял 650—720, для нижнего — 12600—13500, для контактирующей с гильзой поверхности кольца — 18200—18800 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Как показало сравнение расчетных и экспериментальных данных, достоверность расчета полей температур в значительной мере зависит от степени точности задания граничных условий теплообмена по поверхностям поршня. Так, при форсировании двигателя до  $N_e=235$  кВт расхождения измеренных (табл. 2) и расчетных (рис. 2) температур не превышали 12%, а при более высоком уровне форсирования двигателя достигали 20%. Корректирование параметров теплообмена по поверхностям поршня путем решения прямых и обратных внешних задач теплопроводности позволило уточнить их распределение по границам областей, участвующих в процессе обмена теплом, что, в свою очередь, повысило сходимость результатов расчета и эксперимента.

Следует отметить, что в случае определения условий теплообмена в камере сгорания путем решения обратных задач необходимо проведение многовариантных расчетов температурных полей. Если же использовать методику, основанную на методе конечных элементов, и ЭВМ с большой памятью, время расчета температурного поля составит всего 2—3 мин.

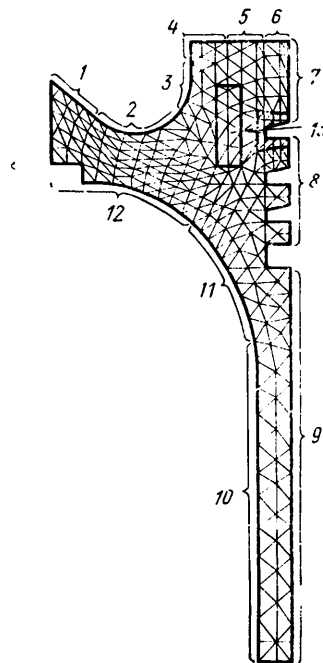


Таблица 1

Номер участка на поверхности поршня	$N_e = 176,4$ кВт		$N_e = 213,2$ кВт		$N_e = 235$ кВт		$V_e = 250$ кВт	
	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Температура среды, К	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Температура среды, К	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Температура среды, К	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Температура среды, К
1	430	1115	460	1135	480	1150	500	1175
2	200	1115	200	1135	260	1150	270	1175
3	430	1115	460	1135	480	1150	480	1175
4	570	1115	590	1135	600	1150	700	1175
5	430	1115	430	1135	430	1150	450	1175
6	160	1115	160	1135	180	1150	180	1175
7	90	1115	95	1135	100	1150	107	1175
8	29075	490	29075	490	29075	490	30000	475
9	233	355	233	355	233	355	233	355
10	140	375	140	370	650	370	233	370
11—12	140	375	140	375	900	375	233	375
13	—	—	—	—	—	—	1395	385

Таблица 2

$N_e$ , кВт	Температура в характерных точках поршня, К		
	центр днища	кромка торцовых камер сгорания	зона первого поршневого кольца
176,4	571	563	508
213,2	583	571	521
235	601	583	541
250	618	598	548

Рис. 1. Дискретно-элементная модель поршня

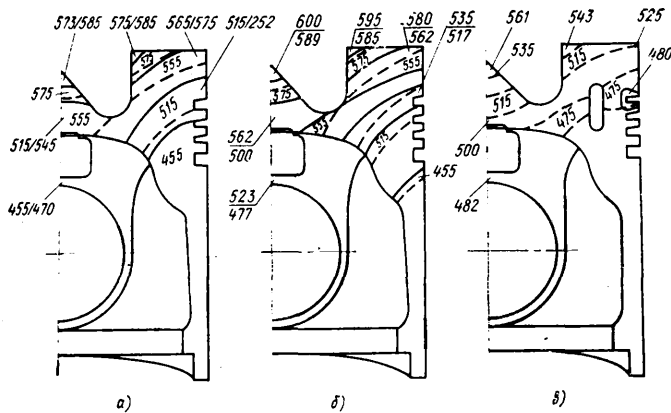


Рис. 2. Температурные поля поршней дизеля (в К) при различных уровнях турбонаддува и различных способах масляного охлаждения (точки — место установки термомпар и значения температур в этих точках, в числителе — температура неохлаждаемого поршня, в знаменателе — охлаждаемого):

а —  $N_e = 176,4/213,2$  кВт, без масляного охлаждения; б —  $N_e = 235$  кВт, струйное охлаждение, форсунка на стенке картера; в —  $N_e = 250$  кВт, полостное охлаждение

Сплошные линии — расчетные изотермы неохлаждаемых поршней; штриховые линии — расчетные изотермы охлаждаемых поршней

Расчеты и эксперименты показали, что необходимость в интенсификации теплоотвода от поршня, исследуемого на двигателе, возникает уже при  $N_e = 213,2$  кВт, так как температура в зоне канавки для верхнего поршневого кольца при этой мощности достигает 510 К. Снизить ее до допустимого уровня как при такой степени форсирования двигателя, так и при форсировании до  $N_e = 235$  кВт удалось струйным масляным охлаждением с подачей масла через форсунки, установленные на корпусе двигателя. Например, во втором случае при расходе масла, равном 2,75 л/мин, температура в центре днища поршня снизилась на 25 К, а в зоне канавки для верхнего поршневого кольца — на 15 К. Однако при фор-

сировании двигателя до  $N_e = 250$  кВт струйное масляное охлаждение оказалось недостаточно эффективным: даже увеличенный расход масла (с 2,75 до 3,8 л/мин), хотя и дал дополнительное снижение температуры в упомянутых зонах поршня на 5—7 К, однако не обеспечил допустимого ее уровня в зоне канавки для верхнего компрессионного кольца. Задачу удалось решить только за счет полостного масляного охлаждения поршней: температура в зоне канавки для верхнего поршневого кольца снизилась на 50 К; до допустимых пределов упала она и в других зонах детали.

Таким образом, расчеты и исследования позволили выбрать оптимальный режим охлаждения поршней в зависимости от степени форсирования двигателя и принять решение по доводке конструкции поршня в направлении повышения его несущей способности. Они показали, что расчет температурного состояния поршня методом конечных элементов в совокупности с измерением температуры в характерных точках поршня расширяет возможности конструктора по оптимизации конструкции, сокращает трудозатраты на проведение доводочных работ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Косяк А. Д. Конструирование поршней четырехтактных дизелей за рубежом. — НИИинформтяжмаш, сер. ДВС, 1970, № 4, 28 с.
2. Взоров Б. А. Измерение температуры поршней автомобильного двигателя. — Труды НАМИ, 1962, вып. 38, 37 с.
3. Овсянников М. К., Волочков В. А. Тепловые потоки в днище поршня форсированного четырехтактного дизеля. — В сб.: Судовые силовые установки, 1974, вып. 12, с. 19—24.
4. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1976. 216 с.
5. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Бурин М. М. К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС. — Энергомашиностроение, 1967, № 4, с. 18—21.
6. Костин А. К., Ларионов В. В., Михайлов Л. И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1979. 126 с.

УДК 621.43.052

# Определение допустимого давления наддува карбюраторного двигателя по теплонапряженности поршня

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, канд. техн. наук А. Р. МАКАРОВ, А. Д. ШИШАЕВ

Московский автомеханический институт

ОДНИМ из путей, позволяющих увеличить мощность карбюраторного двигателя без изменения его конструкции, является применение наддува. Благодаря наддуву шестицилиндровые двигатели по своим мощностным показателям оказываются равноценными восьмицилиндровым без наддува, а их масса на 30—40 кг меньше. То же самое относится к замене шестицилиндровых двигателей без наддува четырехцилиндровыми с наддувом.

В последние годы ряд зарубежных фирм начал устанавливать такие двигатели на легковые автомобили. Большинство фирм стремятся получить максимально возможный эффект от наддува на режимах максимального крутящего момента, а на более высоких частотах вращения коленчатого вала ограничивают давление наддува за счет перепуска части отработавших газов мимо турбины. Такая программа работы позволяет получить более благоприятное протекание характеристик крутящего момента, ограничивает теплонапряженность деталей на больших скоростных режимах и, тем самым, повышает надежность работы двигателя.

Ограничение давления наддува необходимо также и для обеспечения бездетонационной работы двигателя. Однако это требование выдвигается на первый план лишь в области малых частот вращения коленчатого вала.

В данной работе рассмотрены результаты экспериментального исследования влияния степени наддува на теплонапряженность поршня и метод выбора максимального давления наддува с точки зрения ограничения теплонапряженности поршня, так как поршень часто является одной из деталей, лимитирующих безотказность двигателя, особенно двигателя с наддувом.

Эксперимент проводился на двигателе ЗМЗ-24-01 со степенью сжатия 6,7. Двигатель был оборудован системой 2 Зак. 493

наддува от постороннего источника, подогревателем наддувочного воздуха и дроссельной заслонкой на выходе из выпускного коллектора (для создания противодавления на выпуске), что позволяло имитировать эффект газотурбинного наддува. Критериями ограничения давления наддува служили максимальная температура днища поршня и его прочность (оценивали по запасу усталостной прочности в центре огневой поверхности). Запасы прочности рассчитывали с учетом снижения прочностных характеристик сплава АЛ-30 при рабочих температурах. Определению запасов прочности предшествовали экспериментальные работы по оценке механических напряжений в днище поршня от действия газовых сил на безмоторной установке, а также остаточных напряжений в поршне после отливки. Температурные напряжения определяли расчетно-экспериментальным путем. Результаты исследования мощности двигателя  $N_e$  и температуры в центре днища поршня  $T_{\text{д}}$  в зависимости от давления наддува показаны на рис. 1. Эти данные получены при температуре на входе в карбюратор 323 К и противодавлении на выпуске, равном давлению во впускном трубопроводе. На этом же графике представлены расчетные значения запасов прочности  $n$ , которые позволили установить предельно допустимые давления наддува (рис. 2) для разных частот вращения коленчатого вала, обеспечивающие запас прочности днища не менее единицы.

Как уже упоминалось, в области малых частот вращения коленчатого вала двигателя необходимо ограничение наддува по пределу детонации. В нашем случае (степень сжа-

<sup>1</sup> По методике, приведенной в работе Серенсен С. В., Когаева В. Д., Шнейдеровича Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975, с. 171—175.

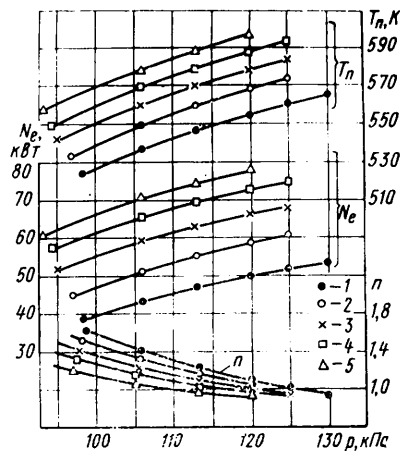


Рис. 1. Нагрузочные характеристики двигателя ЗМЗ-24-01 по давлению наддува:  
1 — 2500 мин<sup>-1</sup>; 2 — 3000 мин<sup>-1</sup>; 3 — 3500 мин<sup>-1</sup>; 4 — 4000 мин<sup>-1</sup>; 5 — 4500 мин<sup>-1</sup>

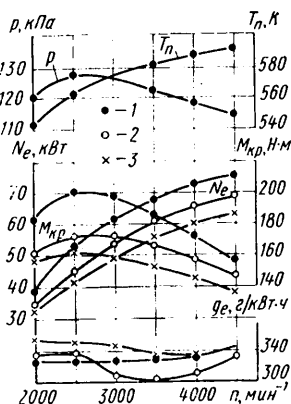


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики:  
1 — ЗМЗ-24-01 с наддувом (ε=6,7); 2 — ЗМЗ-24 без наддува (ε=8,2); 3 — ЗМЗ-24-01 без наддува (ε=6,7)

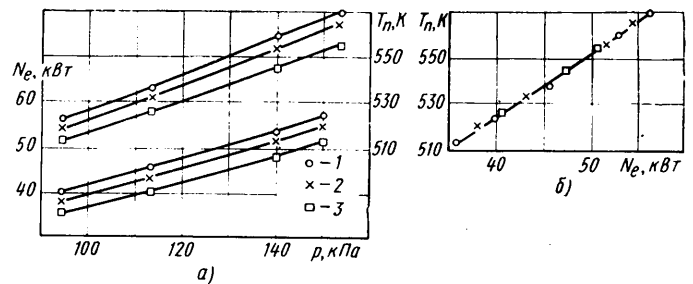


Рис. 3. Нагрузочная характеристика (n=2500 мин<sup>-1</sup>) двигателя ЗМЗ-24-01 с наддувом в зависимости от температуры воздуха на входе в карбюратор:  
1 — T<sub>вп</sub>=298 К; 2 — T<sub>вп</sub>=323 К; 3 — T<sub>вп</sub>=363 К

тия 6,7; температура на входе в карбюратор 323 К) максимальное допустимое давление наддува достигается в области частоты вращения коленчатого вала 2500 мин<sup>-1</sup>. С уменьшением частоты вращения необходимо снижать давление наддува по указанной выше причине. Увеличение степени сжатия смещает область максимального допустимого давления наддува в сторону увеличения частоты вращения коленчатого вала.

По данным допустимых давлений наддува получена внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 2). Максимальная мощность, которая может быть получена из условия ограничения теплонапряженности поршня, составляет 75 кВт при абсолютном давлении наддува 115 кПа. При этом максимальная температура в центре днища поршня достигает 593 К. Повышение мощности сверх этого предела может вызвать разрушение поршня при длительной работе на данном режиме. Для сравнения на том же графике представлены внешние скоростные характеристики двигателя без наддува со степенями сжатия 6,7 и 8,2.

Использование наддува позволяет увеличить коэффициент приспособляемости двигателя до 1,3 и максимальный крутящий момент до 205 Н·м (у безнаддувного варианта соответственно 1,2 и 165 Н·м). Экономические показатели двигателя с наддувом остаются на уровне базового двигателя ЗМЗ-24-01 с некоторым улучшением экономичности в области малых частот вращения коленчатого вала. Следует отметить, что уменьшить удельный расход топлива можно за счет обеднения состава топливовоздушной смеси. Сни-

жение мощности может быть частично компенсировано увеличением давления наддува.

Дальнейшее форсирование двигателя ЗМЗ-24-01 наддувом возможно при снижении тепловой и механической напряженности поршня. Причем, если на режиме максимального крутящего момента основным препятствием к увеличению давления наддува являются нагрузки, вызванные действием газовых сил, то на режиме максимальной мощности основным препятствием является теплонапряженность поршня. В связи с этим было исследовано влияние промежуточного охлаждения наддувочного воздуха на тепловое состояние поршня. Оказалось, что в случае, если качественный состав топливовоздушной смеси остается неизменным, охлаждение наддувочного воздуха ведет к увеличению мощности и теплонапряженности поршня. Это хорошо видно из рис. 3, а, где показана зависимость температуры в центре огневой поверхности днища поршня и мощности по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала 2500 мин<sup>-1</sup> для различных значений температуры на входе в карбюратор и противодавлении на выпуске, не превышающем 105 кПа. Из рис. 3, б следует, что в области невысоких давлений наддува (абсолютное давление на впуске до 135 кПа) тепловое состояние поршней двигателя ЗМЗ-24-01 мало зависит от температуры наддувочного воздуха и в основном определяется эффективной мощностью.

Таким образом, при форсировании карбюраторного двигателя наддувом одним из критериев для подбора допустимых давлений наддува может быть теплонапряженность поршня. Для двигателя ЗМЗ-24-01 полученная характеристика изменения допустимых давлений наддува по внешней скоростной характеристике может служить ориентиром для подбора турбокомпрессора, а также для регулирования давления наддува. Применение же промежуточного охлаждения наддувочного воздуха в исследованном диапазоне давлений наддува не позволяет снизить теплонапряженность поршней.

УДК 621.43:629.113

## Перспективы применения двигателей Стирлинга на автомобильном транспорте

Кандидаты техн. наук А. И. ЛУШПА, Ю. В. ТРОФИМЕНКО  
МАДИ

Одним из путей решения проблемы защиты окружающей среды от вредных выбросов транспортных средств, а также экономии топливно-энергетических ресурсов, является использование новых типов силовых установок, отличающихся высокой топливной экономичностью при незначительной токсичности выпускных газов и уровне шума. Рассмотрим, например, состояние, пути развития и возможности использования на автомобильном транспорте двигателей Стирлинга, являющихся одними из наиболее перспективных типов силовых установок.

Двигатели этого типа начали интенсивно разрабатываться еще в конце 60-х гг. фирмами «Юнайтед Стирлинг» (Швеция), МАН-МВМ (ФРГ), «Форд» (США) на основе лицензий и технической помощи фирмы «Филипс» (Нидерланды). Фирма «Филипс» первая (с 1938 г.) начала работу над двигателями Стирлинга. Сначала были разработаны макетные и опытные образцы этих двигателей одностороннего действия и небольшой мощности (до 10 кВт) с ромбическим приводным механизмом. Затем были созданы рядные четырехцилиндровые двигатели

Стирлинга одностороннего действия с ромбическим приводом типа 4-235 мощностью 147 кВт при 3000 мин<sup>-1</sup>, эффективным КПД 0,3, удельной массой 5,5 кг/кВт, удельным объемом 0,0058 м<sup>3</sup>/кВт, а также двигатели типа 4-615, имеющие аналогичные массогабаритные показатели [1]. Эти двигатели были впервые установлены на автобусы МАН 535НО и ДАФ взамен дизелей. Испытания автобусов показали, что разработанные двигатели имели только одно преимущество по сравнению с базовыми двигателями —



Показатели	Типы двигателей					
	4-90 (У4Х35)	4-189 (Р75)	4-95 (Р40)	8-189 (Р150)	4-215	4-98
Фирма	«Юнайтед Стирлинг»			«Филипс»	«Форд»	
Год создания	1971	1974	1978	1974	1972	1977
Число цилиндров	4	4	4	8	4	4
Тип приводного механизма	Кривошипно-шатунный			\ Барабанный		
Эффективная мощность, кВт	30	75	40	150	127	62
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	2500	2400	4000	2400	4500	5400
Крутящий момент, Н·м	—	400	—	800	428	160
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	—	800	—	800	1350	1700
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	360	756	380	1512	860	392
Масса, кг	—	350	180	650	323	170
Температура, К:						
нагревателя	993	973	993	973	1023	1023
холодильника	323	323	323	323	337	353
Эффективный КПД	0,3	0,35	0,35	0,35	0,32	0,35
Габариты, м <sup>3</sup> :						
длина	—	0,90	—	1,20	0,93	0,65
ширина	—	0,58	—	0,68	0,66	0,52
высота	—	0,70	—	0,98	0,69	0,59
Удельная масса, кг/кВт	—	4,3	4,3	4,33	2,58	2,74
Удельный объем, м <sup>3</sup> /кВт	—	0,0056	—	0,0053	0,0034	0,0032
Литровая мощность, кВт/л	83,3	99,2	105,3	99,2	145,4	158,2

уменьшенный на 10—15 дБ уровень шума [2].

Совершенствование технологий и методов расчета этих двигателей позволили приступить к разработке двигателей Стирлинга нового поколения, основные технико-экономические показатели которых приведены в табл. 1 [3 и 4].

Как видно из таблицы, менее, чем за 10 лет удалось поднять эффективный КПД до 0,35, снизить удельную массу до 2,6—4,3 кг/кВт и достичь по эффективным и массогабаритным показателям уровня дизелей.

Двигатели Стирлинга нового поколения (рис. 1) отличаются от двига-

телей 4-235, 4-615 тем, что в них: использован принцип двойного действия при двухвальном кривошипно-шатунном или барабанном приводном механизме; применено круговое расположение четырех цилиндров с одной на все цилиндры камерой сгорания и одним подогревателем воздуха; регулирование мощности осуществляется изменением хода поршня или величины «вредного» объема, подсоединяемого к полости сжатия двигателя; применено устройство поддержания постоянными коэффициента избытка воздуха и средней температуры стенок нагревателя в системе подвода теплоты; снижены гидравлические сопротивления при дви-

жении рабочего тела и увеличена частота вращения выходного вала двигателя; использован в качестве рабочего тела водород при максимальном давлении 20 МПа. На рис. 2 приведена многопараметровая характеристика наиболее совершенной конструкции двигателя Стирлинга 4-98.

Из анализа приведенных показателей следует, что в отличие от ДВС максимальное значение крутящего момента в двигателях Стирлинга достигается при малых частотах вращения (~0,3  $n_{ном}$ ), что наиболее важно для движения автомобилей в городских условиях, так как для получения одинакового крутящего момента на режимах частичных нагрузок необходим двигатель Стирлинга мощностью меньшей, чем базовый двигатель. В этом случае можно существенно уменьшить расход топлива при эксплуатации в городских условиях.

Двигатели Стирлинга, показатели которых приведены в табл. 1, были установлены на серийно выпускаемые автомобили. При этом оставались неизменными агрегаты трансмиссии, кузов и др. Таким же был объем подкапотного пространства. Двигатели Стирлинга 4-90, 4-215 и 4-98 устанавливались взамен карбюраторных двигателей на легковые автомобили «Форд», двигатели Стирлинга 4-189 и 4-95 устанавливались вместо дизелей соответственно на грузовой автомобиль «Волво Ф406» грузоподъемностью 6 т легковой автомобиль «Опель Рекорд».

Результаты испытаний автомобилей с ДС по топливной экономичности, токсичности и уровню шума приведены в табл. 2 [3, 4 и 5].

Если сравнить полученные результаты с результатами испытаний автомобилей с базовыми двигателями, то окажется, что при установке на автомобили двигателей Стирлинга уровень шума уменьшается на 10—15 дБ, а содержание токсических компонентов в выпускных газах удовлетворяет самым жестким требованиям. Так, для автомобиля «Форд Пинто» при работе на бензине с октановым числом 91 содержание токсических компонентов в выпускных газах двигателя Стирлинга 4-98 по сравнению с базовым двигателем, меньше: по несгоревшим углеводородам — в 4,5 раза, по

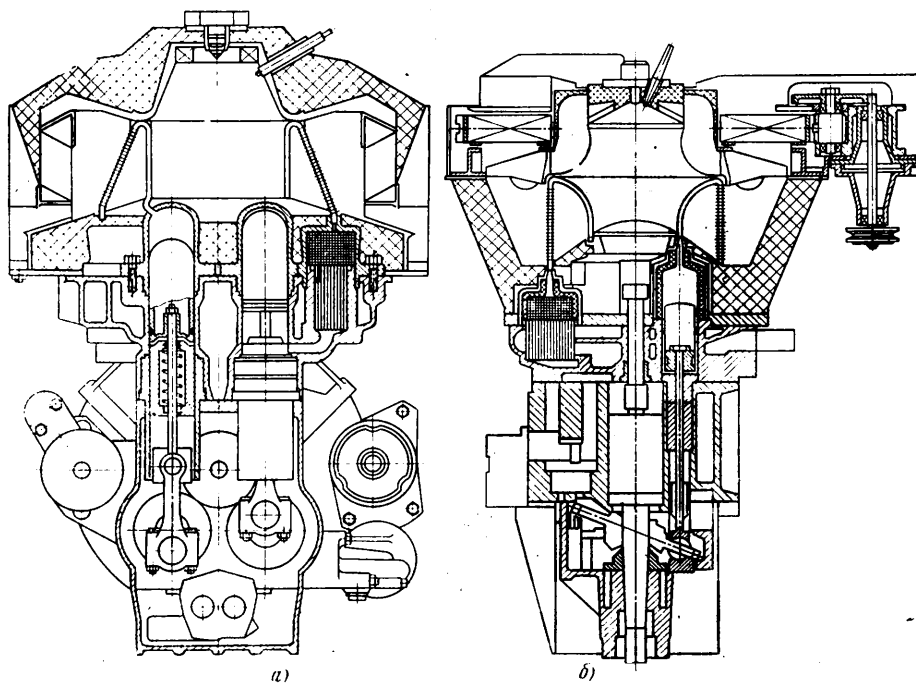


Рис. 1. Схемы двигателей Стирлинга второго поколения: а — фирмы Юнайтед-Стирлинг; б — фирм Филипс и Форд

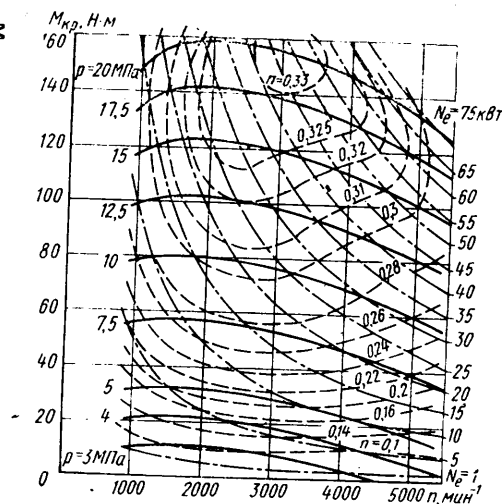


Рис. 2. Многопараметровая характеристика двигателя Стирлинга 4-98

Таблица 2

Показатели	Типы двигателей					
	4-90	4-189	4-95	4-215	4-98	
Марка автомобиля	«Форд Таунус»	«Волво Ф406»	«Опель Рекорд»	«Форд Торино»	«Форд Пинто»	
Полная масса автомобиля, кг	1376	4460	1505	2200	1250	
Передаточные отношения трансмиссии	3,64	—	2,40	Автоматическая трансмиссия		
	2,02	—	1,48			
	1,37	—	1,0			
Расход топлива, л/100 км	7,8—8,7	12,4	9—10	15,0	7,8	
Токсичность выхлопных газов (цикл CVS), г/км:						
	CO	0,06	0,6	0,06	0,124	0,124
	NO	0,56	0,56	0,25	1,06	1,06
	NO <sub>x</sub>	0,37	0,12	0,25	0,124	0,124
	Уровень шума, дБ	74	68	—	70	70

оксида углерода — в 5,3 раза и по окислам азота — в 10 раз. Для автомобиля «Опель Рекорд» с двигателем Стирлинга 4-95 при работе на дизельном топливе содержание токсических компонентов в выхлопных газах, по сравнению с базовым двигателем, меньше соответственно в 3,2, 4 и 3,75 раза.

Как показали исследования, в том числе проведенные в нашей стране [6], низкий уровень токсичности выхлопных газов сохраняется при работе на бензине А-76, АИ-93, дизельном топливе ДЛ, ДЗ, керосине Т-1, метаноле и других топливах. В двигателях Стирлинга возможно использование топлива широкого фракционного состава, так как не предъявляются требования к октановому (цетановому) числу, содержанию серы и других примесей в топливе. При этом для перехода с одного типа топлива на другой не требуется существенного изменения топливоподающей аппаратуры, работающей по сравнению с дизелями, в более благоприятных условиях, так как давление топлива на входе в форсунку не превышает 0,3—0,4 МПа.

Расход топлива для автомобилей «Торино» и «Пинто» уменьшился, как показали испытания, на 16—20%. Расходы топлива автомобилей с двигателями Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг» и базовыми двигателями в зависимости от скорости движения приведены на рис. 3 [3]. Из графиков следует, что при установке двигателя Стирлинга вместо дизеля на грузовом автомобиле «Волво Ф406» расход топлива в диапазоне скоростей от 25 до 55 км/ч (что наиболее характерно для городских условий эксплуатации) уменьшается на 7—10%. При установке этого двигателя на легковых автомобилях расход топлива увеличивается в среднем не более, чем на 10% по сравнению с автомобилем, имеющим дизель

«Опель Рекорд 2100 Д» мощностью 44 кВт при 4400 мин<sup>-1</sup>.

Как показали дорожные испытания [3 и 4], автомобили с двигателем Стирлинга имеют хорошую приемистость. Так, время разгона легковых автомобилей «Таунус» и «Торино» до скорости 97 км/ч превысило 15 с, а автомобиля «Пинто» — 16,5 с, что находится на уровне показателей автомобилей с базовыми двигателями.

При установке двигателей Стирлинга на автомобили в 5—10 раз уменьшается токсичность выхлопных газов, на 10—15 дБ снижается уровень шума при сохранении высокой топливной экономичности автомобилей. Однако, по мнению специалистов, начало серийного производства автомобилей с двигателями Стирлинга можно ожидать не ранее 90-х гг. Основные трудности на пути перехода к серийному производству транспортных двигателей этого типа заключаются в более высокой стоимости по сравнению с ДВС и необходимости частичной перестройки технологии изготовления.

Совершенствование конструкции транспортных двигателей Стирлинга мы видим в следующем: создание компактных, высокоэффективных систем подвода теплоты при использовании различных источников теплоты, повышение эффективности процессов подвода теплоты к рабочему телу двигателя в нагревателе за счет использования тепловых труб, средств интенсификации теплообмена; расширение использования керамических материалов для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду через стенки теплообменников и увеличение максимальной температуры рабочего тела; упрощение системы регулирования мощности двигателя; увеличение надежности и долговечности уплотнений рабочих полостей двигателя.

При решении этих задач можно рассчитывать на то, что двигатели Стир-

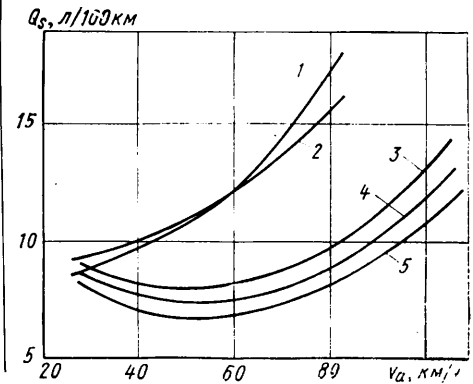


Рис. 3. Примеры расходов топлива автомобилей с двигателями Стирлинга и с базовыми двигателями [3]:

1 — двигатель Стирлинга 4-189; 2 — дизель Хайланд 6-98 ( $N_e = 85$  кВт при 2600 мин<sup>-1</sup>); 3 — двигатель Стирлинга 4-95; 4 — двигатель Стирлинга 4-90; 5 — дизель «Опель Рекорд» 2100 Д

линга будут использоваться прежде всего в тех областях, где вопросы токсичности отработавших газов и топливной экономичности являются определяющими, например, на транспортных средствах, работающих под землей и в карьерах, внутрицеховом транспорте, городских автобусах и автомобилях-такси.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уокер Г. Машин, работающие по циклу Стирлинга: Пер. с англ. М.: Энергия, 1978. 152 с.
2. Alm C. B. S' Carlqvist S. G., Kuhlmann P. F.; a. o. Environmental characteristics of Stirling Engines and their present state of development in Germany and Sweden. — X International Congress Combustion Engines. — Wash., 1973, pp. 693—723.
3. Rosenqvist N. K. G., Sjöstedt L. E. The Stirling Engine as a candidate for automotive prime movers. — The passenger car power plant of the future. London, 1979, p. 79—94.
4. Stirling Engine design and feasibility for Automotive use. Edited by M. J. Collic. — Noyes data Corporation, 1979. 470 p.
5. Gabrielson R. G., Lia T. A. Low emission combustors for Stirling Engines. — 10 IEC'75 Record; Newark; 1975, pp. 927—932.
6. Лушпа А. И., Трофименко Ю. В. К выбору камеры сгорания двигателя с внешним подводом теплоты: — В кн.: Защита окружающей среды в связи с развитием автомобилизации. — М.: ВЗМИ, 1979, с 43—49.

# О выборе мощности двигателя легковых автомобилей

Канд. техн. наук В. А. УМНЯШКИН, д-р техн. наук А. Н. НАРБУТ, канд. техн. наук Ю. Г. ТАУБЕР

Ижевский машиностроительный завод, Московский автомобильно-дорожный институт

**П**ОВЫШЕНИЕ эффективности использования автомобилей — одна из важнейших народно-хозяйственных задач. Ее оценивают рядом критериев [1], которые можно свести к трем обобщенным [2] критериям: производительности, экономичности, неповреждаемости.

Из известных критериев оценки эффективности использования легковых автомобилей лучше всего взять среднюю скорость движения, так как производительность этих автомобилей обычно определяется годовым пробегом, а последний (при одинаковых коэффициентах времени в наряде и использования автомобиля, а также времени в наряде за сутки) — именно средней скоростью движения. Следует проанализировать также время разгона автомобиля и его максимальную скорость. Из критериев, определяющих экономичность, целесообразно рассмотреть приведенные затраты, а также отдельно энергозатраты (расход топлива).

Приведенные затраты, пожалуй, наиболее полный и даже комплексный критерий, определяемый с учетом производительности и срока службы, однако в условиях относительно частого изменения цен на различные виды затрат более удобными становятся приведенные энергозатраты (в кВт/100 км). Из критериев, отражающих вредное воздействие автомобиля на людей и окружающую среду, необходимо остановиться на токсичности, поскольку ее можно связать с величиной используемой мощности двигателя и режимом его работы. Другие критерии, как показывает анализ, определяются либо совершенством конкретной модели (вибрацией, шумом, комфортабельностью), либо конкретными дорожными ситуациями (безопасностью), и их связь с конструктивными параметрами, изменяемыми в широких пределах, пока еще установить трудно. С развитием расчетных методов, по-видимому, появится возможность использовать большее количество частных критериев эффективности использования автомобиля.

Параметры, оценивающие эффективность использования легкового автомобиля, подсчитывают на ЭЦВМ при расчетах движения в соответствии с разработанной логико-математической моделью, которая позволяет имитировать движение автомобиля с переключением передач по дорогам с переменным продольным профилем. При этом возможны следующие режимы: установившееся движение, разгон, динамическое преодоление подъема, движение по крутому спуску с торможением двигателем или тормозами. Логический блок модели выбирает один из этих режимов (а следовательно, и необходимые расчетные формулы) в зависимости от соотношения располагаемой и потребной силы тяги, а также ограничений по скорости, введенных в программу. Помехи движе-

нию автомобиля были заданы в соответствии с известной методикой, различными значениями максимально допускаемых скоростей. Адекватность модели проверена экспериментальным путем.

Наиболее важные параметры были заданы в расчетах следующими значениями: полной массой от 800 до 2500 кг (через 500 кг); удельной мощностью от 15 до 75 кВт/т (через 15 кВт/т); максимально допускаемой скоростью движения от 40 до 120 км/ч (через 20 км/ч), а также при отсутствии ограничений; годовым пробегом от 5 до 100 тыс. км при его удвоении при каждом очередном расчете.

Приведенные затраты рассчитывали отдельно для автомобилей индивидуального пользования, такси и служебных, а движение — при разных числах пассажиров. Максимальную расчетную скорость движения принимали с учетом Строительных норм и Правил для городских дорог, равной 40, 60 и 80 км/ч, для внегородских дорог — 60, 80, 100 и 120 км/ч. Кроме того, выполняли расчеты и для максимальных по удельной мощности скоростей. Передаточные числа коробки передач принимали близкими к гармоническому ряду [3]

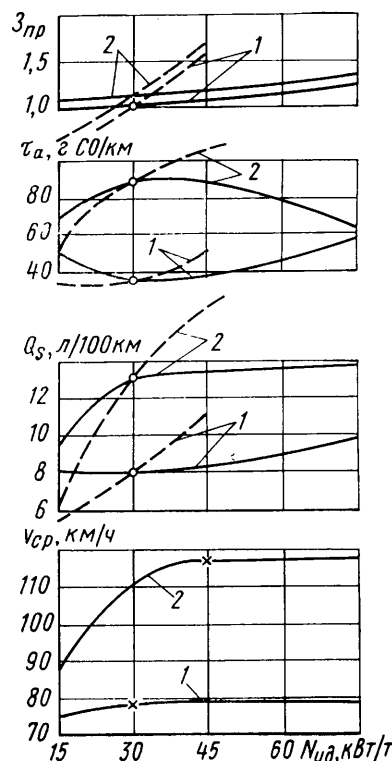


Рис. 1. Зависимости приведенных затрат  $Z_{пр}$ , приведенной суммарной токсичности  $\tau_a$ , расхода топлива  $Q_s$ , средней скорости  $v_{ср}$  от удельной мощности  $N_{уд}$  при максимально допускаемых скоростях 80 км/ч (кривые 1) и 120 км/ч (кривые 2)

с показателем  $m=0,26$  для трех высших передач, что соответствовало известным рекомендациям.

Установлено, что увеличение удельной мощности до некоторого значения, названного рациональной удельной мощностью, приводит к росту средней скорости лишь до предела, определяемого дорожными условиями. Такой рациональной удельной мощностью для городских условий при максимально допускаемой скорости 80 км/ч является 30 кВт/т, а для движения вне города при максимально допускаемой скорости 120 км/ч — 45 кВт/т.

Из графиков (рис. 1) видно, что характер протекания кривых расхода топлива и токсичности при различных максимально допускаемых скоростях — различны, а кривых средней скорости — одинаковы. Это, в частности, указывает на нецелесообразность замены всех или некоторых из приведенных критериев каким-либо одним комплексным. Значения параметров, приведенных на рис. 1, зависят от выбранных режимов движения. Так, например, если автомобиль в городе и за городом движется с почти одинаковыми максимальными скоростями, то расход топлива для городских условий будет выше, чем для загородных из-за значительно более частых торможений и разгонов. С учетом существующих рекомендаций [4 и др.] о выборе максимальной мощности легкового автомобиля по заданной максимальной скорости  $v_{a\max}$  или заданной интенсивности разгона (времени  $t_p$ ) были получены зависимости для определения этих величин.

При выводе зависимостей для максимальной скорости и времени разгона использован график (рис. 2) силового баланса в безразмерной форме [5]. На этом графике нанесены гиперболы сил

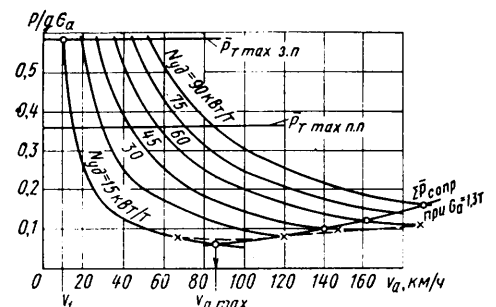


Рис. 2. График силового баланса легковых автомобилей

тяги  $\bar{P}_T = f(v_a)$  при фиксированных значениях удельной мощности  $N_{уд} = \text{const}$ , линия максимальной (по сцеплению с дорогой) безразмерной силы тяги  $\bar{P}_{T\max}$  и линия безразмерной суммарной силы сопротивления дороги и воздуха  $\Sigma \bar{P}_{с\text{опр}}$ . Точки пересечения линий  $\bar{P}_{T\max}$  и  $\bar{P}_T$  определяют значения  $v_1$  и  $t_1$ , линии  $\bar{P}_T$  и  $\Sigma \bar{P}_{с\text{опр}}$  —

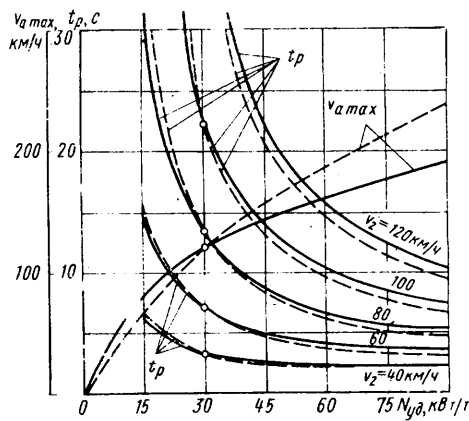


Рис. 3. Зависимость максимальной скорости и времени разгона от удельной мощности для заднеприводных легковых автомобилей при  $\varphi=0,8$ ,  $k_B F=0,45$  Н·м<sup>-2</sup>с<sup>2</sup>,  $A=0,55L$ ,  $H=0,3L$ , (сплошные линии — при  $G_a=1,3$  т, штриховые линии — при  $N_{уд}$  и  $k_B F$  в функции от  $G_a$ )

значения  $v_{a \max}$ . Время  $t_2$  соответствует разгону от скорости  $v_1$  до заданной скорости  $v_2$ . Время разгона  $t_p = t_1 + t_2$ .

Использование рис. 2 позволяет исключить влияние таких факторов, как особенности характеристик двигателей, значения передаточных чисел коробок передач, процесс буксования сцепления и т.д. Это обеспечивает объективное выявление степени влияния таких важных параметров, как удельная мощность, тип привода (на задние или передние колеса) и т.п. Полученные при помощи рис. 2 значения максимальной скорости и времени разгона определяются принятыми в расчетах значениями коэффициентов: сцепления, распределения веса [6], сопротивления качению, фактора обтекаемости и др. Если значения этих коэффициентов тогда максимальная скорость и время разгона будут соответствовать среднестатистическим данным, но для отдельных моделей возможны отклонения от этих расчетных значений. Если же взять предельные значения коэффициентов, соответствующих идеализированным моделям автомобилей, тогда максимальная скорость и время раз-

гона будут соответствовать предельным наилучшим значениям для данного уровня идеализации автомобиля.

Благодаря рис. 2 можно провести сравнение по значениям максимальной силы тяги, максимальной скорости и времени разгона заднеприводных (з.п.) и переднеприводных (п.п.) автомобилей.

Статистические данные, взятые из каталога [7], указывают на то, что, хотя для одной модели автомобиля часто предусматривают два—три двигателя разной мощности, все же увеличение удельной мощности базовых моделей соответствует увеличению полной массы легкового автомобиля. Анализ статистических данных позволяет предложить эмпирическую зависимость вида  $y = a(x+b)^n$  для определения полной массы и фактора обтекаемости.

На рис. 3 приведены результаты расчетов максимальной скорости и времени разгона для заднеприводных автомобилей с учетом зависимости удельной мощности и фактора обтекаемости от полной массы, определенной предложенным эмпирическим уравнением. Были также определены значения времени разгона для переднеприводных легковых автомобилей при  $A=0,45L$  и  $H=0,3L$  ( $L$  — база автомобиля,  $A$  и  $H$  — координаты центра тяжести). Для принятых численных значений параметров получено для удельных мощностей 15, 45, 75 кВт/т увеличение времени разгона до 80 км/ч у переднеприводных по сравнению с заднеприводными автомобилями соответственно на 0,5 с (1,6%), 1,1 с (13%), 1,8 с (32%). Это указывает на то, что по интенсивности разгонов преимущество заднеприводных автомобилей над переднеприводными при малых удельных мощностях невелико, а при больших — становится весьма значительным. Если ограничить величину  $P_{t \max}$  значением 0,35, как часто принимают для легковых автомобилей, то задне- и переднеприводные автомобили по интенсивности разгонов станут равноценными.

Для заднеприводных автомобилей время разгона практически не уменьшается при увеличении удельной мощности свыше 75 кВт/т при разгоне до 60 км/ч и свыше 120 кВт/т при разгоне до 100 км/ч. Масса автомобиля значительно меньше влияет на время разгона, чем на максимальную скорость (рис. 3). Рациональные по умень-

шению времени разгона значения удельной мощности существенно выше (75—120 кВт/т), чем по увеличению средних скоростей движения (30—45 кВт/т).

Таким образом, выбирая максимальную мощность двигателя, что равноценно выбору удельной мощности при известной полной массе автомобиля, необходимо выполнять всесторонний анализ, включая анализ статистических данных с прогнозом на будущее, определение интенсивности разгона и средней скорости движения, соответствующей предполагаемым условиям эксплуатации. При этом необходимо принимать во внимание размеры разрабатываемой модели и необходимость либо усиления ее тягово-динамических качеств с учетом рынков сбыта, либо снижения стоимости, либо усиления каких-то других качеств. При этом уровне отсчета может быть значение рациональной (по средней скорости) удельной мощности. Весомость этого параметра должна быть весьма значительной, так как он определяется по основным критериям, входящим в такие обобщенные критерии эффективности использования автомобилей, как производительность, экономичность, неповреждаемость. Вследствие этого данный параметр обладает большей определенностью и стабильностью, чем, например, среднестатистические значения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Автомобильные* транспортные средства. Под ред. Д. П. Великанова. М.: Транспорт, 1977. 328 с.
2. *Нарбут А. Н.* О критериях оценки эффективности использования автомобилей. — Труды ВКЭИ автобуспром. 1982, с. 25—29.
3. *Влияние* ряда передаточных чисел на разгон автопоезда. / А. Н. Нарбут, Р. Т. Халиков, А. Н. Сименков, В. С. Титаренко — Автомобильная промышленность, 1980, № 8, с. 13—16.
4. *Родионов В. Ф., Фиттерман Б. М.* Легковые автомобили. М.: Машиностроение, 1971. 504 с.
5. *Нарбут А. Н.* Гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1966. 215 с.
6. *Таборек Я.* Механика автомобиля. М.: Машгиз, 1960. 206 с.
7. *Automobil Revue*, Katalognummer 1979 der Automobil Revue, Bern, 1 mǎrz 1979.

### Принимается подписка на новые книги,

выпускаемые в 1983 г. издательством «Машиностроение»

Автоматизация мелкосерийного машиностроительного производства и качество продукции / Р. И. Адгамов, В. М. Белоног, П. А. Витер и др.; Под ред. Р. И. Адгамова, 23 л., ил. В пер.: 1 р. 60 кв. (II кв.).

В книге рассмотрены характеристики качества продукции машиностроительного предприятия, их связь с себестоимостью и трудоемкостью изготовления изделий. Показана зависимость качества продукции от степени механизации и автоматизации технологических процессов производства.

Для инженерно-технических работников.

Власов В. Ф. *Повышение эффективности инструментального производства в машиностроении.* 17 л., ил. В пер.: 1 руб. (II кв.).

В книге рассмотрены вопросы совершенствования системы обеспечения машиностроительного производства инструментом и технологической оснасткой. Предложены методы оптимизации уровня тех-

нологической оснащенности, определения текущей и перспективной потребности предприятий и объединений в технологической оснастке. Показаны направления развития специализации и концентрации инструментального производства, совершенствования системы универсально-сборной технологической оснастки. Рассмотрены вопросы улучшения планирования и управления инструментальным производством в условиях производственных объединений.

Для инженерно-технических работников.

Подписку на эти книги можно оформить в местных магазинах подписных изданий, отделах подписных изданий универсальных книжных магазинов, в специализированных магазинах технической литературы, а также в магазинах — опорных пунктах издательства «Машиностроение».

ВГО «СОЮЗКНИГА»

## Блок-схема расчета усталостной долговечности деталей автомобиля

Канд. техн. наук В. С. ЛУКИНСКИЙ, Е. И. ЗАЙЦЕВ

Ленинградский инженерно-экономический институт им. Пальмиро Тольятти

В ОПРОСАМ расчета на усталостную долговечность элементов машин посвящено большое число исследований, анализ и систематизация которых позволяют создать блок-схему, которая, в свою очередь, дает возможность проследить основные этапы, выявить возможные варианты, наметить пути совершенствования расчетных методов оценки ресурса элементов конструкций при проектировании.

Такая блок-схема приведена на рис. 1. Как видно из рисунка, при определении параметров нагрузочного режима (блок 1) возможны три варианта: моделирование (1.1), использование методов подобия и корреляции (1.2), экспериментальные исследования (1.3).

При моделировании на вход аналитической модели узла (агрегата), которая в общем случае нелинейна и нестационарна, подаются возмущающие воздействия, а на выходе получают нагрузочный режим. Для линейных моделей параметры нагрузочного режима определяют на основе положений статистической динамики.

В случае определения параметров нагрузочного режима корреляционными методами предполагают, что результаты, полученные при ранее проведенных экспериментальных исследованиях нагрузочных режимов аналогичных конструкций, статистически обработаны в виде множественных корреляционных уравнений, которые отражают связь

между параметрами нагрузочного режима, основными конструктивными характеристиками и условиями эксплуатации.

Смоделированные или полученные экспериментально нагрузочные режимы схематизируют одним из двух способов (блок 2) с использованием экстремальных (максимумов и минимумов) точек процесса (2.1) или случайных процессов (2.2). При первом не учитывается частотный спектр процесса нагружения и вводится расчетное среднее число циклов нагружения на единицу пути или времени, а плотность распределения нагрузочного режима определяется по методу максимумов, размахов (амплитуд), укрупненных размахов или полных циклов (основное преимущество — не накладываются ограничения на схематизируемый процесс, т. е. нагрузочный режим может быть обработан данным способом).

При втором способе, основанном на так называемой корреляционной теории случайных функций, при обработке результатов испытаний получают плотность распределения ординат нагрузочного режима, число максимумов и пересечений среднего уровня, плотность распределения максимумов (минимумов), амплитуд и т. д.

Следует отметить, что для некоторых способов схематизации нагрузочный режим может быть представлен в виде одномерных (2.3), типа  $f(S)$ ,

и двумерных (2.4), типа  $\varphi(S_1, S_2)$ , распределений. Вторые более трудоемки, но из них легко определить несколько одномерных распределений. Формулы для одномерных и двумерных распределений максимумов (минимумов), амплитуд (средних значений) и других приведены в работах [1—3].

Схематизированный нагрузочный режим используется непосредственно в расчете (блок 6), учитывается при определении границ повреждающих напряжений и корректирующего коэффициента  $a_p$  [1], зависящего от материала детали и условий нагружения (4.1 и 4.2), и при оценке влияния асимметрии циклов нагружения на кривую усталости (5.1 и 5.2).

Для аналитического описания кривой усталости (блок 3) наиболее часто используется степенная зависимость, включающая три параметра:  $S_{-1}$  — предел выносливости; число  $N_0$ , соответствующее точке перелома кривой усталости (или базовое число циклов); параметр  $m$  наклона кривой усталости. Все они определяются на основе методов [1] подобия и корреляции (3.1) или по результатам стендовых испытаний (3.2) при детерминированном (3.3), программном (3.4) или случайном (3.5) нагружении. При программном и случайном нагружении находят (3.6) вторичную кривую усталости, а оценку параметров кривой, соответствующих детерминированному нагружению, не производят. При двухступенчатом программном блоке строят кривую повреждаемости, которая отличается от детерминированной параметром наклона кривой усталости [2].

Для определения  $S_{-1}$ ,  $N_0$ ,  $m$  по результатам испытаний при программном или случайном нагружении можно применить способ, сущность которого сводится к решению обратной задачи: при известных нагрузочном режиме и числе циклов до поломки деталей найти параметры кривой усталости. Тогда — в общем случае — определению подлежат параметры  $S_{-1}$ ,  $N_0$ ,  $m$ ,  $a_p$  и коэффициент  $k$ , учитывающий нижнюю границу повреждающих напряжений. Как это делается для случая программного испытаний полуосей при  $a_p = k = 1$  рассмотрено в работе [3].

В блоке 4 выбирается один из возможных вариантов расчета по гипотезе суммирования повреждений. В блок-схеме рассмотрены только три варианта:  $a_p = k = 1$ ;  $a_p = 1$ ,  $k = 0,4 \div 0,6$  (4.1) и вариант «корректированный» (4.2), в котором корректирующий коэффициент  $a_p$  определяется по формуле, приведенной в работе [1].

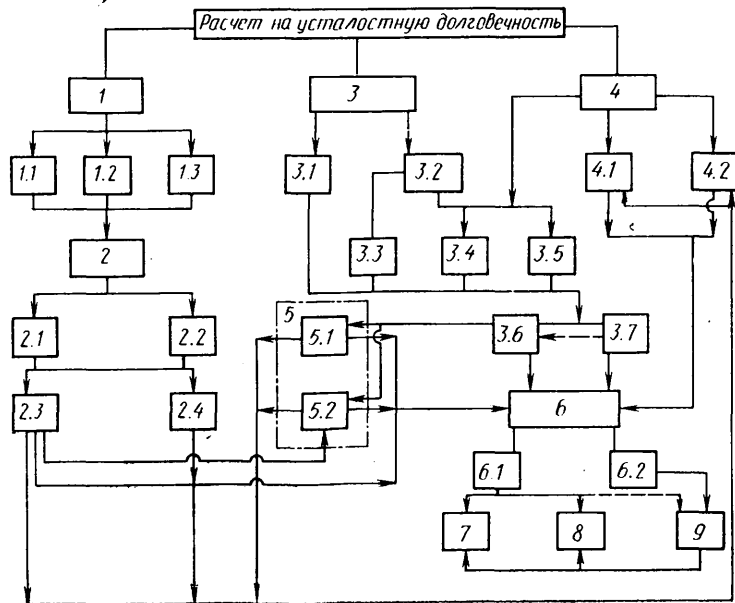


Рис. 1. Блок-схема расчета на усталостную долговечность деталей автомобиля

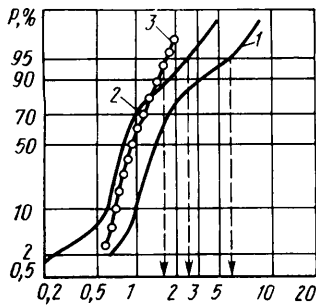


Рис. 2. Функции распределения нормированных относительно единицы средних ресурсов (по результатам программных испытаний)

Расчет по третьему варианту при определении  $a_p$  позволяет учесть нагрузочный режим от значений, равных  $kS_{-1}$  до  $S_{max}$ , тогда как при использовании линейной гипотезы суммирования повреждений кривую усталости учитывают в пределах от  $S_{-1}$  до  $S_{max}$ , ( $S_{max}$  — верхняя граница напряжений нагрузочного режима).

Представленные в блок-схеме варианты не охватывают описанные в литературе нелинейные варианты гипотезы суммирования повреждений и способы расчета, учитывающие снижение предела выносливости.

Для учета асимметрии нагрузочного режима в блок-схеме предусмотрены два возможных решения: приведение параметров кривой усталости (5.1), в частности, амплитуды предела выносливости с использованием среднего значения нагрузочного режима  $S_{cp}$  или коэффициента асимметрии  $r$ ; определение эквивалентной амплитуды для каждого цикла нагружения, приведенного к симметричному циклу, при систематизации в виде двумерного распределения (5.2). Однако следует иметь в виду, что приведение нагрузочного режима к процессу с постоянным коэффициентом асимметрии не менее трудоёмко, чем использование в расчетах двумерных распределений и поверхностей усталости (3.7).

Таким образом, в блоке 6, т. е. в блоке расчета ресурса элемента конструкции, можно выполнить три независимых (параллельных) расчета: по «двумерной» гипотезе, с приведением параметров кривой усталости (5.1), с приведением нагрузочного режима (5.2). Каждый из них не исключает расчетов по различным вариантам гипотезы и различным способам одномерной систематизации нагрузочного режима. Окончательная оценка ресурса зависит от того, какими статистическими характеристиками представлены величины  $S_{-1}$ ,  $m$ ,  $N_0$  и параметры нагрузочного режима. Если известны их средние значения и дисперсии, то использование методов линейаризации (6.1) позволяет определить оценки среднего ресурса (7) и его дисперсии (8). В частном случае при наличии средних значений параметров нагрузочного режима и кривой усталости — можно получить только среднее значение ресурса. При известных законах распределения указанных параметров применение метода статистических испытаний (6.2) позволяет получить функцию распределения ресурса (9), при помощи которой определяют средний, гамма-процентный ресурсы и т. д.

В зависимости от того, какой информацией располагает расчетчик, выбирают тот или иной набор блоков. Например, запись «1.1, 2.1, 2.3, 3.2, 3.3, 3.7, 4.1, 6.1» означает, что смоделированный нагрузочный режим схематизирован по максимумам — минимумам в виде двумерного распределения; поверхность усталости определена по результатам стендовых испытаний; расчет произведен по первому и второму варианту гипотезы суммирования повреждений; для оценки параметров ресурса использован метод линейаризации.

Выбор варианта существенно зависит от стадии разработки конструкции. Очевидно, на ранних стадиях можно оценить параметры нагрузочного режима и кривой усталости на основании анализа аналогичных конструкций, главным образом, с использованием корреляционных зависимостей. По мере поступления информации о стендовых испытаниях и экспериментальных исследованиях нагрузочных режимов уточняют исходные данные, в результате чего должна повыситься достоверность оценок долговечности.

Многовариантность расчетов, представленная в блок-схеме, объясняется стремлением исследователей и расчетчиков повысить точность и гарантировать достоверность оценок ресурса. Отсюда вывод: чтобы вероятностные методы расчета деталей шире применялись при проектировании, нужно повысить их точность. Здесь возможны три направления: уточнение корректирующих зависимостей и отдельных составляющих, входящих в расчетную формулу ресурса детали при использовании линейной гипотезы суммирования повреждений [1]; установление взаимосвязей между отдельными блоками при определении основных составляющих и использовании их в окончательном варианте расчета; улучшение блок-схемы за счет использования интегральных характеристик.

Первое направление, связано с возможностью изменения корректирующего коэффициента  $a_p$ , например, введением корреляционных уравнений, что должно в среднем уточнить расчет, а также уменьшить его погрешность. Так, при корректированном варианте оценка погрешности расчета ресурса с вероятностью 95% составляет 250% (рис. 2, кривая 2), а для первого варианта — 500% и более (кривая 1) [1]. Однако это не означает, что корректированный вариант является во всех случаях предпочтительнее: для конкретной детали расчет по первому (второму) варианту может дать точную оценку ресурса, совпадающую с экспериментальными данными, тогда как для третьего варианта оценка ресурса окажется заниженной.

Следует подчеркнуть, что возможности корректировки при помощи коэффициента  $a_p$ , не исчерпаны полностью. Анализ данных, на основании которых была получена эта зависимость, показал, что в общую совокупность были объединены результаты двух-, трех- и многоступенчатых программных испытаний, а также результаты, в которых минимальное напряжение в блоке превосходило предел выносливости.

Однако для большинства деталей автомобиля основной спектр нагрузок имеет напряжения, меньшие предела выносливости. Поэтому были проведе-

ны расчеты для программных испытаний, включающих не менее трех ступеней с обязательным условием  $S_{min} < S_{-1}$ . Статистическая обработка показала, что в этом случае удается уменьшить погрешность расчета до 170% с вероятностью 95% (рис. 2, кривая 3).

На основании блок-схемы были проведены расчеты средних ресурсов различных деталей автомобилей для трех вариантов гипотезы суммирования повреждений (см. таблицу). Во всех примерах были использованы обобщенные нагрузочные режимы, полученные экспериментально при режимометрических и тензометрических испытаниях. Схематизация нагрузочных режимов осуществлялась в соответствии с видом расчета, например, для шестерен и подшипников в виде ординат крутящего момента, для полуосей — по максимумам, для накладок сцепления — в виде удельной работы буксования.

Переход от нагрузок к напряжениям при расчете зубьев шестерен на изгиб и контактную прочность выполнен в соответствии с ГОСТ 21354—75 и рекомендациями работы [4], при расчете подшипников — в соответствии с работой [5]. Параметры кривых усталости были выбраны на основании данных, опубликованных в работах [2, 4 и др.]. Расчеты выполнены на ЭВМ по специально разработанной программе.

В таблице приведены также средние ресурсы деталей, наблюдавшиеся у подконтрольных партий автомобилей. В некоторых случаях для шестерен, подшипников, диска переднего колеса определены прогнозные значения ресурса, рассчитанные по незавершенной выборке с использованием РТМ 37.001.006—74.

Сопоставление расчетных  $L_p$  и фактических  $L_f$  ресурсов позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, расчетные значения ресурсов по первому и третьему вариантам гипотезы суммирования повреждений в большинстве случаев дают верхнюю и нижнюю границы фактического среднего ресурса. В тех случаях, когда фактический ресурс находится вне указанных границ, он превосходит верхнюю границу, и следовательно, в эксплуатации окажется не меньше расчетного.

Во-вторых, при величине корректирующего коэффициента  $a_p > 0,45$  расчет следует производить по первому варианту гипотезы; при  $a_p < 0,4$  лучшее совпадение с фактическими ресурсами наблюдается при расчете по третьему (или второму) варианту гипотезы.

В-третьих, для деталей, не имеющих точки перегиба на кривой усталости, или в случае, когда основной спектр их нагрузок расположен выше предела выносливости, расчет по второму варианту гипотезы можно не выполнять, так как его результаты совпадают с первым вариантом.

Рассмотренную выше блок-схему можно использовать при разработке единого алгоритма расчета усталостной долговечности деталей автомобиля на ЭВМ.

Поскольку расчет по гипотезе суммирования повреждений основан на статистических и корреляционных зависимостях, то его результаты позволяют оценить ресурсы в среднем точно

Деталь	Вид расчета	Автомобиль	Средний ресурс (тыс. км) в зависимости от варианта расчета			$\alpha_p$	Фактический ресурс, тыс. км
			первого	второго	третьего		
Накладки сцепления	По удельной работе буксования	С самосвальной платформой грузоподъемностью 4,5 т	52	52	25	0,48	88
Шестерня четвертой передачи коробки передач	Контактная усталость	То же Автобус ЛАЗ 695Е Автобус ЛАЗ 695М	2250	802	745	0,33	780*
			210	152	144	0,68	290
			135	110	79	0,58	150
Шестерня заднего хода	Изгиб	С самосвальной платформой грузоподъемностью 4,5 т	3140	1150	840	0,27	950*
Подшипник карданного шарнира	Контактная усталость По динамической грузоподъемности Контактная усталость	То же С бортовой платформой грузоподъемностью 8 т	113	113	44	0,38	60
			170	170	53	0,31	60
			182	182	87	0,48	210*
Цилиндрическая ведущая шестерня Подшипник 7613К главной передачи	Контактная усталость** По динамической грузоподъемности	С бортовой платформой грузоподъемностью 5 т С самосвальной платформой грузоподъемностью 4,5 т	304	164	118	0,39	126
			2010	2010	626	0,31	800*
Полуоси	Кручение	То же Автобус ЛиАЗ-158 Автобус ЛАЗ-695Е	465	246	93	0,20	240
			305	80	64	0,21	100
			580	182	185	0,32	190
Задняя рессора	Изгиб	С самосвальной платформой грузоподъемностью 4,5 т	864	180	164	0,19	120
Диск последнего колеса	Изгиб	То же	612	612	282	0,46	1200*

\* Фактический ресурс определен по результатам незавершенных испытаний.  
\*\* Нагрузочный режим и фактический ресурс по данным Е. А. Индикта.

для всей совокупности рассчитываемых деталей. Для конкретной детали результаты расчета по первому и третьему вариантам гипотезы дают верхнюю и нижнюю границу фактического ресурса. Окончательно ресурс оценивают по результатам стендовых, полигонных или эксплуатационных испытаний, но при этом количество испытываемых элементов можно значительно сократить, а продолжительность испытаний и их стоимость существенно уменьшить.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
2. Прочность и долговечность автомобиля / Б. В. Гольд, Е. П. Оболенский, Ю. Г. Стефанович, О. Ф. Трофимов. — М.: Машиностроение, 1974. 328 с.
3. Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Е. И. Расчет усталостной дол-

говечности элементов трансмиссии и подвески автомобиля. — Л.: ЛИСИ, 1979. 80 с.

4. Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей. — Мн.: Наука и техника, 1979. 254 с.

5. Кинематика и долговечность подшипников качения машин и приборов / И. С. Цитович, Ю. В. Скорынин, И. В. Каноник, Н. Т. Минченя. — Мн.: Наука и техника, 1977. 176 с.

УДК 629.113—598:629.113.073.13

## Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной системой при движении на повороте

Канд. техн. наук А. А. РЕВИН

Волгоградский политехнический институт

СТАТИСТИКА дорожно-транспортных происшествий свидетельствует, что наличие криволинейного участка пути часто отрицательно сказывается на безопасности дорожного движения: на кривых радиусом менее 100—125 м количество происшествий в 3—10 раз больше, чем на прямолинейных участках дорог. Из них 25—48% приходится на долю торможения, и происходят они в основном по причине нарушения устойчивости автомобиля.

Одним из наиболее перспективных средств повышения активной безопасности автомобиля является применение антиблокировочных систем (АБС). Однако, как свидетельствуют данные, полученные в результате опытной эксплуатации автомобилей с АБС, при определенных условиях наличие системы не только не повышает безопасности движения, но может даже способствовать потере управляемости и ухудшению тормозных свойств автомобиля [1]. Поэтому улучшение показателей автомобиля при торможении за счет внедрения АБС достигается лишь при технически грамотном подходе к решению проблемы в целом и прежде всего к выбору структурных схем установки системы.

Вопросы исследования эксплуатационных свойств автомобиля с АБС целесообразно решать комплексно, т. е. метода-

ми дорожных испытаний и теоретического анализа поведения математических моделей, особенно в критических ситуациях. Что и было проделано на автомобилях УАЗ-451М, ИЖ-2125 и КамАЗ-5320, снабженных экспериментальной АБС с опытными образцами ее элементов, а также на их многомассовых пространственных математических моделях, реализованных на ЭВМ серии ЕС. Частота работы системы составила 6—11 Гц для автомобилей с гидроприводом тормозов и 2—5 Гц для автомобиля КамАЗ-5320. При математическом моделировании процесса учитывался гистерезис тормозных механизмов (~30%) и время запаздывания срабатывания системы, которое варьировалось от 0,01 до 0,09 с.

Исследования показали, что для обеспечения эффективного и устойчивого движения автомобиля с АБС при его торможении на повороте необходимо, чтобы параметры рабочего процесса АБС и схемы ее установки были согласованы с конкретными компоновочными характеристиками автомобиля и его рулевого управления. Это связано с тем, что из-за действия составляющих центробежной силы инерции на переднем и заднем мостах у зависимой и независимой схем установки АБС [2 и 3] наблюдаются различные эффективность торможения и кривиз-

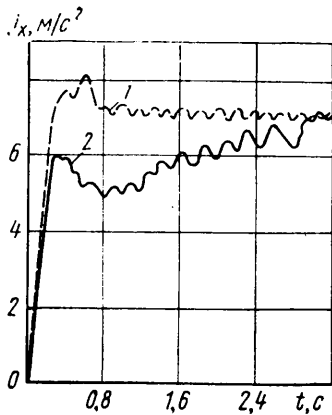


Рис. 1. Изменение величины продольного замедления автомобиля УАЗ-451М при торможении на повороте радиусом 100 м с начальной скорости 70 км/ч; 1 — с независимой АБС; 2 — с зависимой АБС

на траектории движения автомобиля. Рассмотрим причины изменения эффективности.

Известно, что появление боковой составляющей на колесах ведет к снижению реализуемых тормозных сил: при повороте управляемых колес на угол выше 19—20° полностью реализуется только боковая составляющая, а тормозные силы практически отсутствуют. Поэтому продольное замедление автомобиля с любой схемой установки АБС при торможении на прямой всегда выше замедления на повороте. (Очевидно, что по этой же причине снижение радиуса поворота приводит к тем же последствиям, т.е. к уменьшению эффективности торможения). Однако эта разница, как показывает анализ результатов исследования, не одинакова у зависимой и независимой АБС. Так, при независимой схеме с индивидуальным регулированием тормозных моментов на каждом из колес или на наиболее нагруженных нормальными силами во время торможения мостов она на повороте радиусом 100 м составляет по сравнению с движением на прямой лишь 2—3%. Иная картина наблюдается при организации зависимого по мостам низкого порога регулирования тормозных моментов, когда начало блокирования одного из колес влечет за собой срабатывание системы на обоих. (Использование высокопорогового принципа работы при этом нецелесообразно из-за возникновения явленного юза одного из управляемых колес, что отрицательно сказывается в целом на управляемости.) При торможении на повороте возникает крен кузова автомобиля. В результате нормальные нагрузки на колеса перераспределяются и АБС срабатывает на основе оценки состояния затормаживания внутренних по отношению к центру поворота колес автомобиля. Эффективность торможения снижается в зависимости от начальной скорости и радиуса поворота уже на 7—40%.

Характерно, что повышение качества организации рабочего процесса системы, уменьшение времени запаздывания и снижение гистерезиса тормозных механизмов лишь способствуют дальнейшему относительному уменьшению эффективности торможения по данной причине.

На рис. 1 в качестве примера представлен график изменения величины продольного замедления  $j_x$  автомобиля УАЗ-451М на повороте. Из него видно, что в случае применения независимой схемы после начального дифферента подпрессорных масс уровень замедления сохраняется в течение всего процесса и в основном определяется качеством работы системы при регулировании тормозных моментов. При использовании зависимой схемы крен кузова ограничивает рост замедления, особенно в начале процесса торможения. По мере снижения скорости движения автомобиля, когда центробежная сила инерции и угол крена кузова уменьшаются, происходит постепенный рост замедления. Однако требуемого уровня оно достигает лишь в конце процесса. По этой причине у автомобилей с высоким расположением центра масс и зависимой АБС эффективность торможения хуже. Например, снижение эффективности (увеличение тормозного пути) при торможении на повороте радиусом 100 м и эксплуатационных скоростях движения для автомобиля ИЖ-2125 было на 5—7%, УАЗ-451М на 13—15%, КамАЗ-5320 на 6—14%, соделных автопоездов семейства КамАЗ на 7—11% больше, чем у тех же автомобилей, но с зависимой АБС. Чем меньше радиус поворота, тем заметнее

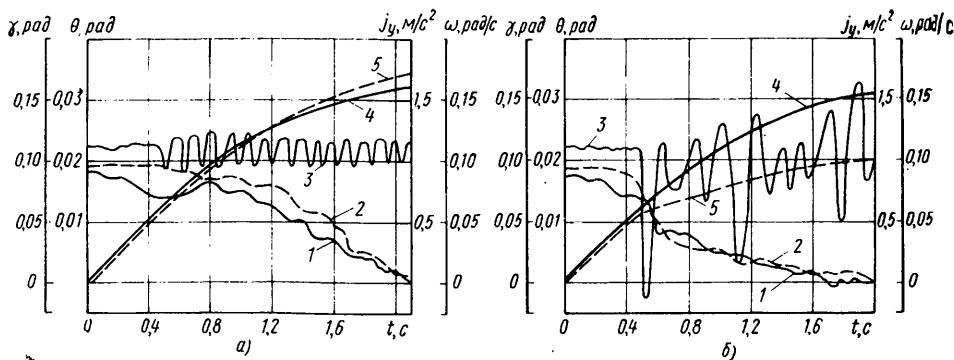


Рис. 2. Изменение основных параметров движения автомобиля с зависимой (а) и независимой (б) АБС при торможении на повороте радиусом 100 м с начальной скорости 50 км/ч: 1.— боковое ускорение  $j_y$ ; 2 — угловая скорость  $\omega$  центра масс; 3 — результирующее значение  $\theta = \epsilon_{\text{в}} + \theta_{\text{р.у}}$ ; 4 — требуемый курсовой угол  $\gamma^*$  автомобиля; 5 — курсовой угол  $\gamma$

эта разница: для автомобилей КамАЗ на поворотах радиусом 30—35 м она достигла 30—40%.

Различие функциональных связей элементов АБС, определяющих структурные схемы установки, накладывает отпечаток также на управляемость автомобиля при торможении. Для выявления основных причин этого угол поворота управляемых колес целесообразно представить в виде алгебраической суммы задаваемого водителем угла поворота  $\theta_{\text{в}}$  и угла самоповорота колес  $\theta_{\text{р.у}}$  в пределах податливости деталей рулевого управления под действием внешних сил. Тогда для малых углов поворота управляемых колес радиус поворота автомобиля оказывается зависимым не только от  $\theta_{\text{в}}$  и  $\theta_{\text{р.у}}$ , но и от разности углов увода колес переднего и заднего мостов. Это обстоятельство накладывает существенный отпечаток на реализацию кривизны траектории при торможении.

На рис. 2 представлены графики изменения основных кинематических параметров, характеризующих движение автомобиля на повороте радиусом 100 м при торможении с начальной скорости 50 км/ч. Для сравнения показано изменение требуемого значения курсового угла в зависимости от времени при движении автомобиля по заданной траектории.

Как видно из рисунка, управляемость автомобиля при торможении существенно зависит от схемы АБС. После срабатывания независимой АБС на управляемых колесах действует поворачивающий момент от разности реализованных тормозных сил на правом и левом колесах, который возрастает по мере увеличения крена кузова и перераспределения нормальных нагрузок в поперечном направлении. Данное явление способствует уменьшению угла поворота управляемых колес за счет появления отрицательного значения  $\theta_{\text{р.у}}$ , а также изменения углов увода от действия на автомобиль поворачивающего момента в горизонтальной плоскости, что обуславливает в целом такое изменение кривизны траектории, которое характерно для автомобиля с недостаточной поворачиваемостью. Зависимая схема АБС устраняет различие в реализованных по бортам тормозных силах, поэтому в целом среднеинтегральное значение результирующего угла самоповорота колес близко к нулю и не влияет на реализованную кривизну траектории. Колебания значений угла поворота колес обусловлены циклическим процессом регулирования тормозных моментов на управляемых колесах. Их кривизна в основном зависит от разности углов увода переднего и заднего мостов, которая, в свою очередь, определяется [4] влиянием нормальных нагрузок и средне-реализованной тормозной силы на коэффициент сопротивления уводу, отсюда получены различия значений  $\gamma$  и  $\gamma^*$  в течение процесса, зафиксированные на рисунке.

В целом изменение кривизны траектории при торможении на повороте автомобиля с АБС зависит от направления действующего момента, вызванного разностью тормозных сил по бортам, степени отклонения нормальных нагрузок на колесах мостов от номинального значения при их перераспределении под действием продольного замедления и реализуемой области проскальзывания при затормаживании передних и задних колес. Анализ показывает, что полученную большей кривизны траектории автомобиля будет способствовать значительная разгрузка его задних колес при торможении, установка на колесах заднего моста системы с более эффективным рабочим процессом (в том числе пере-



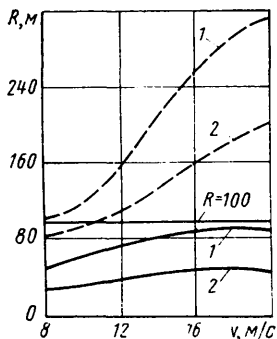


Рис. 3. Реализованные средние значения радиусов поворота при торможении автомобиля с независимой (штриховые линии) и зависимой (сплошные линии) АБС при:

1 — бортовой неравномерности действия тормозных механизмов, равной 0—2%;  
2 — бортовой неравномерности действия тормозных механизмов, равной 20—25%

тормаживание колес), а также совпадение направления действия поворачивающего момента от разности тормозных сил с направлением поворота. Последнее имеет место при действии бортовой неравномерности тормозных механизмов и применении зависимой схемы установки АБС на обоих мостах.

На рис. 3 представлены величины реализованных радиусов поворота в процессе торможения автомобиля с высоким расположением центра масс при различном проявлении бортовой неравномерности действия тормозных механизмов. Полученные результаты свидетельствуют, что бортовая неравномерность действия тормозных механизмов, равная 20—25%, в случае зависимой АБС уменьшает потребный радиус поворота в 1,5—1,6 раза, а при независимой — значительно меньше.

Проведенные исследования подтвердили, что АБС, действительно, являются наиболее перспективным конструктивным средством, способствующим существенному повышению активной безопасности автомобиля при торможении на повороте за счет повышения устойчивости, управляемости и эффективности торможения. В связи с тем, что решение о применении той или иной схемы АБС нельзя обосновать лишь на анализе одного эксплуатационного режима, которым является торможение на повороте, а можно определить рядом обстоятельств конструктивного, производственного и экономического характера, рассмотрим основные рекомендации, выполнение которых целесообразно при использовании наиболее распространенных схем установки антиблокировочной системы.

При сравнительно небольшом перераспределении нормальных нагрузок в процессе торможения, характерном для длиннобазных грузовых автомобилей, следует применять зависимые схемы АБС на передних колесах. Это позволит обеспечить автомобилю лучшую управляемость при незначи-

тельной потере в эффективности торможения. Правда, в этом случае нужно сравнительно часто проверять состояние тормозных механизмов с тем, чтобы исключить появление бортовой неравномерности, превышающей допустимые пределы, а также ввести встроенную систему контроля за уровнем давлений воздуха в шинах.

При использовании комбинированного варианта установки зависимой АБС на передних колесах и независимой на задних, что характерно для грузовых автомобилей, нужно обеспечивать повышенное значение суммарного коэффициента сопротивления уводу колес заднего моста. Это исключит возможность неконтролируемого роста кривизны траектории при торможении на повороте.

Использование независимого регулирования на передних колесах, что характерно для легковых автомобилей, требует применения рулевого управления с повышенной приведенной жесткостью и уменьшенными технологическими зазорами, т.е. речного рулевого механизма или систем с гидроусилителем руля.

На автомобилях, рассчитанных на работу в условиях, где сцепление шин с дорожным покрытием плохое, улучшения управляемости можно достичь методом коррекции пороговых уставок в сторону снижения [5] или применением так называемых гибридных схем установок, сочетающих в себе свойства независимой и низкогопороговой зависимой схем, и особенно эффективных на передних управляемых колесах. Сигналом для перехода функционирования АБС с одной структурной схемы на другую могут служить давление в приводе, угол поворота рулевого колеса и т.п.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rompe K. Zur Wirksamkeit von Blockierreglern bei Kurvenfahrt. — Dtsch. Kraftfahrtforsch. und Straßenverkehrstechn., 1973, № 243, p. 8.
2. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3, с. 20—24.
3. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с зависимой антиблокировочной системой. — Автомобильная промышленность, 1980, № 5, с. 17—20.
4. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
5. Гецович Е. М. Выбор момента повторного затормаживания в автомобильных противоблокировочных системах. Рукопись деп. НИИНавтопром, 1979, Д 410, 7 с.

УДК 658.511.2:629.114.42.001.2

## Снижение металлоемкости автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 за счет исключения надрамника

Канд. техн. наук В. Н. БЕЛОКУРОВ, Ю. М. ВИНОКУРОВ,  
канд. техн. наук А. А. ЗАХАРОВ, Г. А. САМОЙЛОВ, канд. техн. наук А. Л. ЭЙДЕЛЬМАН

Завод-вуз при Московском автозаводе им. А. И. Лихачева,  
Мытищинский машиностроительный завод, Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ, НАМИ

**БОЛЬШИНСТВО** конструкций автомобилей-самосвалов имеют между рамой и кузовом дополнительный элемент — надрамник. Он представляет собой дополнительную раму, которая в целях унификации шасси самосвала с шасси бортового автомобиля является базовым элементом для крепления самосвальной установки — кузова, гидродъемника, масляного бака и др. Кроме того, надрамник играет роль усиливающего элемента [1]. Во-первых, автомобиль-самосвал работает в более тяжелых дорожных условиях, чем бортовой грузовой автомобиль; во-вторых, при его движении рама может испытывать ударные нагрузки, и надрамник выполняет роль буфера, смягчающего удар. Если же появление зазоров в опорах кузова и связанных с этим ударных нагрузок вызвано кручением рамы, то, увеличивая угловую жесткость шасси, надрамник снижает вероятность отрыва ку-

зова от одного из лонжеронов. Увеличение угловой жесткости шасси автомобиля при установке надрамника, к тому же, повышает боковую устойчивость автомобиля при разгрузке.

Таким образом, надрамник — элемент, на первый взгляд, крайне необходимый в конструкции автомобиля-самосвала. Однако этот элемент обладает значительной массой. Поэтому желание обойтись без него вполне понятно. Но сделать это оказалось не просто. Дело в том, что при исключении надрамника из конструкции автомобиля его функции необходимо передать раме, что, очевидно, связано с необходимостью изменения ее конструкции. Причем эти изменения — для сохранения унификации с рамой бортового автомобиля — должны быть минимальными.

Как эта задача решена на автомобиле-самосвале ЗИЛ-ММЗ-554 с разгрузкой на три стороны, рассмотрено ниже. Однако сразу отметим, что некоторые

вопросы, особенно связанные с характером силового взаимодействия надрамника с рамой, характерны не только для данной модели, но и для большинства моделей автомобилей-самосвалов. Например, крепление надрамника к раме осуществляется чаще всего болтовыми соединениями с относительно большими зазорами в поперечном к оси болта направлении, так что рама и надрамник работают как две «параллельные» конструкции. А так как жесткость надрамника в большинстве случаев значительно меньше жесткости рамы, то в роли усиливающего элемента он работает очень неэффективно. Поэтому, видимо, более рационально усиливать раму путем непосредственного увеличения жесткости ее элементов — лонжеронов и поперечин, а также за счет вставок, накладок и т.п. Чтобы убедиться в этом, проанализируем усиливающее действие надрамника серийного автомобиля ЗИЛ-ММЗ-554.

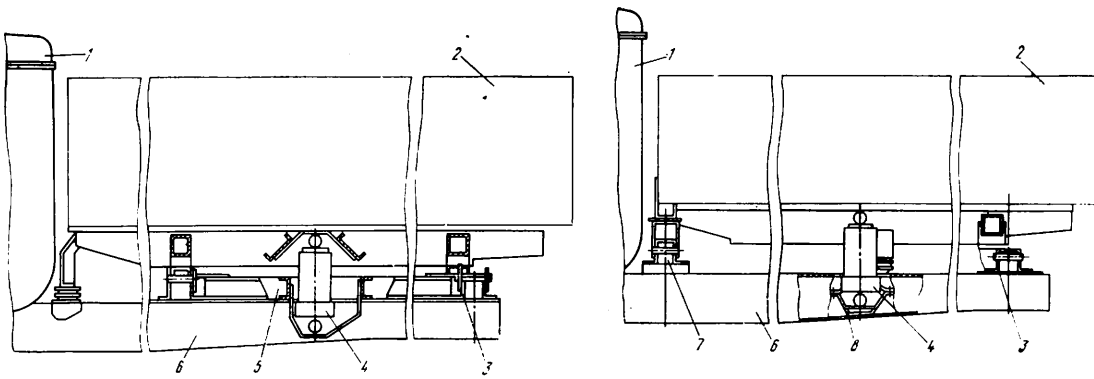


Схема установки грузовой платформы на раму автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 М с надрамником (а) и без надрамника (б):  
1 — кабина; 2 — платформа; 3 — задняя поперечная балка; 4 — гидроцилиндр; 5 — надрамник; 6 — рама; 7 — передняя поперечная балка; 8 — третья поперечина рамы.

Надрамник перекрывает только заднюю часть рамы в зоне третьей и пятой поперечин (рис. 1,а). За счет этого в перекрываемой зоне изгибающие моменты от вертикальной нагрузки уменьшаются на ~10—15%. Но так как в этой зоне напряжения уже существенно меньше максимальных, то на общую прочность рамы при данной нагрузке надрамник усиливающего действия практически не оказывает. Если принять во внимание повышение суммарных напряжений в одном из наиболее нагруженных участков лонжерона (перед третьей поперечиной) из-за местных деформаций контура и влияния концентраторов в месте крепления надрамника, то может оказаться, что за счет надрамника здесь имеет место даже уменьшение, а не увеличение прочности.

Большее влияние надрамник оказывает на угловую жесткость рамы, точнее системы «рама-надрамник». Это подтверждается величинами угловых жесткостей [в кН·м/(град·м)] рамы, надрамника, системы «рама-надрамник» и платформы, полученными как отношение крутящего момента к погонному углу закручивания (при закручивании рамы и системы «рама-надрамник» крутящие моменты прикладывались в сечениях, соответствующих положению передней и задней осей автомобиля; при закручивании надрамника и платформы — в концевых их сечениях):

Рама	2,35
Надрамник	0,91
Платформа	5,25
Система «рама — надрамник»	3,39

Данные свидетельствуют: угловая жесткость системы «рама-надрамник» увеличивается в 1,44 раза по сравнению с угловой жесткостью отдельной рамы. Надрамник, кроме увеличения угловой жесткости рамы, увеличивает [2] и ее нагруженность, связанную в основном с изгибом в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Дополнительные усилия, очевидно, будут пропорциональны увеличению жесткости системы «рама-надрамник» и углу закручивания рамы при перекосе автомобиля. Однако боковая устойчивость самосвала при разгрузке в первую очередь зависит не от жесткости системы «рамы-надрамник», а от угловой жесткости всего шасси.

Достаточно точно увеличение жесткости (точнее податливости) несущей системы можно оценить по относительной величине  $\Delta$ , приведенного по базе и колес автомобиля перекоса рамы к общему перекосу  $h_0$  автомобиля [2].

Величины  $\Delta$  при  $h_0 = 0,5$  м для шасси, шасси с надрамником, полностью снаряженного незагруженного порожнего и груженого серийного автомобиля-самосвала составляют:

Шасси	0,46
Шасси с надрамником	0,43
Незагруженный автомобиль	0,39
Груженный автомобиль	0,34

Нетрудно подсчитать, в каком отношении изменилась угловая жесткость шасси при установке надрамника. Доля подвески (рессор и шин) в общем перекосе соответственно для шасси и шасси с надрамником составляет 0,54 и 0,57; жесткость подвески не изменилась, значит, увеличился крутящий момент и именно в 0,57/0,54 = 1,055 раза. Общий перекос автомобиля остался постоянным, следовательно, в 1,055 раза увеличилась угловая жесткость автомобиля.

Таким образом, установка надрамника в большей мере увеличивает нагруженность рамы при перекосе автомобиля, чем угловую жесткость шасси. Если учесть, что дополнительное нагружение рамы будет вызываться любым перекосом автомобиля как при подъеме кузова, так и при его транспортном положении, а увеличение угловой жесткости шасси за счет надрамника необходимо только при разгрузке, то станет ясно, что использование надрамника в качестве элемента, увеличивающего угловую жесткость, нерационально.

Отмеченные выше соображения позволили принять решение исключить из конструкции самосвала надрамник. Разработка и доводка конструкции автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 без надрамника производилась по схеме, рассмотренной в работе [2]. На первом этапе с использованием разработанных на Заводе-втузе программ TENZO и VSF был проведен анализ нагруженности рамы по результатам тензометрических испытаний серийного автомобиля и отдельной рамы. Затем была отработана расчетная схема рамы, на основании которой с использованием программ RAMA выполнялись расчеты рам с различными вариантами третьей поперечины. Используя результаты расчета, спроектировали третью поперечину рамы, которая применяется для установки гидроцилиндра (рис. 1,б). Изменена и конструкция установки кузова на раме: передняя поперечная балка, используемая при разгрузке на сторону, перенесена к переднему борту и установлена на раме в зоне второй поперечины. Достаточно развитое поперечное сечение этой балки позволяет передавать на нее усилия от кузова только в одной точке (посередине). Это позволяет более равномерно распределить усилия на лонжероны и сдвинуть область действия реактивных крутящих моментов между кузовом и рамой в сечении установки средних и задних опор кузова, т. е. в менее нагруженную зону рамы. Кроме того, перенос передней балки к переднему борту платформы позволяет эффективнее использовать здесь жесткие опоры, так как передача усилий от кузова происходит не непосредственно на раму, а через промежуточный элемент, смягчающий ударные нагрузки. Использование жесткой опоры вместо упругих позволяет снизить нагруженность лонжеронов между второй и третьей поперечинами. Положение задней поперечной балки, используемой при разгрузке на сторону и назад, осталось неизменным, если не считать, что в связи с применением серийного гидроподъемника пришлось укоротить раму в задней части: выбросить четвертую поперечину и выполнить хвостовую часть аналогично раме автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555. Также из-за компоновки с серийным гидроцилиндром пришлось несколько сдвинуть назад третью поперечину от переднего кронштейна задней рессоры.

Эти конструктивные отклонения так же, как и болтовое крепление третьей и последней поперечин и раскосов, несколько снизили жесткость рамы: изготовленная рама оказалась на 15% мягче серийной, и ее погонная жесткость составила 1,98 кН·м/град/м. Для сравнения жесткости экспериментального автомобиля и жесткости серийного в табл. 1 приведены относительные величины  $\Delta$  для двух вариантов передних опор кузова на раму: опирание на поперечную балку в двух точках по сечениям лонжеронов (Э1) и в одной точке в средней части поперечной балки (Э2). Варианты Э1 и Э2 проверялись на одном и том же шасси. В скобках приведена ожидаемая величина  $\Delta$  для шасси с проектируемой рамой с более мощной третьей поперечной, у которой, по расчетам, жесткость должна быть на 12—15% больше, чем у серийной.

Таблица 1

Конструкция	Э1	Э2
Шасси с поперечными балками	0,53 (0,45)	—
Незагруженный автомобиль	0,38	—
Груженный автомобиль	0,32	0,41

Таким образом, ожидаемая жесткость проектируемого шасси без надрамника всего приблизительно на 3,5% меньше жесткости шасси с надрамником автомобиля ЗИЛ-ММЗ-554. Если возникнет необходимость увеличить ее в еще большей степени, то это можно сделать более рационально, чем установкой надрамника.

Опытный автомобиль с обоими вариантами установки кузова подвергался тензометрическим испытаниям на стенде, на треке и на дорогах автополигона НАМИ. Анализ результатов исследований, проведенный также с помощью программ TENZO и VSF, показывает, что в целом величины напряжений в элементах не-

Таблица

Место замера	Трек, $v \approx 8$ км/ч		«Бельгийская мостовая», $v \approx 30$ км/ч			«Бельгийская мостовая», $v \approx 20$ км/ч		
	Серийный автомобиль	Э1	Серийный автомобиль	Э1	Э2	Серийный автомобиль	Э1	Э2
Лонжерон перед третьей поперечиной	290	348	127	80	76	126	99	83
Лонжерон перед второй поперечиной	178	225	116	123	—	116	136	—
Лонжерон за второй поперечиной	—	—	—	93	44	—	92	70
Третья поперечина	185	96	78	49	—	166	93	—

сущей системы опытной конструкции автомобиля-самосвала без надрамника не выше, чем в серийном автомобиле ЗИЛ-ММЗ-554, несмотря на то, что полезная нагрузка на опытном автомобиле была равной 5 т, в то время как на сравниваемом серийном — лишь 4 т. Повышение уровня напряжений наблюдается только при статическом перекосе и при переезде через сменные неровности на трекке, а на дорогах автополигона в некоторых зонах напряжения оказались даже ниже, чем у сравниваемого серийного автомобиля. Особенно это заметно при опирании кузова на раму в передней части посередине поперечной балки (вариант Э2). Для сравнения в табл. 2 приведены значения (в МПа) максимальных напряжений, зарегистрированных в наиболее опасных местах лонжерона в зонах второй и третьей поперечин и в самой третьей поперечине. Повышение уровня напряжений на опытной конструкции при статическом перекосе и при движении на трекке связано с другими условиями пе-

редачи усилий между рамой и кузовом и вызывается в основном горизонтальными усилиями. Это подтверждается (табл. 3) при сравнении величин внутренних силовых факторов (изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях  $M_x$  и  $M_y$  и бимомен-

Таблица 3

Автомобиль	Внутренние силовые факторы			Напряжения на кромке нижней полки, МПа			
	$M_x, \text{кН}\cdot\text{м}$	$M_y, \text{кН}\cdot\text{м}$	$B, \text{Н}\cdot\text{м}^2$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_\omega$	$\sigma_\Sigma$
Серийный	14,4	0,29	144	96	16	75	187
Опытный Э1	14,0	2,7	126	86	121	57	264

тов  $B_\omega$ ) в зоне перед третьей поперечной серийного и опытного (Э1) автомобилей. Данные получены при перекосе автомобилей на стенде при подъеме переднего и заднего диагонально расположенных колес на  $h=0,2$  м ( $h_0=0,4$ ).

Большие перекосы автомобиля в эксплуатации встречаются сравнительно редко. Поэтому их доля в накоплении усталостного повреждения незначительна. При необходимости опасные места в зонах второй и третьей поперечин могут быть усилены накладками на полках лонжерона, которые заметно увеличивают жесткость сечения от изгиба в горизонтальной плоскости при незначительном увеличении металлоемкости. Некоторое повышение напряжений в опытной конструкции перед второй поперечиной также вызывается в основном увеличением горизонтальных усилий и уменьшается при установке накладок.

Таким образом, опытная конструкция автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554 без надрамника даже при грузоподъемности 5 т вполне работоспособна. Снижение металлоемкости автомобиля при исключении надрамника при некотором увеличении массы самой рамы за счет новой конструкции третьей поперечины, используемой непосредственно для установки гидроцилиндра, составляет около 40—50 кг. (Меньшая цифра соответствует возможному варианту с усилением полки лонжерона накладками). При массовом выпуске автомобилей годовая экономия металла может составить многие сотни тонн.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисянц А. С. Саморазгружающийся автотранспорт. М.: Машиностроение, 1965. 232 с.
- Белокуров В. Н. Пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1982, № 10, с. 15—18.

УДК 629.113.012.813-212.3-192

## Повышение надежности поршневых колец амортизаторов автомобилей

Канд. техн. наук В. И. САМОКАЕВ

Марийский политехнический институт им. М. Горького

В современных конструкциях гидравлических телескопических амортизаторов автомобилей, а также других транспортных средств зазоры между поршнем и цилиндром бывают как уплотненные, так и неуплотненные, причем, как показывает статистика, в отечественном ав-

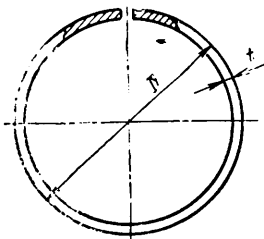


Рис. 1. Конструкция серийного кольца

томобилестроении наиболее распространены первые. Это обстоятельство можно объяснить тем, что при уплотненных зазорах эксплуатационные характеристики амортизатора, в том числе и его долговечность, выше, чем в случае отсутствия уплотнений. Но статистика свидетельствует, что сами уплотнительные кольца имеют, к сожалению, меньшую долговечность, чем наиболее трудоемкие детали амортизатора, такие, как цилиндр, поршень, шток, направляющая.

Как свидетельствует практика, долговечность существующей конструкции кольца, показанного на рис. 1, можно увеличить только одним способом — применением более износостойких материалов, потому что другие способы, например, увеличение толщины изнашиваемого слоя, реализовать невозможно: при большой толщине слоя материал перенапрягается и кольцо разрушается

при незначительных его деформациях. В частности, определено, что предельной толщиной слоя кольца для цилиндров диаметром до 50 мм является толщина 1—1,5 мм, т. е. отношение  $D/t$  должно быть равным 34—50. В амортизаторах отечественных автомобилей оно уже и так составляет величину, равную 21—26.

Увеличение толщины кольца нецелесообразно еще по той причине, что приводит к росту его жесткости, следовательно, и удельного давления на стенки цилиндра амортизатора, вызывая тем самым интенсивный износ как самого кольца, так и цилиндра.

Таким образом, при существующей конструкции кольца возможности увеличения долговечности его за счет роста толщины практически исчерпаны. Значит нужно менять его конструкцию. Примером такого изменения может слу-

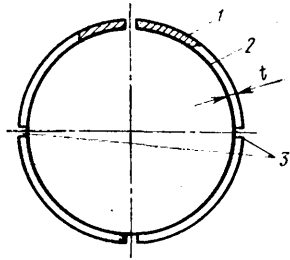


Рис. 2. Конструкция экспериментального кольца:  
1 — сегмент; 2 — упругий элемент; 3 — зазор между сегментами

жить сборное кольцо, показанное на рис. 2.

Как видно из рисунка, кольцо состоит из упругого элемента 1 и двух или более сегментов 2, выполненных из антифрикционного материала и разделенных узкими прорезями 3.

Чтобы сравнить качества серийно изготовляемых металлокерамических колец амортизаторов автомобилей ГАЗ-24 и новых сборных, были проведены экспериментальные исследования. В качестве упругого элемента в экспериментальных кольцах использовали стальную ленту толщиной от 0,1 до 0,4 мм по ГОСТ 21966—76 «Лента стальная холоднокатаная, термообработанная», а в качестве сегментов — разрезные серийные кольца. Сегменты припаивали к ленте оловянным припоем. Качество уплотнения зазора оценивали по величине усилия сопротивления амортизатора при ходе отбоя на дроссельном и клапанном режимах. Величину зазора между поршнем и цилиндром меняли за счет поршней, имеющих разные фактические диаметры (номинальный диаметр 30 мм).

Характер изменения усилия сопротивления амортизатора при ходе отбоя в зависимости от упругости опытных колец показан на рис. 3, а изменение

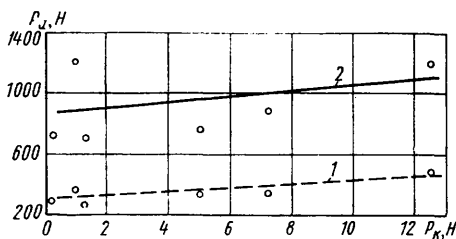


Рис. 3. Зависимость усилия  $P_a$  сопротивления амортизатора от упругости  $P_k$  кольца:  
1 — дроссельный режим; 2 — клапанный режим

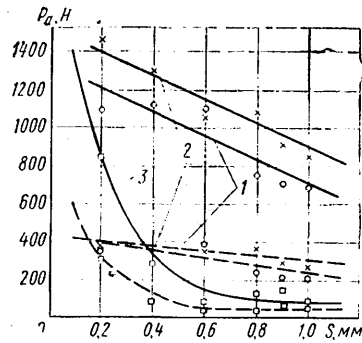


Рис. 4. Зависимость усилия  $P_a$  сопротивления амортизатора от зазора  $S$  между поршнем и цилиндром в случае клапанного (сплошные линии) и дроссельного (штриховые линии) режимов:  
1 — сборные (опытные) кольца упругостью 1 Н; 2 — серийные кольца упругостью 12,5 Н; 3 — неуплотненный поршень

усилия сопротивления между поршнем и цилиндром в зависимости от величины зазора — на рис. 4.

Из рис. 3 видно, что с увеличением упругости колец утечка жидкости через зазор между поршнем и цилиндром уменьшается как на дроссельном, так и клапанном режимах.

Исследования показали, что снижение усилия амортизатора с экспериментальными кольцами упругостью 0,2 Н, по сравнению с серийными упругостью 12,5 Н, составляет 18—20%, а из рис. 4 следует, что с увеличением зазора между поршнем и цилиндром усилие сопротивления амортизатора падает, поскольку увеличиваются утечки через зазоры, причем эти утечки на дроссельном режиме мало зависят от упругости колец.

Эффект уплотнения зазора поршневым кольцом начинает проявляться в области зазоров 0,1—0,15 мм, а в пределах 0,2—1,03 мм изменяется незначительно.

В ходе исследований установлено, что кольца новой конструкции упругостью менее 1 Н применять нецелесообразно из-за возможности заедания в канавках поршня и «неустойчивости» при транспортировке и сборке.

Эффективность сборных колец оценивали и по долговечности их работы при стендовых ускоренных испытаниях. Были проведены сравнительные испытания амортизаторов на износ с установленными в них серийными и сборными кольцами. Результаты исследований приведены на рис. 5. Приведенные зависимости показывают, во-первых, что интенсивность износа не зависит от конструкции колец; во-вторых, что аб-

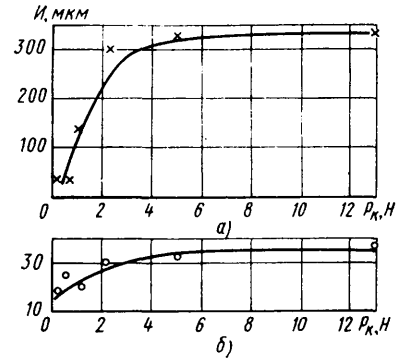


Рис. 5. Зависимость линейного износа от упругости кольца:  
а — линейный износ кольца; б — линейный износ цилиндра

солютная величина износа цилиндра (рис. 5, б) значительно меньше износа кольца (рис. 5, а); в третьих, что интенсивность износа колец резко возрастает с увеличением их упругости до 4—5 Н, а затем увеличивается незначительно. Минимальный износ колец и цилиндра наблюдается у амортизаторов при установке колец упругостью 0,2—1 Н. Например, износ цилиндра с кольцами упругостью свыше 6 Н больше в 1,8 раза, чем с кольцами упругостью до 1 Н.

Из приведенных результатов экспериментов можно сделать ряд практических выводов и рекомендаций

1. Кольцо сборной конструкции может иметь наперед заданную и постоянную в процессе эксплуатации жесткость (она в данном случае определяется толщиной упругого элемента и не зависит от толщины антифрикционных сегментов), нужную эпюру давления.

2. Для повышения долговечности как самих колец, так и цилиндров амортизаторов, а также сохранения достаточно надежного уплотнения зазора наиболее целесообразными являются кольца упругостью 1—1,5 Н (толщина упругой ленты ~0,15 мм).

3. Кольца малой упругости позволяют уменьшить величину износа колец и цилиндров, что приведет к увеличению долговечности амортизатора в целом.

4. Для обеспечения малой жесткости колец необязательно использовать отдельный упругий элемент. Если кольцо выполняется из достаточно вязкого материала, обладающего значительной упругостью, то малая жесткость кольца может быть обеспечена путем нанесения разрезов на внешней его стороне.

5. В технической документации наряду с ограничением размеров поршневых колец необходимо указывать их упругие характеристики, а также методы и средства контроля этих характеристик.

## О максимальном коэффициенте динамичности трансмиссии грузового автомобиля

В. В. ТАБОЛИН, С. С. МАЛОВ, Е. А. ЗЕЛЬЦЕР, канд. техн. наук С. П. КОНТАНИСТОВ, В. Г. КИРШИН  
Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины, НАМИ

Известно, что одним из важных показателей нагруженности трансмиссии автомобилей на переходных режимах их движения является коэффициент динамичности. Между тем, о его зависи-

мых величинах единого мнения до сих пор нет. Так, в работе [1], посвященной экспериментальному исследованию динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при разгоне, указывается,

сцепления с механическим приводом, показано, что максимальные экспериментальные коэффициенты динамичности всегда больше 2. В работах [2 и 3], наоборот, доказывается, что максималь-

Таблица 1

Передача (высшая)	Приведенные к валу двигателя параметры автомобиля КраЗ					Квадрат парциальных частот звеньев	
	$J_1$ , кг·м <sup>2</sup>	$J_2$ , кг·м <sup>2</sup>	$J_3$ , кг·м <sup>2</sup>	$C_1$ , Н·м	$C_2$ , Н·м	I звено	II звено
Вторая	0,3	0,2	8,9	380	800/1700*	3250	4000/5650
Третья	0,56	0,74	32,3	1320	2900/6200	4300	
Четвертая	1,0	1,7	74,6	3200	6600/14600	5100	
Пятая	1,8	3,8	169	7280	15000/32000	6000	

\* В числителе — значение для шин ВИ-3; в знаменателе — для шин ИЯВ-12.

ный расчетный коэффициент динамичности трансмиссии современных автомобилей должен быть меньше 2.

Эти противоречивые результаты расчетов и экспериментальных исследований далеко не безынтересны для практики: если неверен первый вывод, то это означает, что при расчетах на прочность динамический крутящий момент, а следовательно и масса трансмиссии, окажутся завышенными. Если же ошибочен второй вывод, трансмиссия будет недостаточно прочной.

Чтобы выяснить, каковы же действительные значения максимального коэффициента динамичности трансмиссии, в частности трансмиссии автомобилей семейства КраЗ с колесной формулой 6×4, а также других отечественных грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2, в НАМИ и производственном объединении «КраЗ» было проведено исследование данного вопроса. С этой целью была разработана двухзвенная (трехмассовая) динамическая модель автомобилей (рис. 1); определены

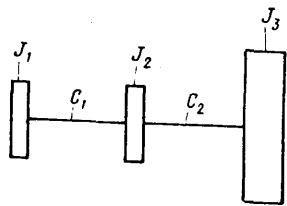


Рис. 1. Расчетная динамическая схема автомобиля:

$J_1$  — суммарный момент инерции (ведомой части сцепления, коробки передач, раздаточной коробки);  $J_2$ ,  $J_3$  — соответственно моменты инерции ведущих колес и автомобиля;  $C_1$  — жесткость полуосей и других валов трансмиссии;  $C_2$  — жесткость шин ведущих колес

приведенные к валу двигателя параметры динамической системы — моменты инерции  $J$  каждой массы и жесткости  $C$  упругих элементов звеньев на всех передачах (табл. 1); подсчитаны парциальные частоты  $\omega^2$  звеньев и построен график их зависимости от передаточных чисел трансмиссии  $i = i_{п.к}$  (рис. 2); подсчитаны значения максимальных расчетных коэффициентов динамичности трансмиссии.

На рис. 2 приведены зависимости парциальных частот звеньев для автомобиля КраЗ от передаточных чисел трансмиссии. Как видно из рисунка, парциальные частоты звеньев для широкопрофильных шин ВИ-3 равны при передаточном числе  $i = 2,28$  на четвертой низшей передаче, а для сдвоенных шин при  $i = 0,81$  на пятой высшей передаче. Величины максимальных коэффициентов динамичности, рассчитанные в соответствии с работой [3], для указанных выше передач

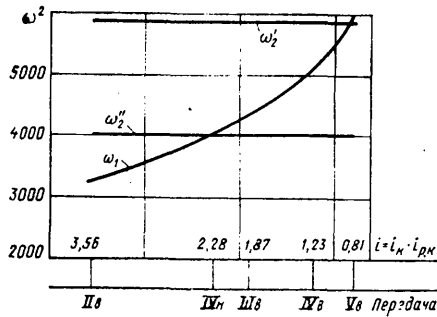


Рис. 2. Зависимость парциальных частот звеньев колебательной системы от передаточных чисел трансмиссии автомобиля КраЗ ( $i_k$ ).  $i_{п.к}$  — передаточные числа коробки передач и раздаточной коробки;  $\omega_2''$  — парциальные частоты второго звена со сдвоенными шинами;  $\omega_1''$  — парциальные частоты второго звена с широкопрофильными шинами;  $\omega_1''$  — парциальные частоты первого звена трансмиссии

автомобиля КраЗ, а также для других моделей грузовых автомобилей с колесными формулами 6×4 и 4×2 приведены в табл. 2. Как видно, они лежат в узких пределах: 1,45—1,475. Это соотношение отражает опыт заводов по конструированию трансмиссии и ходовой части автомобилей и показывает, что отношение приведенных жесткостей валов трансмиссии и шин для грузовых автомобилей находится в пределах 0,2—0,225. Отклонение расчетного максимального коэффициента динамичности от указанной величины может быть вызвано как применением шин с малой тангенциальной жесткостью, (широкопрофильных и апрочных), так и особенностью конструкции, например, применением колесных редукторов.

Таблица 2

Грузоподъемность автомобиля, т	Колесная формула	Жесткости трансмиссии и шин при равенстве парциальных частот звеньев, Н·м		Максимальный расчетный коэффициент динамичности трансмиссии
		$C_1$	$C_2$	
4	4×2	125	650	1,44
5,5	4×2	113	566	1,447
8,5	6×4	7300	32000	1,475
с шинами ИЯВ-12		1320	2900	1,68
с шинами ВИ-3				

После расчетного определения коэффициента динамичности была проведена экспериментальная проверка его для автомобиля семейства КраЗ с широко-

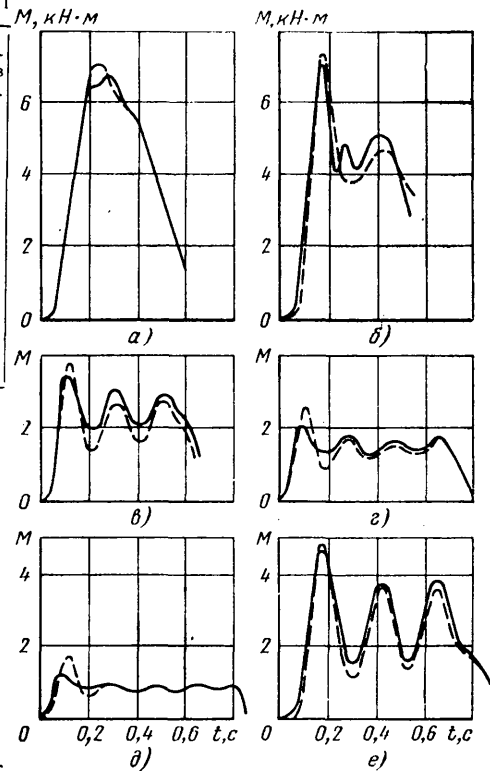


Рис. 3. Изменение крутящих  $M$  моментов на карданном валу привода среднего моста (штриховые линии) и на карданном валу привода заднего моста (сплошные линии) автомобиля КраЗ (масса 20 000 кг, колесная формула 6×4, шины — широкопрофильные ВИ-3, привод — дифференциальный) при трогании быстрым включением сцепления: на первой (а), второй (б), третьей (в), четвертой (г), пятой (д) высших и четвертой низшей (е) передачах

профильными шинами ВИ-3. В ходе эксперимента трогание автомобиля осуществлялось быстрым включением сцепления на всех передачах при одной и той же начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (1800 мин<sup>-1</sup>). Осциллограммы крутящих моментов на карданных валах для всех высших и четвертой низшей передачи приведены на рис. 3. (Отметим принципиальное отличие в характере протекания переходных процессов в трансмиссии при быстром включении сцепления на различных передачах. Так, на первой передаче сцепление включается без пробуксовки; на третьей — пятой передачах — сначала буксует, а затем надежно включается; на второй — участки буксования чередуются с участками надежного включения). Как видно из рис. 3, переходный процесс на четвертой низшей передаче имеет значительно большие амплитуды, чем на всех других передачах, для которых характерна пробуксовка сцепления. Объясняется это большей связностью звеньев, обусловленной равенством их парциальных частот.

По осциллограммам для всех передач с буксованием сцепления определялись величины динамического момента трения сцепления  $M_{ст}$ . (Так как момент инерции автомобиля значительно превосходит величину момента инерции колес и ведомых частей сцепления, то момент трения сцепления можно считать равным постоянной составляющей переходного процесса.) Характер изменения этого момента, определенного при  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup> и приведенного к коленчатому валу дизеля, показан на рис. 4. Как видно из рисунка, он изменяется незначительно — от 2,5 кН·м на второй передаче до 2,2 кН·м

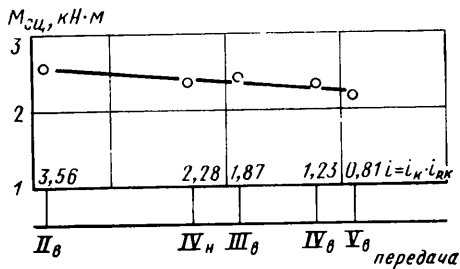


Рис. 4. Динамические моменты трения сцепления, определенные по осциллограммам испытаний на различных передачах при одинаковой начальной частоте вращения вала двигателя 1800 мин<sup>-1</sup>

пятой высшей передаче. Объясняется это тем, что при резком включении сцепления и одинаковых начальных частотах вращения коленчатого вала дизеля угловая скорость относительного скольжения пар трения сцепления на пятой высшей передаче значительно больше, чем на второй высшей, а с увеличением скорости буксования, как известно, уменьшается коэффициент трения.

На каждой передаче определялась величина экспериментального коэффициента динамичности  $K_3$  (рис. 5) как отношение

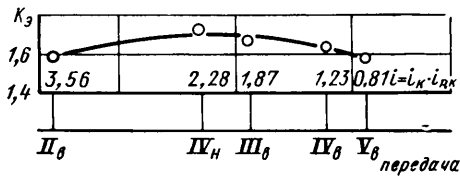


Рис. 5. Экспериментальные коэффициенты динамичности трансмиссии, определенные по осциллограммам испытаний на различных передачах при начальной частоте вращения вала двигателя 1800 мин<sup>-1</sup>

пикового момента к динамическому моменту трения сцепления. Как видно из рисунка, величины экспериментальных коэффициентов динамичности изменяются в зависимости от передаточных чисел и имеют максимальное значение, равное 1,71 на четвертой нижней передаче. Его величина отличается от расчетной лишь на 1—2%, т. е. практически с ней совпадает.

Таким образом, в результате экспериментальных исследований установлено, что у всех рассмотренных грузовых автомобилей при некоторых передаточных числах трансмиссии парциальные частоты звеньев равны и, вследствие этого, коэффициенты динамичности имеют максимальные значения. Величины макси-

мальных коэффициентов динамичности, определенные расчетным путем, совпадают с экспериментальными и по величине всегда меньше 2. Такими их и следует принимать на стадии проектирования (при выборе конструкции трансмиссии и ходовой части автомобиля, а также для расчета деталей трансмиссии на прочность).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов С. Г., Лапшин С. А., Сухов Э. В. Анализ динамических нагрузок в силовой передаче при включении муфты сцепления. — Материалы межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. п. 1. Минск: БПИ, 1971, с. 119—138.
2. Малашков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих в сцеплении при его быстром включении. — Автомобильная промышленность, 1974, № 12, с. 13—17.
3. Зельцер Е. А., Иванов С. Н. К вопросу снижения динамической нагруженности трансмиссии автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1981, № 4, с. 17—18.

УДК 629.113—592.131.001.24:536.5

## К расчету температурных напряжений тормозного барабана автомобиля

Канд. техн. наук Г. И. МАМИТИ

Могилевский машиностроительный институт

ЭНЕРГИЯ движущегося автомобиля при торможении превращается в тепловую, которая расходуется в основном на нагрев тормозных барабанов.

Исследованиями установлено, что наибольшие температурные напряжения в

барабанах возникают при двух видах их температурного нагружения — когда весь тормозной барабан, т. е. его цилиндрическая и кольцевая части, нагрет равномерно и когда нагрета равномерно только его цилиндрическая часть. Первый случай характерен для работы тормозов в режиме длительного торможения, второй — экстренного.

Для обоих случаев получены математические формулы, расчет по которым дает хорошее совпадение с экспериментальными данными.

Так, расчет температурных напряжений тормозного барабана автомобиля БелАЗ-540 показал (рис. 1), что максимальные напряжения действуют в зоне

закрепления тормозного барабана, по внутреннему контуру кольцевой пластины. Это также подтверждается экспериментом и практикой эксплуатации. Например, при исследовании температурного состояния тормозного барабана автомобиля БелАЗ-540 на инерционном стенде установлено, что барабан разрушается из-за появления и распространения сквозных окружных и радиальных трещин, образующихся в отверстиях закрепления, а также из-за отрыва барабана вблизи закреплений<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Мамити Г. И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных тормозов. Автогазотракторостроение. Вып. 13. Минск: Высшая школа, 1979, с. 15—17.

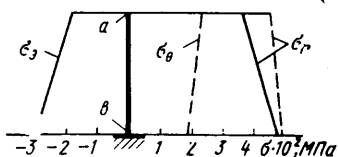


Рис. 1. Распределение температурных напряжений вдоль кольцевой пластины (фланца тормозного барабана)

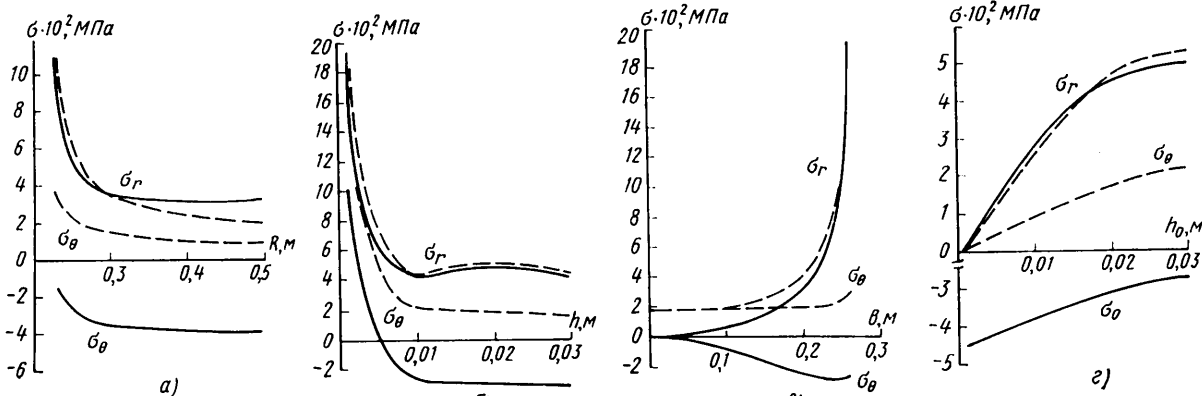


Рис. 2. Зависимость температурных напряжений от  $R(a)$ ,  $h(б)$ ,  $b(в)$  и  $h_0(г)$

На рис. 2 приведены результаты расчета на ЭВМ температурных напряжений, действующих на внутреннем контуре кольцевой пластины при равномерном (сплошные линии) и неравномерном (штриховые линии) нагреве тормозного барабана до 570 К и изменении конструктивных параметров тормозного барабана.

Из рисунка видно, что, например, при увеличении радиуса барабана темпера-

турные напряжения (рис. 2,а) в его фланце (кольцевой пластине) сначала уменьшаются довольно резко, а затем влияние радиуса практически перестает сказываться. Примерно так же (рис. 2,б) влияет и увеличение толщины кольцевой пластины. Возрастание радиуса закрепления кольцевой пластины (рис. 2,в) и толщины цилиндрической оболочки (рис. 2,г) усиливает напряженное состояние тормозного барабана.

Таким образом, полученные расчетные формулы отражают фактическую картину распределения температурных напряжений в тормозном барабане. Следовательно, расчет по ним позволяет отказаться от дорогостоящих и длительных экспериментов при проектировании наиболее сложно и тяжело нагруженной детали автомобиля — тормозного барабана.

# ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.787.4:621.824.44.002.2

## Чистовое накатывание шлицевых поверхностей

В. С. ПАРФИЯНОВИЧ

Минский автозавод

Наиболее прогрессивными методами обработки шлицев на валах и в отверстиях являются методы поверхностного пластического деформирования, так как они обеспечивают высокую производительность, малую шероховатость поверхностей и улучшают качество изготавливаемых деталей. Один из таких методов заключается в продольном накатывании всех шлицев одновременно расположенными по окружности и охватывающими вал дисковыми роликами, число которых равно числу шлицев на валу, а их рабочий профиль соответствует контуру накатываемых шлицев.

Этот метод обработки применяется преимущественно с целью формообразования прямоугольных и эвольвентных шлицев и получения при этом окончательных размеров их профиля. Он позволяет заменить малопродуктивную обработку нарезания шлицев фрезерованием. Накатывание шлицев производят в специальных устройствах, устанавливаемых на гидравлические прессы, либо на специальные станки.

Однако формообразующее накатывание из-за недостаточной точности получаемых шлицев широкого распространения на заводах еще не получило. В частности, продольное накатывание так же, как и другие методы пластического деформирования, не позволяет получать прямобочные шлицы повышенной точности (в ряде случаев не обеспечивает и нормальную точность), а также шлицы для соединений тяжелой серии (ГОСТ 1139—80), которые отличаются от шлицев соединений малой и средней серий увеличенным в 2 раза числом шлицев и их глубиной и во столько же раз уменьшенными размерами толщины зубьев (с соотношением глубины шлицев к толщине зубьев  $\geq 1$ ).

Шлицевые отверстия из-за отсутствия раскатного инструмента и недостаточной радиальной жесткости обрабатываемых деталей не обрабатываются методом формообразующего накатывания. Шлицы в отверстиях нарезаются протяжками, которые часто не обеспечивают требуемую шероховатость 6 класса на боковых поверхностях профиля. При протягивании шероховатость указанных поверхностей получают в пределах 4—5 классов, что снижает качество обрабатываемых деталей.

На Минском автозаводе разработаны конструкции шлиценкатных устройств и многороликовых раскатников для чистового продольного накатывания поверхностей прямобочных шлицев в отверстиях и на валах, имеющих различные соединения, включая и соединения тяжелой серии.

Шлиценкатное устройство (рис. 1) состоит из многороликовой головки и прикрепленного к ее основанию силового гидроцилиндра. В конусное отверстие корпуса, представляющего собой жесткую трубу, вставлена разрезная втулка 2. В ее цилиндрическом отверстии по окружности набраны сегментные планки 10, число которых равно числу шлицев на обрабатываемом валу. Последние сопряжены между собой по

диаметральным плоскостям и прилегают к разрезной втулке своими внешними цилиндрическими участками.

На сегментных планках со стороны, обращенной к вершине их центрального угла, прорезаны пазы и выполнены две базовые поверхности, на которые установлены опорные пластины 9 прямоугольного сечения. Поверхности каждой пары пластины, обращенные к оси устройства, лежат в плоскостях, образующих правильный многогранник.

В профильном отверстии между пластинами помещен сепаратор 4 с дисковыми роликами 6 и осями 7. Сепаратор выполнен в виде катушки с прямоугольными окнами для роликов. Он установлен на фланец опорной пяты 5, закрепленной на верхнем конце штока 11, и вместе с ним на холостом ходу может перемещаться вдоль оси в обоих направлениях.

В накатных роликах имеется цилиндрическое отверстие и наружный рабочий профиль, соответствующий профилю шлицев на обрабатываемом валу. Ролики, насаженные на цилиндрические оси, жестко соединены с ними прессовой посадкой. Кроме того, ролики помещены между опорными пластинами с возможностью свободного перемещения вдоль своих осей: в обе стороны на 0,2—0,3 мм, при этом с одной стороны осей ролики частично входят в пазы сегментных планок, с другой — в окна сепаратора, а концы осей, выступающие из роликов, установлены на опорные пластины. В сепараторе ролики удерживаются двумя его торцами, охватывающими их наружные поверхности, и наружным диаметром, обращенным к осям.

Разрезная втулка 2 торцом установлена на основание 14 и сцентрирована на нем упорным диском 13, помещенным частично в выточку основания и являющимся нижним упором для сегментных планок и пластин.

На верхний конец корпуса насажено кольцо 3, соединенное с основанием стяжными болтами 1. Над сегментными планками 10 и пластинами 9 в отверстии втулки 2 расположен верхний упорный диск 8, который через кольцо 3 прижат к их торцам винтами.

На базовых поверхностях сегментных планок опорные пластины от бокового перемещения удерживаются пластинчатыми пружинами 18 и 12, охватывающими с двух сторон хвостовики пластин и помещенными в торцовые пазы сегментных планок, а от продольного и радиального движения к оси устройства — верхним 8 и нижним 13 упорными дисками.

Основание 14 роликовой головки установлено на опорное кольцо 15 и присоединено к нему болтами. В отверстие кольца 15 вставлена и прикреплена своим фланцем ступенчатая втулка 16, к которой на резьбе присоединен гидроцилиндр 17 поршневого типа.

Нкатные ролики, их оси и опорные пластины изготавливаются из стали Р18 и Р6М5 (HRC 62—65), сегментные планки — из стали Х12М (HRC 58—60), разрезная втулка и корпус — из стали У10 (HRC 58—62).

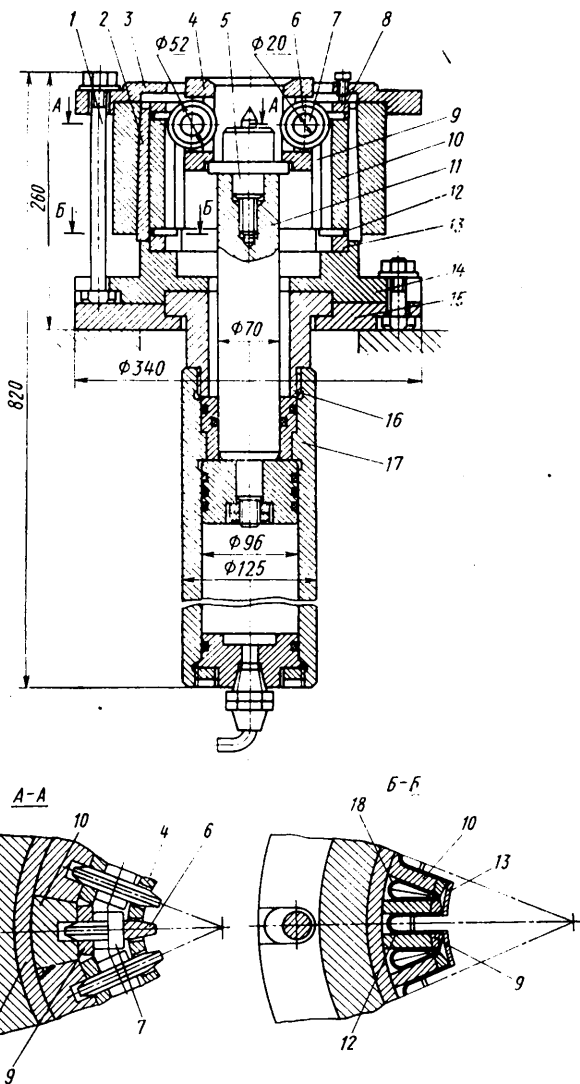


Рис. 1. Устройство для чистового накатывания шлицев на валах

Устройства описанной конструкции применяют для размерно-чистового накатывания шестнадцати шлицев двух типов размеров тяжелой серии на деталях десяти наименований для автомобилей ГАЗ-51 и трактора «Кировец» К-700.

Накатываемые детали изготавливают из стали 40 ( $HV\ 156-207$ ) и стали 40X ( $HV\ 179-229$ ). Размеры шлицевой части деталей автомобилей ГАЗ-51 и трактора К-700 соответственно составляют: толщина зубьев — 3,5 и 5 мм; наружный диаметр — 38 и 65 мм; наименьший внутренний диаметр 30,5 и 51 мм; длина накатываемой части шлицев — 135 и 96 мм; допускаемые отклонения на толщину зубьев — 0,05 и 0,09 мм.

Накатывание шлицев выполняют вместо шлифшлифования и производят после нарезания их червячными фрезами с припуском под накатывание 0,15—0,25 мм на толщину зуба. Параметр шероховатости на боковых сторонах фрезерованных зубьев перед накатыванием составляет  $Ra=40\div 20$  мкм, что соответствует 4—5 классам.

Процесс накатывания выполняют на гидравлическом прессе за один двойной ход обрабатываемой детали.

Перед накатыванием устройство кольцом 15 устанавливают соосно штоку на стол пресса и закрепляют на нем, а гидроцилиндр располагают под столом и нижнюю его полость шлангом высокого давления или трубой гидравлически соединяют с нижней полостью гидроцилиндра пресса. После этого включают рабочий ход гидроцилиндра 17, перемещают шток 11 с сепаратором и роликами и устанавливают их в исходное крайнее верхнее положение.

Накатывание шлицев осуществляют следующим образом. Обрабатываемую деталь вставляют в отверстие сепаратора и центровым отверстием надевают на центр опорной плиты так, чтобы ролики вошли в шлицы детали. Затем включают рабочий ход штока пресса. При движении последнего прикрепленная к нему конусная верхняя опора вводится в центровое отверстие детали. При дальнейшем движении штока пресса за счет осевой нагрузки и припуска на накатывание деталь за-

клиннвается между роликами, и вследствие контактного трения ролики приводятся во вращение и перемещаются вместе с сепаратором вдоль оси в ту же сторону, что и обрабатываемая деталь. При этом ролики катятся рабочим профилем по боковым поверхностям шлицев, а их оси — по опорным пластинам. При движении детали вместе с ней опускается вниз шток 11 гидроцилиндра устройства.

После продвижения детали относительно роликов на длину накатываемой шлицевой части прямой ход штока пресса останавливают и переключают на обратный. Одновременно с этим включается рабочий ход штока 11 (снизу вверх). Шток пресса уходит вверх, а шток устройства толкает деталь в обратном направлении до выхода ее из роликов.

При обратном ходе ролики вращаются и катятся в противоположные стороны и вторично накатывают шлицы. После завершения процесса деталь удаляют из устройства и загружают следующую.

Длина осевого рабочего хода обрабатываемой детали больше, чем длина накатываемой части шлицев. Скорость осевого рабочего (прямого и обратного) хода при накатывании деталей составляет 5—7 м/мин. Осевое усилие при обработке шлицевых валов автомобилей ГАЗ-51 не превышает 20 кН, а валов трактора К-700 — 40 кН. Время на обработку одной детали составляет 15—20 с.

В процессе накатывания высота шероховатости боковых поверхностей зубьев в зависимости от величины припуска уменьшается до 6,3—1,6 мкм (7—9 класс). На накатанных деталях разноразмерность толщины зубьев и взаимная непараллельность их боковых поверхностей в поперечном сечении находится в пределах 0,010—0,025 мм при исходной разноразмерности толщины до 0,03 мм и непараллельности в том же сечении до 0,05 мм. Погрешности по окружному шагу зубьев находятся в пределах допускаемых отклонений.

Продольная непараллельность (винтообразность) зубьев исправляется незначительно, примерно на 10—15% по сравнению с той, какой она получается при фрезеровании шлицев, так как при накатывании ролики самоустанавливаются по боковым поверхностям фрезерованных зубьев. Поэтому при фрезеровании под накатывание шлицев продольную непараллельность выдерживают в пределах допускаемых отклонений.

После накатывания шлицевую часть деталей подвергают термической обработке ТВЧ до твердости  $HRC\ 40-45$ , а затем шлифуют зубья по наружному диаметру. Припуск на шлифование не оставляют, так как при накатывании, вследствие пластического течения металла, высота зубьев увеличивается на 0,4—0,6 мм.

Контроль деталей после накатывания, а также после термообработки и шлифования наружного диаметра зубьев, осуществляют комплексными калибрами и предельными скобами.

Толщина зубьев и точность их расположения после термообработки сохраняются такими же, как и после накатывания, а шероховатость боковых поверхностей уменьшается в пределах одного класса.

Применение сегментных планок, установленных в корпусе неподвижно, мерных опорных пластин, а также жесткое соединение роликов с осями и самоустановка роликов вдоль осей, позволило размещать оси роликов относительно центральной оси головки с высокой точностью (до 0,01 мм), совмещать профиль роликов с профилем накатываемых шлицев и обеспечило более устойчивое положение роликов на опорных пластинах. Благодаря такому конструктивному исполнению основных деталей головки исключена сложная и трудоемкая индивидуальная регулировка роликов, повышена точность накатывания шлицев, упрощена и уменьшена трудоемкость технического обслуживания, профилактического осмотра и ремонта устройства. При износе пластин и осей их легко заменить новыми.

Опыт заводов, применяющих накатывание шлицев, показал, что в тех случаях, когда по какой-либо причине невозможно внедрить в производство формообразующее накатывание, экономически выгодно и целесообразно применить чистовое накатывание боковых поверхностей шлицев после их предварительного нарезания.

В результате внедрения чистового накатывания исключены трудоемкие операции шлифшлифования, часто не обеспечивавшие требуемый 7 класс шероховатости, высвобождено 24 шлифшлифовальных станка и 11 рабочих, сокращено более чем в 20 раз машинное время на чистовую обработку шлицев, улучшено качество деталей, уменьшен на 300 тыс. кВт·ч в год расход электроэнергии. Годовой экономический эффект, полученный от внедрения только за счет снижения затрат в производстве, составил 136 тыс. руб.

Применяемые устройства надежны в работе, обеспечивают стабильную точность и чистоту обработки и имеют достаточно большой срок службы. Одним комплектом сменных рабочих



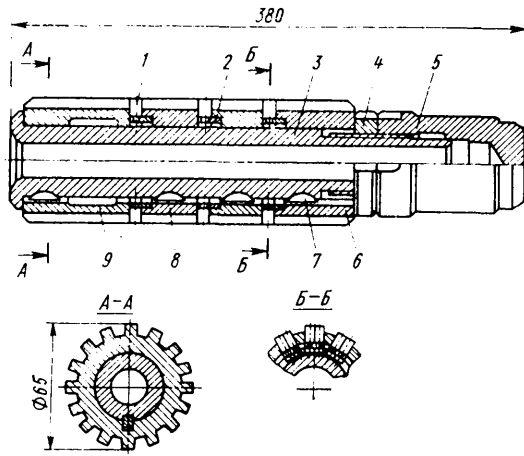


Рис. 2. Многороликовый раскатник для накатывания боковых поверхностей прямоочных шлицев в отверстии

элементов (роликов, осей и опорных пластин) без смазки и охлаждения обрабатывают 50 тыс. деталей, что составляет 6,7 тыс. м длины шлицев на валах автомобилей ГАЗ-51 и 4,7 тыс. м на валах трактора К-700.

Многороликовый трехрядный раскатник (рис. 2) применяется в массовом производстве на Гродненском заводе карданных валов им. 50-летия СССР для чистовой обработки боковых поверхностей шлицев прямоочного профиля в 16 шлицевых отверстиях (наружный диаметр 65 мм, внутренний 56 мм, ширина шлицев  $5^{+0,048}$ , глубина отверстия 160 мм) скользящих вилок карданного вала, изготавливаемых из стали 40X твердостью  $HV\ 229-269$ .

На оправку 3 раскатника насажены и сориентированы между собой шпонками 7 шлицевые втулки — передняя 9, две промежуточные 8 и задняя 6. Все втулки сжаты гайками 4 и 5, причем гайка 5 выполняет роль контргайки, а также рукоятки и удлинителя, предназначенного для проталкивания раскатника через шлицевое отверстие детали.

На передней 9 и промежуточной 8 втулках имеются прямоугольные пазы, расположенные радиально и симметрично относительно зубьев. В эти пазы помещены деформирующие ролики 1, причем в каждый паз вставлено по два ролика (сечение  $B-B$ ). Торцами они опираются на оправку 3 и удерживаются стопорными кольцами 2, помещенными в выточки втулок 6 и 8. Число роликов в 2 раза больше, чем число шлицев в обрабатываемом отверстии.

Ролики из стали P18, P9 или P6M5 имеют твердость  $HRC\ 62-65$ , а шлицевые втулки из стали У8А —  $HRC\ 50-55$ . В од-

ном раскатнике установлены ролики двух диаметральных размеров. Половина из них имеет диаметр 2,65 мм, а остальные — 2,57 мм. В пазы первого ряда помещено по два ролика меньшего диаметра, в пазы третьего ряда — по два большего диаметра и в пазы среднего ряда — по одному ролику меньшего и большего диаметров. Такой набор роликов обеспечивает обработку шлицев с припуском на каждый ряд роликов.

При обработке шлицев раскатник проталкивается через отверстие детали. Операция выполняется на гидравлическом прессе после нарезания шлицев протягиванием в размер  $5^{+0,015}_{-0,025}$  мм. Раскатывание всех шлицев происходит за один проход инструмента. Каждый шлиць раскатывается тремя парами роликов, которые при осевом движении взаимодействуют между собой своими образующими и вследствие натяга и контактного трения катятся по боковым поверхностям шлицев и сглаживают их неровности. При этом ролики, помещенные в один паз, вращаются в противоположные стороны. Нормальное давление от поверхностей воспринимается самими роликами, а осевая нагрузка — шлицевыми втулками 6 и 8.

Скорость осевого хода раскатника равна 5—8 м/мин. Машинное время на одну деталь составляет 2—3 с, величина пластической деформации — 0,03—0,05 мм на ширину шлица при исходной шероховатости 4—5-го классов, натяг на два ролика первого ряда — 0,1—0,14 мм. Осевое усилие на проталкивание раскатника — 30—40 кН.

Шероховатость раскатанной поверхности в зависимости от исходной шероховатости и величины припуска находится в пределах 7—8-го классов. Рассеивание размеров ширины шлицев не превышает 0,015 мм при разноразмерности перед раскатыванием, достигаемой 0,03 мм. Расположение шлицев по окружности, проверяемое комплексным калибром, находится в пределах допускаемых отклонений.

Применяемые раскатники надежны в работе и имеют достаточно большой срок службы. Одним комплектом роликов (96 шт.) из стали P18 можно обрабатывать 3,5—4 тыс. деталей, что составляет 560—640 м длины шлицевых отверстий.

Ролики выходят из строя вследствие износа их рабочих поверхностей. При восстановлении раскатников изношенные ролики третьего ряда заменяют новыми, а ролики из второго и третьего рядов переставляют соответственно в первый и второй ряды. Другие детали раскатников практически мало изнашиваются. Поверхности торцов шлицевых втулок, взаимодействующие с роликами, можно восстанавливать до 10 раз путем шлифования их плоскостей.

Раскатывание шлицев в отверстиях является дополнительной операцией, имеющей сравнительно небольшую трудоемкость. Эффективность от ее применения заключается в том, что она обеспечивает требуемый 7-й класс шероховатости на боковых поверхностях шлицев, которая не достигается протягиванием, повышает точность обработки, упрочняет поверхности шлицев и за счет этого улучшает качество деталей, повышает надежность и долговечность шлицевых соединений карданных валов.

Раскатывание шлицев в отверстиях является дополнительной операцией, имеющей сравнительно небольшую трудоемкость. Эффективность от ее применения заключается в том, что она обеспечивает требуемый 7-й класс шероховатости на боковых поверхностях шлицев, которая не достигается протягиванием, повышает точность обработки, упрочняет поверхности шлицев и за счет этого улучшает качество деталей, повышает надежность и долговечность шлицевых соединений карданных валов.

УДК 621.787.4.07.004.6

## Влияние формы рабочих поверхностей шлицевых дорнов на их размерный износ и параметры дорнования

Канд. техн. наук Я. А. СИМАХИН, Ф. Н. САЛАХОВ, А. М. НЕЖИНСКИЙ

Курганский машиностроительный институт

В АЖНЫМ показателем процесса дорнования шлицевых отверстий является размерная стойкость инструмента. Этот параметр существенно влияет на качество обработки, точность и энергетические затраты. Об этом же говорит и практика применения дорнования. Особенно остро встает вопрос стойкости дорнов при обработке поверхностей, имеющих высокую твердость. При калибровании шлицевых отверстий шестерен из сталей, легированных хромом и никелем, когда при термообработке твердость может достигать  $HRC\ 50-60$ , использование дорнов из инструментальных сталей экономически невыгодно из-за низкой стойкости. Применение инструментальных сталей целесообразно до твердости обрабатываемых поверхностей  $HRC\ 42-45$ . При более высокой твердости обрабатываемых поверхностей на заборном конусе калибрующей ленточки инструмента довольно быстро появляются признаки износа, что сказывается на качестве обрабатываемой поверхности.

На размерный износ наряду с физико-механическими свойствами материала существенно влияет и форма рабочих поверхностей инструмента. При изготовлении дорнов применяют различную геометрию заточки инструмента: с цилиндрической ленточкой, двойной и сферической формами заточки заборной части и т. д. Наибольшее распространение получила (традиционная) форма заточки дорнов, когда инструмент имеет заборную и обратную части в виде конуса и цилиндрическую часть в виде ленточки разной ширины (рис. 1, а). Надо отметить, что влияние таких параметров инструмента, как угол заборного конуса  $\alpha$  и ширина цилиндрической ленточки  $b$ , на силовые и качественные показатели процесса изучены довольно подробно, а влияние формы заточки инструмента на износ, стойкостные показатели и силу дорнования недостаточно.

При дорновании основная работа по деформации металла происходит в зоне заборного конуса, а в зоне цилиндрической

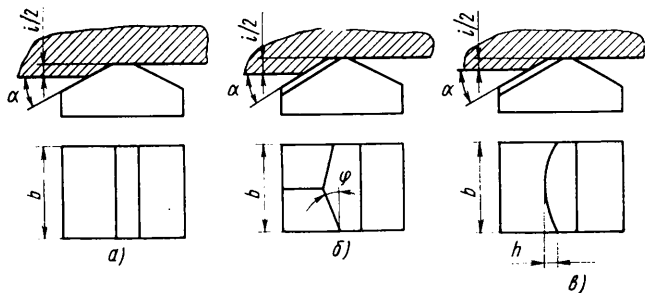


Рис. 1. Схемы обработки дорнами с различной формой заточки заборной части: а — в виде конуса; б — цилиндрическая; в — сферическая

ленточки процесс считается установившимся и здесь действуют только силы трения, которые можно рассчитать и учесть при ведении процесса. Однако, как показали исследования, износ по цилиндрической ленточке происходит очень быстро, если учитывать только силы трения на этой поверхности. Это объясняется тем, что на износ инструмента по цилиндрической ленточке существенное влияние оказывает износ по заборному конусу. Так как в этой зоне возникают наибольшие контактные давления, износ по заборному конусу протекает интенсивнее, что приводит к изменению первоначальной геометрии и формы заточки инструмента, а, соответственно, увеличению контактных давлений на цилиндрической ленточке. Таким образом, изменяя условия деформирования металла в зоне заборного конуса, можно управлять размерным износом по цилиндрической ленточке.

Традиционную форму заточки инструмента (форму заборного конуса) нельзя считать самой рациональной с точки зрения условий деформирования металла.

В работе [1] приведены результаты исследований различных форм моделей инденторов при пластическом контакте. Установлено, что наилучшими формами являются эллипсоид, сфера и клин. При изготовлении дорнов наиболее легко реализуется клиновидная форма заборной части.

На рис. 1 приведены схемы обработки дорнами с различной формой заточки заборной части, исходя из которых можно рассчитать механическую составляющую коэффициента трения при пластическом оттеснении металла.

Сопротивление пластическому оттеснению металла также зависит от формы заточки и имеет меньшие значения при сферической или клиновидной заборной части инструмента, чем при традиционной форме заточки. Кроме того нормальная сила больше, чем при традиционной форме, и зависит от угла  $\varphi$ . Величина сопротивления оттеснению металла в тангенциальном направлении постоянна.

При постоянной адгезионной составляющей суммарный коэффициент трения при сферической и клиновидной формах заточки меньше, что может привести к уменьшению интенсивности износа и энергетических затрат дорнования. Здесь нужно учитывать, что клиновидная форма заточки является промежуточной между сферической и традиционной формами.

Экспериментальные исследования подтвердили изложенные положения. Дорнованию подвергали шлицевые отверстия Д-10×45×50Н9×8Д9 во втулках из стали 40Х. Твердость обрабатываемых поверхностей после термообработки втулок находилась в пределах HRC 47—49. Обработку производили по наружному диаметру шлицевого отверстия на универсальной испытательной машине УММ-50.

В качестве инструмента применяли специальные шлицевые дорны с двумя противоположно расположенными деформирующими элементами, изготовленными из быстрорежущей стали Р6М5 и твердого сплава ВК8. Заборную часть деформирующих элементов затачивали по традиционной форме (см. рис. 1,а) и в форме клина (см. рис. 1,б).



Рис. 2. Деформационная волна перед дорном: а — при обработке инструментом с клиновидной формой заточки; б — при традиционной форме заточки

В результате экспериментов установлено, что при клиновидной форме заточки сила дорнования меньше. Это можно объяснить тем, что в процессе дорнования перед инструментом образуется волна металла, на передоформирование которой необходимы дополнительные затраты энергии. При традиционной форме заточки эта волна значительно больше, чем при клиновидной (рис. 2). Когда обработка производится дорном с клиновидной формой заточки, схема течения металла изменяется. Здесь вступает в силу эффект работы клина [2]. Объем металла, подвергнутого передоформированию, уменьшается, снижаются энергетические затраты на передоформирование, что приводит к снижению деформационной составляющей силы дорнования. В проведенном эксперименте снижение силы дорнования получилось несколько меньшим ожидаемого из-за возрастания силы трения, так как площадь контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью увеличилась. При значениях угла  $\varphi$ , близких к  $90^\circ$ , можно повысить силу дорнования за счет увеличения силы трения.

Кроме этого с увеличением натяга дорнования эффективность клиновидной формы заточки инструмента возрастает, что можно объяснить увеличением удельного веса деформационной составляющей силы дорнования. Известно, что с увеличением степени внедрения индентера в обрабатываемую поверхность адгезионная составляющая коэффициента трения уменьшается, а это приводит к снижению силы трения по контактирующим поверхностям.

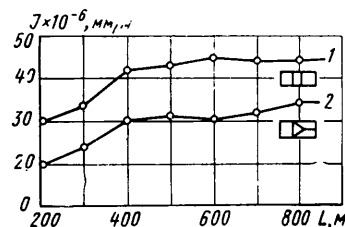


Рис. 3. Зависимость интенсивности износа  $J$  от длины обработки  $L$ : 1 — при традиционной форме заточки; 2 — при клиновидной форме заточки

На рис. 3 приведены результаты исследования износа инструмента, подтвердившие влияние изменения формы заборного конуса на величину износа по цилиндрической ленточке. При клиновидной форме заточки интенсивность размерного износа уменьшается по сравнению с традиционной формой в среднем на  $10^{-6}$  мм/м (при постоянстве остальных параметров процесса дорнования).

Таким образом, при ведении процесса дорнования шлицевых отверстий форма заточки деформирующих элементов оказывает влияние на стойкость инструмента, энергетические затраты процесса и в конечном итоге на качество обрабатываемой поверхности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Демкин Н. Б. Контактное шероховатых поверхностей. — М.: Наука, 1970. 227 с.
2. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. М.: Гостехиздат, 1969. 420 с.

# Опыт применения комплексно-легированных сталей для изготовления инструмента холодного выдавливания

А. С. МУЖЕВИКА, Ю. А. АВТОНОМОВ

КамАЗ

**К** ГРУППЕ сталей, предназначенных для изготовления тяжело нагруженных пуансонов холодного выдавливания, относятся стали ДИ 37, ДИ 57, ЭП 761, легированные вольфрамом, молибденом, ванадием и кремнием. Эти стали склонны к вторичному твердению после закалки и многократного отпуска, после чего они приобретают более высокие, чем у быстрорежущей стали Р6М5, прочностные характеристики, а по износостойкости и теплоустойчивости превосходят стали типа Х12М и 7ХГ2ВМ. Кроме того, эти стали менее дефицитны, чем сталь Р6М5, из которой в настоящее время изготавливают тяжело нагруженные пуансоны для холодной объемной штамповки.

Исследования возможности применения сталей ДИ 37, ДИ 57 и ЭП 761 для изготовления пуансонов холодной объемной штамповки были выполнены на КамАЗе. Они проводились на образцах, вырезанных из сортового проката опытных сталей, химический состав которых приведен в табл. 1.

В ходе работы были изучены микроструктуры сталей в исходном состоянии и влияние термической обработки на микроструктуру, механические свойства и строения изломов. Оптимальную температуру аустенитизации под закалку определяли по изменениям величины аустенитного зерна. Для этого образцы после предварительных подогревов при температуре 670 и 1100 К нагревали окончательно в интервалах температур: ДИ 37—при 1270—1370 К, ДИ 57—при

1370—1390 К, ЭП 761—при 1320—1350 К. Выдержка при этих температурах составляла 30 с/мм, охлаждение осуществлялось без подстуживания в масле ИС-20 с температурой 300—310 К. Отпуск всех сталей производился при температуре 800 К трехкратно по часу. Для стали ДИ 37 проводили дополнительный отпуск при температуре 700 К в течение 1 ч. Термическая обработка опытного инструмента осуществлялась по режимам, обеспечивающим получение аустенитного зерна не крупнее 10—11 балла.

Натурные испытания опытных пуансонов производились на оборудовании с различными видами нагружения: механических типа К0032 и чеканочных — типа 8340 прессах и холодно-высадочных автоматах типа 3724.

Исследования исходных структур выявили в каждой плавке два состояния карбидов зернистого перлита: неупорядоченное и ориентированное (упорядоченное). Твердость сталей в зависимости от исходной структуры приведена в табл. 2.

Ориентированное расположение в исходной структуре карбидов зернистого перлита связано с высокой температурой окончания горячей пластической деформации (ГПД), способствующей образованию упорядоченных бейнитных структур. Продолговатая форма карбидов зернистого перлита, их ориентация по бывшим иглам бейнита и завышенная твердость свидетельствуют о неза-

вершенном процессе сфероидизации при последующем изотермическом отжиге [1 и 2].

При окончательной термической обработке повышение температуры аустенитизации перед закалкой в сталях с неупорядоченной структурой зернистого перлита вызывает рост зерна с 12 по 11(10) балл. У сталей с упорядоченной структурой зернистого перлита повышение температуры аустенитизации вызывает скачкообразный рост зерна и появление разноразмерности. Это происходит при переходе через определенную температуру, зависящую от температуры окончания ГПД [1 и 2]. Для стали ДИ 37 таким «порогом разноразмерности» является температура 1330 К, для ДИ 57 — 1380 К, для ЭП 761 — 1320—1330 К. Все эти температуры ниже рекомендуемых технологических интервалов закалочных температур, поэтому в структурах образцов наблюдаются разноразмерность и укрупненные зерна с коалесцированной субструктурой — типичными проявлениями собирательной рекристаллизации, приводящие к образованию нафталинистого излома [3 и 4].

После отпуска стали с упорядоченной исходной структурой сохраняют повышенные количества остаточного аустенита (до 8—12%), что приводит к снижению твердости.

На рис. 1 приведены характерные для исследуемой группы сталей закономерности изменения ударной вязкости и твердости от температуры аустенитизации и величины зерна.

Таблица 1

Марка стали	Условный номер плавки	Диаметр образца, мм	Содержание основных легирующих элементов, %						
			C	Si	Mn	Cr	Mo	W	V
ДИ 37	1	40	1,08	1,63	0,47	3,7	0,42	2,0	2,7
ДИ 37	2	60	1,08	1,63	0,3	4,15	0,4	2,14	2,63
ДИ 57	3	40	0,98	3,34	0,4	4,25	0,98	2,3	1,7
ДИ 57	4	55	0,96	3,5	0,38	4,2	1,1	2,3	1,8
ЭП 761	5	40	0,87	1,68	0,32	4,7	1,01	1,88	1,4
ЭП 761	6	40	0,81	1,98	0,34	4,8	1,1	1,86	1,4
ЭП 761	7	50	0,86	1,51	0,31	4,45	0,85	1,86	1,7

Таблица 2

Марка стали	Условный номер плавки	Состояние зернистого перлита исходной структуры	Величина зерна по ГОСТ 5639—65	НВ <sub>3000</sub>
ДИ 37	1	Мелкозернистый 2 балла с незначительной ориентацией	7—10	235—241
ДИ 37	2	Ориентированный мелкозернистый 2—3 балла	7 (6)—9	248—269
ДИ 57	3	Ориентированный мелкозернистый 2 балла	11	311
ДИ 57	4	Мелкозернистый 1—3 балла	7—10	229—243
ЭП 761	5	Мелкозернистый 1—2 балла с незначительной ориентацией	11	293
ЭП 761	6	Сорбитообразный и ориентированный мелкозернистый 1—3 балла	10	262—302
ЭП 761	6	Сорбитообразный и ориентированный 1—2 балла	12	235—293
ЭП 761	7	Сорбитообразный и мелкозернистый 2—3 балла с незначительной ориентацией	11	235—248

Примечание. Твердость сталей по техническим условиям для ДИ 37 ≤ НВ 241, для ДИ 57 НВ 292, для ЭП 761 ≤ НВ 255

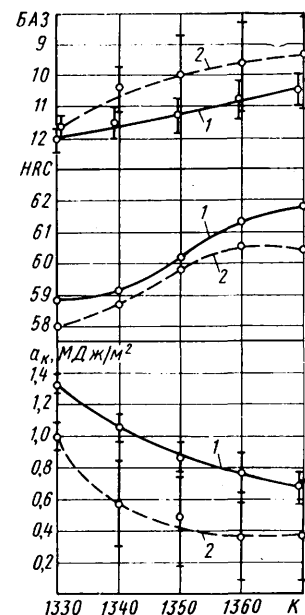


Рис. 1. Влияние температуры аустенитизации на величину зерна, твердость и ударную вязкость наследственно-мелкозернистой (кривая 1) и наследственно-крупнозернистой (кривая 2) стали ДИ 37 ( $T_{\text{отп}}=800$  К,  $\tau_{\text{в}}=1$  ч×3, дополнительный отпуск  $T_{\text{п отп}}=770$  К,  $\tau_{\text{п}}=1$  ч)

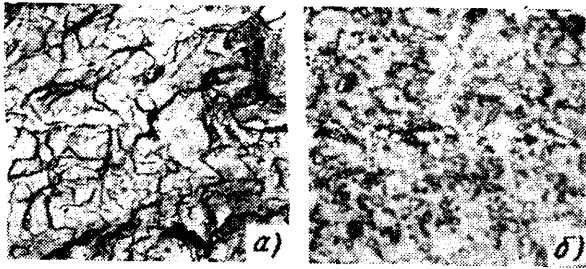


Рис. 2. Микроструктура и строение изломов наследственно-мелкозернистой (а,  $\times 500$ ) и наследственно-крупнозернистой (б,  $\times 5000$ ) стали ДИ 37 после окончательной термической обработки ( $T_a=1360$  К,  $T_{отп}=800$  К,  $\tau_B=1$  ч  $\times 3$ , дополнительный отпуск  $T_{д.отп}=770$  К,  $\tau_B=1$  ч)

В результате исследований микроструктур, макро- и микростроений изломов сталей ДИ 37, ДИ 57 и ЭП 761 после окончательной термической обработки были выявлены также различия и в формировании структур. Стали с неупорядоченной структурой зернистого перлита (наследственно мелкозернистые) имеют структуру мелкоигльчатого (1—2 балла) мартенсита. Внешний вид излома матовый, фарфоровидный. Микростроение его указывает на хрупкий характер разрушения по типу квазискола со сложной картиной ручьистого узора (рис. 2,а).

Стали с упорядоченной структурой зернистого перлита (наследственно крупнозернистые) имеют структуру игльчатого (3—4 балла) и крупноигльчатого (7—10 баллов) мартенсита (рис. 2,б). Макроизлом кристаллический, с фасетками нафталина. В микростроении такого излома, кроме областей с квазисколом, наблюдаются участки разрушения по мартенситным пластинкам.

Для определения влияния проявлений структурной наследственности на работоспособность инструмента изготовили опытные пуансоны из всех исследованных плавок сталей. При механической

обработке было установлено, что режимы резания опытных сталей и стали Р6М5 аналогичны. Однако стружкообразование на опытных сталях лучше, чем на Р6М5 из-за отсутствия налипания на резец.

Для термической обработки пуансонов были выбраны режимы (табл. 3), обеспечивающие получение аустенитного зерна не крупнее 11 (10) балла и твердости не ниже HRC 60—63.

Таблица 3

Марка стали	Температура аустенизации, К	Температура отпуска, К	Продолжительность отпуска, ч
ДИ 37	1360	790—800	1×3
ДИ 57	1370	800	1×3
ЭП 761	1330—1340	800	1×3

Примечание. Для стали ДИ 37 проводился дополнительный отпуск при  $T=770$  К в течение 1 ч.

Натурные испытания пуансонов, изготовленных из наследственно крупнозернистых сталей, показали, что их стойкость составляет от 10 до 85%

нормативной. В то же время при испытаниях инструмента из сталей с наследственно мелкозернистой структурой установлена возможность их применения вместо стали Р6М5. При этом сталь ДИ 37 целесообразно использовать для изготовления штампового инструмента для механических и чеканочных прессов, работающих на операциях прямого выдавливания, протягивания и калибровки при удельных давлениях, не превышающих 1700 МПа, а для пуансонов высалочных автоматов на операциях «рубка с осадкой» — не более 2000 МПа. Стали ДИ 57 и ЭП 761 можно применять для изготовления пуансонов, работающих при удельных давлениях до 2200 МПа, практически на всех операциях холодного выдавливания.

Ожидаемый экономический эффект от внедрения наследственно мелкозернистых сталей ДИ 37, ДИ 57 и ЭП 761 вместо стали Р6М5 составит 30 000 руб.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Садовский В. Д. Структурная наследственность стали. М.: Металлургия, 1973. 205 с.
2. Малинина К. А. Рекристаллизация аустенита быстрорежущей стали после горячей пластической деформации. — Металловедение и термическая обработка металла, 1964, № 5, с. 15—17.
3. Попандопуло А. Н., Мармулева М. Е. Рекристаллизация аустенита при нагреве отожженной быстрорежущей стали. — Изв. вузов «Черная металлургия», № 7, 1970, с. 126—129.
4. Гуляев А. П., Лещинская Р. П. Нафталинистый излом быстрорежущих сталей. — Металловедение и термическая обработка металла, 1963, № 9, с. 22—27.

УДК 621.777:539.374.6

## Определение оптимальной деформации при холодном редуцировании

Канд. техн. наук В. Я. ГЕРАСИМОВ

Курганский машиностроительный институт

При изготовлении стержневых деталей с переменным по длине сечением (ступенчатых валов, осей, болтов, винтов, шпилек, метчиков и т. п.) холодным редуцированием в конических матрицах необходимо правильно назначать степень деформации  $\epsilon_p$  (рис. 1). Ее максимальное значение определяется из условия начала осадки незашемленной части заготовки [1 и 2]. Однако рекомендаций по выбору конкретных значе-

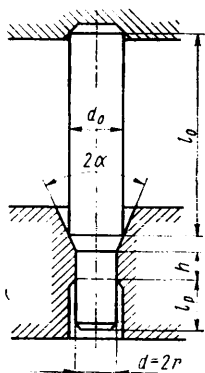


Рис. 1. Схема редуцирования цилиндрической заготовки ( $d_0$  и  $l_0$  — диаметр и длина деформируемой части;  $h$  и  $d$  — высота и диаметр калибрующего пояса редуцирующей матрицы;  $\alpha$  — угол ее входного конуса;  $l_p$  — длина редуцированной части)

ний степени деформации  $\epsilon_p$  в диапазоне от нуля до максимальной (предельной) величины в технической литературе нет. В связи с этим рассмотрим способ определения оптимальной степени деформации при редуцировании по изменению плотности деформированного металла.

Определение граници оптимального деформирования выполнено путем редуцирования цилиндрических заготовок из стали 30 и 35 в конической матрице при  $l_0/d_0 = 3,5 \div 4,0$ ;  $\alpha = 15^\circ$ ,  $h/d = 0,2$ . Заготовки были изготовлены из пруткового проката, подвергнутого структурному (рекристаллизационному) отжигу. Степень деформации при редуцировании изменялась в диапазоне от нуля (исходный отожженный металл) до 0,34, что соответствовало применяемым на практике значениям. Диаметр заготовок после редуцирования  $d = 15$  мм.

В качестве смазки использовали смесь дисульфида молибдена с машинным

маслом. Это обеспечило надежное разделение трущихся поверхностей и высокое качество поверхности редуцированной части заготовки.

Редуцирование осуществляли на гидравлическом прессе УИМ-50 с защемлением верхнего торца заготовки (см. рис. 1) в штампе, обеспечивающем соосность заготовки и рабочего канала матрицы, до получения отношения  $l_p/h_p \geq 15$ . После этого вырезали из середины редуцированной части цилиндрические образцы длиной, равной двум их диаметрам, и определяли плотность  $\rho$  в функции степени деформации  $\epsilon_p$  (рис. 2). Для окончательной проверки полученных при этом результатов определяли твердость по Виккерсу HV<sub>10/15</sub> в меридиальной плоскости этих же образцов при изменении относительного радиуса  $r_i/r$  в диапазоне от нуля (на оси) до 1,0 (рис. 3)!

Полученный немонотонный характер изменения плотности свидетельствует о сложном изменении физических характеристик деформируемого металла и его упрочнения. Так, редуцирование с малыми степенями деформации ( $\epsilon_p \leq 0,04 \div 0,05$ ) приводит к преимущественному

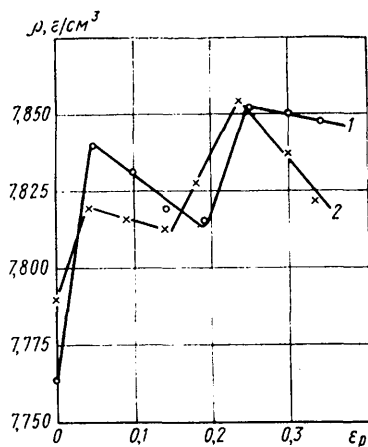
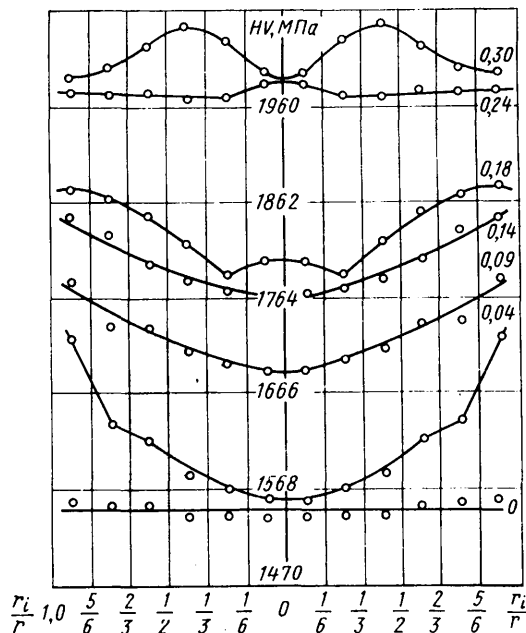


Рис. 2. Изменение плотности деформированного металла в зависимости от степени деформации при редуцировании стали 35 (кривая 1) и 30 (кривая 2)

Рис. 3. Распределение твердости в поперечном сечении редуцированной стали 30 (цифры у кривых — значения степени деформации  $\epsilon_p$ )



пластическому течению и упрочнению металла в периферийном (наружном) слое. Достижимая в нем сдвиговая деформация вызывает увеличение компактности пространственной решетки [3] и плотности металла.

При дальнейшем увеличении степени деформации начинается упрочнение металла в нижележащих слоях, хотя по-прежнему наиболее упрочненным оказывается периферийный слой, где воз-

можно возникновение микротрещин, вызывающих уменьшение плотности [4]. И только после начала интенсивного упрочнения металла на продольной оси образца (для стали 30, например, при  $\epsilon_p > 0,14$ ), приводящего к выравниванию механических свойств (твердости) в его поперечном сечении, плотность снова возрастает вплоть до редуцирования с оптимальной степенью деформации ( $\epsilon_p$ )<sub>опт</sub>. При этом достигается наиболь-

шая плотность и равномерное упрочнение металла в поперечном сечении редуцированной части. Так, для стали 30 ( $\epsilon_p$ )<sub>опт</sub>  $\approx$  0,24.

При превышении оптимальной степени деформации плотность начинает уменьшаться, а упрочнение металла в поперечном сечении снова становится неравномерным.

Таким образом, если операция редуцирования применяется только для упрочнения поверхностного слоя, то необходимо назначать небольшие степени деформации. При получении же ступенчатых стержневых изделий кроме конструктивного перепада диаметров необходимо учитывать и неравномерность достигаемого при редуцировании упрочнения, устанавливая границы оптимального деформирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Филлимонов Ю. Ф. Определение максимальной степени деформации при многопереходном редуцировании. — В сб.: Пластичность и обработка металлов давлением. Минск: Наука и техника, 1964, с. 314—318.
2. Герасимов В. Я. Расчет предельной деформации при холодном редуцировании. — Автомобильная промышленность, 1981, № 7, с. 27—28.
3. Лившиц Б. Г., Крапошин В. С., Линецкий Я. Л. Физические свойства металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1980. 320 с.
4. Сопротивление деформации и пластичность металлов (при обработке давлением) / В. С. Смирнов, А. К. Григорьев, В. П. Пакудин, Б. В. Садовников. М.: Металлургия, 1975. 272 с.

## ИНФОРМАЦИЯ

### НА ВДНХ СССР

УДК 061.4.626.113.002:(47+57)

#### ДНИ СОВЕТСКИХ РЕСПУБЛИК НА ВДНХ

В ПАВИЛЬОНАХ ВДНХ СССР всегда многолюдно. Но особенно многолюдно было в периоды, когда проходили дни республик, автономных краев, областей. И это не удивительно. Посетители выставки — москвичи, гости столицы, в том числе и зарубежные, знали: в павильонах и на их стендах они увидят все лучшее, что сделали, чего достигли на сегодня нации и национальности в семье братских народов, узнают, с какими результатами в социально-экономическом развитии встречаются советские люди свой большой праздник — 60-летие образования СССР.

Дни республик вполне оправдали эти ожидания. Каждый посетитель нашел на выставке что-то новое для себя, получил «концентрированную» информацию по наиболее интересующим его вопросам. Не были исключением и те, кто интересуется автомобилестроением, его прошлым, настоящим и будущим (особенно в регионах, где еще в недавнем прошлом предприятий этой отрасли не существо-

вовало вообще, как, например, в Азербайджане, Литве, Молдавии, Таджикистане, Узбекистане).

Так, в «Дни Молдавской ССР» из продукции, выпускаемой предприятиями Минавтопрома, которые расположены на территории республик, но имеют общегосударственное значение, на выставке были показаны изделия Тираспольского завода автоприцепов, а также дана соответствующая информация о них. Эти изделия — автоприцепы — давно и прочно завоевали уважение со стороны потребителей, особенно среди сельских механизаторов.

Материалы выставки показали, что тираспольские автомобилестроители не только отлично трудятся сейчас, но готовы подняться на новые высоты в своей производственной деятельности. В частности, коллектив завода готовится внести весомый вклад в решение задач, поставленных майским (1982 г.) Пленумом ЦК КПСС. Об этом, к примеру, свидетельствует тот факт, что на заводе уже идет интен-

сивная подготовка к серийному выпуску — впервые в стране — большегрузных, грузоподъемностью до 22 т, автомобилей-рефрижераторов, предназначенных для перевозки на дальние расстояния овощей и фруктов, т.е. продукции, в больших количествах выращиваемой сельскими тружениками солнечной Молдавии и пользующейся повышенным спросом в других республиках.

Выпуск рефрижераторов будет начат в последнем году XI пятилетки (первая промышленная партия), а в дальнейшем с конвейера завода их будет сходить около 1 тыс. шт. ежегодно. Освоение нового производства — дело, разумеется, не простое. Достаточно сказать, что коллективу — впервые в отрасли — придется отрабатывать новую технологию, внедрять около сотни оригинальных штампов для холодной высадки, десятки прессформ, много нестандартного оборудования. Но труженики Тираспольского завода уверенно смотрят в будущее,

гордятся предоставленным заводу правом первопроходца, так как каждый рабочий, инженер, конструктор знает: дело, которое ему поручено — важнейшее, направленное на успешную реализацию Продовольственной программы СССР.

Такой уверенности способствует и то, что тираспольцы приступят к выпуску 22-тонных рефрижераторов, накопив опыт изготовления 11,5-тонных, первая промышленная партия, которых будет выпущена в 1983 г. (Характерно, что для того, чтобы ускорить переоборудование корпуса, в котором будут выпускать рефрижераторы грузоподъемностью 11,5 т, коллектив решил досрочно, к 65-й годовщине Великой Октябрьской социалистической революции, завершить программу 1982 г. по выпуску шасси автоприцепов. И выиграл почти два месяца времени, использовав его затем на переоборудование корпуса).

В дни республик на многих конкретных примерах были показаны межхозяйственные связи предприятий автомобильной промышленности, а также направления, по которым эти предприятия специализируются.

Так, в «Дни Азербайджанской ССР» демонстрировались изделия Седьмого государственного подшипникового завода, специализированного на выпуске разнообразных роликовых подшипников, которые применяются во многих отраслях машиностроения. Это роликовые упорные с наружным диаметром 170—340 и 360—470 мм, используемые на буровой нефтяной технике заводов «Бакинский рабочий», Кишлинский машзавод и др.; роликовые с короткими роликами, потребителями которых являются десятки заводов страны; роликовые с бочкообразными роликами для подвижных соединений с двумя степенями свободы и т. п.

Очень обширны связи, практически со всей страной, и у сравнительно молодого, но уже хорошо зарекомендовавшего себя Бакинского завода специальных автомобилей, который был

создан на базе завода автотракторных запчастей. Как потребитель завод копируется с Павловским автобусным заводом, на шасси автобусов которого здесь выпускаются автомобилерефрижераторы и специализированные автомобили с изотермическим кузовом. Как поставщик завод связан со всеми предприятиями и организациями, где такие автомобили нужны. А нужны они очень и очень многим, в том числе колхозам и совхозам, предприятиям торговли и др.

Обширностью и постоянством своих хозяйственных связей отличаются и многие другие предприятия автомобилестроительной отрасли, информация которых была представлена на ВДНХ во время дней республик. И не только связями, но и теми, порой общегосударственного значения проблемами, которые помогает решать выпускаемая ими продукция.

Взять, скажем, Ташкентский ремонтно-подшипниковый завод. Задача, решаемая его коллективом, вроде обыденна: восстанавливать подшипники, отработавшие свой ресурс. Но если посмотреть, какую выгоду от этого получает народное хозяйство, то окажется, что дело это весьма и весьма выгодное. Здесь и сэкономленные дорогостоящие материалы, и уменьшены потребности в новых подшипниках, и сокращение простоев многих видов техники в неисправном состоянии.

То же самое можно сказать и в отношении завода «Автозапчасть», расположенного в г. Канибадам Таджикской ССР. Хотя на запчасти марку завода, как правило, не проставляют, но работникам всех автохозяйств среднеазиатских республик, где эксплуатируются автомобили Горьковского автозавода, хорошо известно, благодаря чьей помощи они могут быстро и надежно отремонтировать вышедший из строя автомобиль. Даже здесь, на ВДНХ СССР, добрыми словами отмечали ее посетители высокое качество, добросовестный труд работников Канибадамского завода «Автозапчасть».

Содержательными, интересными были экспозиции литовских представителей автомобилестроителей отрасли. Как на хороших знакомых смотрели посетители на стенды, рассказывающие о делах тружеников Шяуляйского велосипедно-моторного завода «Вайрас». Его продукция — подростковые велосипеды «Дубиса», «Эрелюкас» и «Крягдуде», а также двигатели ВД-60В для мопедов — у нас известны буквально каждому, есть чуть ли не в каждой семье. Пользуются они доброй славой и за рубежом (экспортируются в Болгарию, Грецию, на Кубу). Поэтому как вполне обоснованные воспринимаются планы заводчан по увеличению велосипедов, хотя уже и сейчас их годовой выпуск приближается к 0,5 млн. шт.

В Литовской ССР изготавливаются, причем в массовом количестве, также агрегаты, без которых не могут обойтись такие гиганты автомобилестроения, как ЗИЛ, КамАЗ, ГАЗ и БелАЗ. Речь идет о Паневежском заводавтоматом компрессоров и его продукции — компрессорах автомобильных пневмосистем. Это компрессоры 130К и 157К (для автомобилей ЗИЛ), 5320К (для автомобилей КамАЗ), 66К (для автомобилей ГАЗ) и т. д. Кроме того, завод выпускает стационарные и бытовые воздушные компрессоры.

Даже такой краткий перечень того, что было показано в экспозициях ВДНХ СССР в дни некоторых советских республик, убеждает: коллективы предприятий Минавтопрома сейчас есть практически во всех регионах страны. Все они к 60-летию образования СССР пришли с заметными успехами в своей производственной деятельности и с четкими планами ее дальнейшего совершенствования в интересах всего советского народа, в соответствии с задачами, поставленными перед отраслью XXVI съездом партии и последующими пленумами ЦК КПСС.

С. А. СПЕСИВЫХ

УДК 061.3:331.876.6:629.113.002

## ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ

На проходившей на ВДНХ СССР в 1982 г. выставке «Научно-техническое творчество молодежи г. Москвы — ИТТМ-82» в разделе Минавтопрома свои новинки экспонировали молодые изобретатели и рационализаторы ЗИЛа, АЗЛК, ГПЗ-2, АТЭ-1, АТЭ-2, НАМИ, НИИТавтопрома, НИИавтоприборов, НИАТМ, ВНИПП. На выставке были продемонстрированы 65 работ, из которых 45 отмечены медалями ВДНХ СССР, в том числе 4 золотых, 9 серебряных. Здесь мы расскажем о молодых новаторах ЗИЛа, АЗЛК и ГПЗ-2, удостоенных высших наград выставки.

Новаторы ЗИЛа. За разработку нового технологического процесса изготовления вала сошки рулевого управления методом кругового протягивания золотой медалью ВДНХ СССР награжден начальник лаборатории А. С. Калашников, серебряной медалью — инженер А. А. Васильев, бронзовой медалью — старший мастер С. Б. Петров. По новому технологическому процес-

су обработку зубьев вала сошки рулевого управления производят высокопроизводительным методом кругового протягивания за две операции; черновую и чистовую. Во время чернового нарезания зубьев заготовка остается неподвижной, резцовая головка-протяжка большого диаметра (700 мм) вращается с постоянной угловой скоростью вокруг своей оси. Резание осуществляется за счет радиального подъема объединенных в блоки резцов протяжки без продольного перемещения инструмента. Для улучшения условий резания и равномерного распределения припуска резцы в протяжке выполнены с групповой схемой резания.

При чистовом нарезании резцовой головке-протяжке дополнительно сообщается прямолнейное движение подачи параллельно дну впадины от носка к пятке и обратно по длине, превышающей ширину зубчатого венца.

Технологический процесс внедрен на ЗИЛе в 1981 г. В результате внедрения

высвобождено 10 производственных рабочих, 15 зубообрабатывающих станков, повышена производительность в 7 раз. Годовой экономический эффект от внедрения процесса составил 50 тыс. руб. Процесс защищен авторскими свидетельствами на изобретения.

За разработку устройств для снижения гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии автомобиля серебряной медалью награжден начальник бюро И. М. Никонов, бронзовой медалью — инженер Ю. А. Котов.

Устройство предназначено для снижения гидравлических потерь в агрегатах трансмиссии при больших скоростях движения автомобиля. Особенностью устройства является то, что в крышке картера выполнена полость, связанная входными каналами с маслоуловителями и перепускным каналом меньшего сечения с полостью картера. Такое исполнение позволяет на больших скоростях движения транспортного средства заполнять полость крышки маслом,

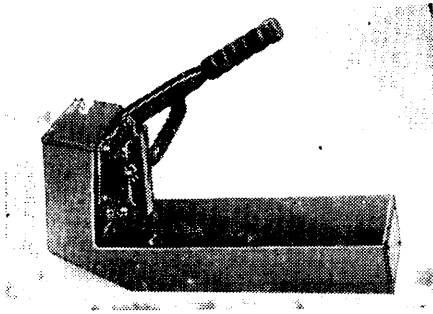


Рис. 1

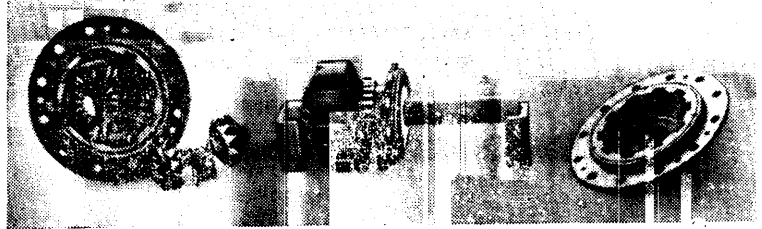


Рис. 2

снижая тем самым уровень масла в картере агрегата. Это приводит к уменьшению потерь из-за разбрызгивания масла, вследствие чего увеличивается к. п. д. и снижается нагрев элементов агрегата, в результате увеличивается срок службы агрегатов трансмиссии транспортных средств. Разработка защищена авторским свидетельством на изобретение.

Бронзовыми медалями награждены инженеры В. Н. Нестеренко и водитель-испытатель К. В. Анисимов за разработку, испытание и внедрение рычажного механизма с регулирующим устройством стояночного тормозного привода (рис. 1).

Механизм предназначен для оперативной бесступенчатой регулировки усилия в приводе стояночного тормоза при постоянном ходе рукоятки в безопасной ее самофиксации в рабочем положении. Кинематическая схема механизма аналогична кривошипно-ползунному механизму с ведущим кривошипом, выполненным в виде рычага, в котором размещено винтовое регулировочное устройство с зубчатой соединительной муфтой в кнопке рукоятки. Конструкция устройства обеспечивает регулировку усилия в приводе стояночного тормоза с места водителя и предохраняет механизм от случайной разрегулировки, а также облегчает обслуживание стояночного тормозного привода и повышает активную безопасность транспортного средства. Устройство защищено авторским свидетельством на изобретение и внедрено на ЗИЛе в 1981 г.

За разработку межколесного дифференциала повышенного трения для легковых автомобилей среднего и высшего классов (рис. 2) бронзовыми медалями награждены инженеры Л. В. Гликин и С. Б. Бабанов.

Блокировка дифференциала осуществляется фрикционной дисковой муфтой. Диски муфты выполнены с металлокерамическим покрытием. Момент трения дисковой муфты переменный, что обеспечивает автоматическое изменение ко-

эффициента блокировки дифференциала. Максимальный крутящий момент 10000 Н·м, максимальный момент трения муфты 700 Н·м, коэффициент блокировки дифференциала 3—1,3, масса 25 кг, габаритные размеры  $\varnothing 219 \times 200$  мм.

Бронзовой медалью награждена инженер В. А. Осинкина за разработку захвата для транспортирования передней оси автомобиля ЗИЛ-130. Захват состоит из корпуса, подвижных органов

контактно-транзисторной системы зажигания в комплекте с транзисторным коммутатором ТК102, катушкой зажигания Б114-Б и подавительным сопротивлением СЭ107.

Распределитель — малогабаритный, имеет алюминиевый корпус с усовершенствованной конструкцией узлов прерывателя и центробежного автомата угла опережения зажигания. Номинальное напряжение 12 В, направление вращения — левое, максимальная частота

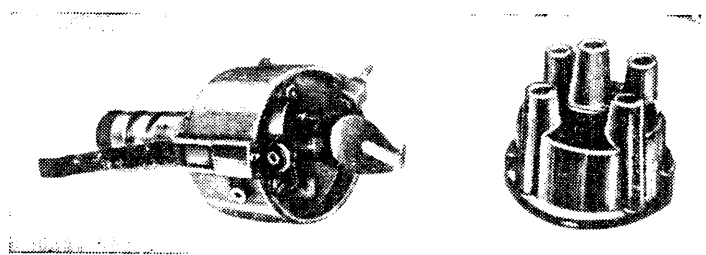


Рис. 3

и механизма фиксации. Работает в автоматическом цикле, ликвидирует ручной труд стропопольщика. Защищен авторским свидетельством на изобретение.

Новаторы АЗЛК. За разработку технологического процесса химико-галванического покрытия пластмасс бронзовыми медалями награждены начальник химической лаборатории Г. К. Жданова и химик-лаборант Т. М. Кафташикова. Процесс позволяет изготавливать декоративную накладку автомобиля «Москвич» из пластика АБС-2020 с металлическим покрытием никель-хром взамен цинкового сплава, уменьшить массу и увеличить срок службы накладки. Экономический эффект от внедрения процесса составил 40 тыс. руб.

Бронзовыми медалями награждены инженеры АТЭ-2 Г. В. Кастрихо и технолог В. П. Скурко за разработку распределителя зажигания Р147-Б (рис. 3), предназначенного для работы в системе зажигания автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» с форкамерным двигателем. Работает распределитель в

бесперебойного искрообразования по валику распределителя — 2500 мин<sup>-1</sup>, чередование искр — 90 град. поворота валика распределителя. Конструкция центробежного автомата опережения зажигания прерывателя-распределителя защищена авторским свидетельством на изобретение.

Бронзовой медалью награжден инженер-технолог ГПЗ-2 В. П. Шматов за разработку приспособления для шлифовки кулачков патрона станка по месту на токарно-револьверном станке модели ГП416ФЗ с ЧПУ. Приспособление базируется на расточном блоке револьверной головки станка. Применяется оно при шлифовании кулачков по месту, шлифовании коротких валов, а также полых цилиндрических валов по наружному и внутреннему диаметрам. Приспособление позволяет применять токарное оборудование для шлифования с высокой точностью при отсутствии специальных станков с использованием при этом широких возможностей станка с ЧПУ.

В. Б. ПАУТОВА

## НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.43—533.6:536.581(083.75)

### СТАНДАРТ НА ТЕРМОСТАТЫ

**В**ЫПУШЕН и вступил в действие новый отраслевой стандарт ОСТ 37.001.238—81 «Термостаты с твердым наполнителем для систем жидкостного охлаждения автомобильных двигателей. Типы, основные параметры, соединительные размеры и технические требования».

Этот стандарт заменил отраслевую нормаль ОН 025284—68 и поэтому обеспечивает определенную преемственность нормируемых технических данных по термостатам.

При разработке стандарта учтена номенклатура применяемых сейчас в отрасли термостатов с твердым наполни-

телем, а также потребность в новых термостатах, еще не выпускаемых промышленностью. Например, в стандарт включены еще не освоённые промышленностью термостаты третьего и четвертого размеров, поскольку необходимость в них очевидна.

В отличие от нормаль с новым стан-

дарте упразднен термостат наибольшего пятого размера, так как потребность в нем пока не выявилась. Вместо него во втором, третьем и четвертом размерах введены термостаты разгруженного класса, ранее не предусматривавшиеся.

Стандартом предусмотрен выпуск не только термостатов с постоянно открытым дренажным отверстием в основном клапане, но и термостатов без дренажного отверстия (герметичных), а также с автоматическим дренажным клапаном, пропускающим воздух при заливке в систему охлаждения жидкости, но закрывающимся от давления, создаваемого жидкостным насосом работающего двигателя, благодаря чему необходимый тепловой режим в правильно спроектированной и залитой незамерзающей жидкостью системе охлаждения двигателя обеспечивается без дополнительных средств терморегулирования (автоматически управляемых вентилятора и жалюзи).

Номенклатура регламентированных стандартом термостатов и их основные параметры представлены в таблице.

Класс и типоразмер термостата	Диаметр установочного фланца термостата, мм	Максимальная высота термостата, мм	Диаметр проходного отверстия, открываемого основным клапаном, мм	Максимальная пропускная способность для охлаждающей жидкости, л/мин
ТП1 ТН1 Т1 ТПД1	54	62	32	150
		62		
	65	60		
		76		
ТП2 ТН2 Т2	63	81	40	250
		77		
	65	90		
		68		
ТРП2 ТР2 ТРД2	65	90	42	360
		90	42	
	75	89	49	
		89		
65	95	54		
	95			
ТРУ4	73	98	54	500

Термостаты разгруженного класса имеют в принятом стандартом условном обозначении букву «Р». Термостаты типа ТП обеспечивают полное закрытие перепускного канала при открытии радиаторной магистрали и применяются, когда нерегулируемый перепуск охлаждающей жидкости отсутствует или осуществляется по отдельному каналу.

Термостаты типа ТН обеспечивают частичное закрытие перепускного канала и осуществление по нему некоторого нерегулируемого перепуска охлаждающей жидкости, зависящего от выбора диаметра перепускного канала. Эти термостаты могут применяться, когда не требуется направлять весь поток охлаждающей жидкости через радиатор.

Термостаты типа Т применяются в системах охлаждения с нерегулируемым перепуском жидкости.

Предусмотрены также термостаты универсального типа (с индексом «У»), объединяющие в себе функциональные признаки предыдущих трех типов.

Из четырех предусмотренных стандартом размеров термостатов потребителями должен выбираться тот, для которого максимальный расход охлаждающей жидкости через термостат, достигаемый в системе охлаждения двигателя, не превысит максимальную пропускную способность, указанную в таблице. Однако термостаты разгруженного класса допускаются применять и при расходе охлаждающей жидкости, превышающем отмеченные ограничения до 60%. Правда, при таком увеличении расхода жидкости (в 1,6 раза) гидравлическое сопротивление термостата возрастает в 2,56 раза и может превысить суммарное сопротивление всего остального тракта системы охлаждения, что потребует примерно удвоенной мощности жидкостного насоса.

Важным показателем современных термостатов является величина утечки воды через неплотности в радиаторный канал при полностью закрытом основном клапане термостата. С целью ограничения указанной утечки стандартом введены упоминавшиеся выше термостаты без дренажного отверстия и с автоматическим дренажным клапаном, а также более жесткие нормы на допустимую утечку по неплотностям, чем нормы, существовавшие ранее.

Стандартом предусмотрена проверка утечки через термостаты при давлении 49 кПа. Такое сравнительно небольшое давление выбрано потому, что большее давление в термостатах нагруженного класса будет прижимать клапан к седлу, уменьшая эффективное проходное сечение и тем самым занижая утечки. Давление же 0,49 кПа соответствует работе двигателя при низкой частоте вращения коленчатого вала, когда утечка оказывает наибольшее отрицательное влияние на поддержание теплового режима двигателя, т. е. является наиболее целесообразным.

В стандарт впервые введено ограничение гидравлического сопротивления термостатов при полном открытии основного клапана, поскольку это сопротивление является одним из основных параметров, обуславливающих рабочую характеристику термостата. Гидравлическое сопротивление термостатов разгруженного класса ограничивается давлением 39,2 кПа, а термостатов нагруженного класса — 34,3 кПа. Кроме того, в стандарте даны рекомендации по установке термостатов, выполнение которых обеспечивает суммарное гидравлическое сопротивление термостатной коробки с термостатами ТРУ3 и ТРУ4 не более 68,65 кПа, а с другими термостатами — 53,94 кПа.

При работе в современных системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания термостатов больших размеров (с диаметром проходного отверстия, открываемого основным клапаном, превышающим 35 мм) и нагруженного класса возможны колебания основного клапана при его небольшом (до 0,6 мм) открытии. Они имеют частоту 2—15 Гц, вызывают в системах охлаждения яв-

ления, сходные с гидравлическими ударами, и сопровождаются сильными ударами основного клапана термостата о посадочное седло, в результате чего эти элементы быстро повреждаются и термостат выходит из строя. Новым стандартом не допускается выпуск термостатов с таким дефектом (предусматривается соответствующий контроль).

В разделе «Указания по применению» введены ограничения по перепаду давлений охлаждающей жидкости, допускаемому в системе охлаждения двигателей, в каналах за перепускным (давление  $p_n$ ) и основным (давление  $p_0$ ) клапанами термостатов нагруженного класса. Поскольку эти ограничения должны учитываться при проектировании систем охлаждения двигателей и могут вызвать, по мнению некоторых специалистов, определенные трудности, высказано сомнение в целесообразности включения их в стандарт. В этой связи необходимо отметить, что поскольку в термостатах нагруженного класса перепады давлений создают значительные усилия на клапанах, передающиеся на термосилового датчик, без их учета и соответствующих ограничений обойтись нельзя. Оговоренный стандартом перепад давлений  $p_n - p_0 \leq 78,45$  кПа, который фактически является сопротивлением перепускной магистрали от канала за перепускным клапаном термостата до ее подключения к основной радиаторной магистрали, гарантирует работу термосилового датчика термостата без критической перегрузки. Вместе с тем, это ограничение сопротивления перепускной магистрали, требующее только создания в ней не слишком малого проходного сечения, обеспечивает эффективную работу системы охлаждения без пульсации температуры охлаждающей жидкости.

Требование стандарта по перепаду давлений при полностью открытом основном клапане термостата  $p_0 - p_n \leq 49,0$  кПа исключает возможность «зависания» основного клапана в открытом состоянии. Это требование, по существу, ограничивает гидравлическое сопротивление радиаторной магистрали, начиная от канала за основным клапаном термостата, включая радиатор, и кончая выходным патрубком радиатора вплоть до места подключения перепускной магистрали.

Таким образом, указанные ограничения по величинам перепадов давлений не могут вызвать затруднений при разработке современных эффективных систем охлаждения.

В целом выпуск нового стандарта на термостаты должен способствовать как повышению технического уровня и качества самих термостатов, так и созданию более эффективных систем автоматического регулирования теплового режима автомобильных двигателей, что имеет большое значение для повышения их топливной экономичности и надежности.

Кандидаты техн. наук  
Э. Е. ХМЕЛЬНИЦКИЙ,  
Е. Н. ЗАЙЧЕНКО



## МАШИНЫ ДЛЯ ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Четырехпозиционная карусельно-кокильная машина мод. 4918 (рис. 1) предназначена для изготовления отливок из алюминиевых сплавов с использованием оснастки, имеющей вертикальный разъем.

Благодаря конструктивным особенностям машины каждая кокильная секция в зависимости от номенклатуры деталей может работать самостоятельно, как отдельный станок-агрегат. Программные устройства позволяют перенастраивать каждую секцию на одну из четырех программ.

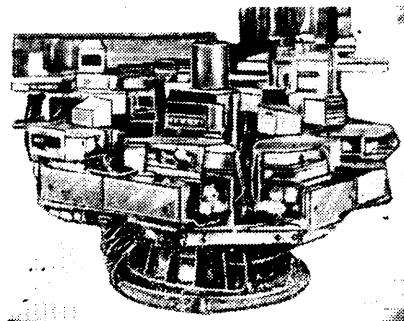


Рис. 1

Конструкция кокильных секций обеспечивает быструю замену оснастки разных габаритных размеров с помощью вертикальных пазов в формодержателях и соответствующих выступов на промежуточных плитах крепления кокилей.

Для ускорения процесса получения отливок в промежуточных плитах предусмотрено охлаждение.

### Техническая характеристика машины

Производительность, заливок/ч	90—120
Масса порции заливаемого сплава, кг	0,3—4,5
Размеры рабочего места на плитах для крепления вертикальных частей кокиля, мм:	
длина	500
высота	400
Установленная мощность, кВт	17,5
Габаритные размеры машины (диаметр×высота), мм	4000×2700
Масса, кг	16500

Разработчик — НИИЛИТавтопром, изготовитель — Тираспольский завод литейных машин им. С. М. Кирова.

Автоматическая пескодувная формовочная линия мод. 7221А (рис. 2) предназначена для изготовления оболочковых форм при массовом производстве отливок сложной конфигурации.

Линия состоит из пескодувной машины мод. 4804 для изготовления оболочковых полуформ и автоматической машины мод. 4803 для склеивания, сборки форм и выдачи готовых изделий на конвейер заливки.

### Техническая характеристика линии

Производительность (при толщине полуформ 12—14 мм), форм/ч	60
Габаритные размеры формы, мм	500×600×300
Число модельных комплектов, шт.	2
Нагрев	Электрический

Мощность нагревателей, кВт	240
Габаритные размеры линии, мм	8500×5330×3500

Разработчик — НИИЛИТавтопром, изготовитель — Опытный завод НИИЛИТавтопрома (г. Минск).

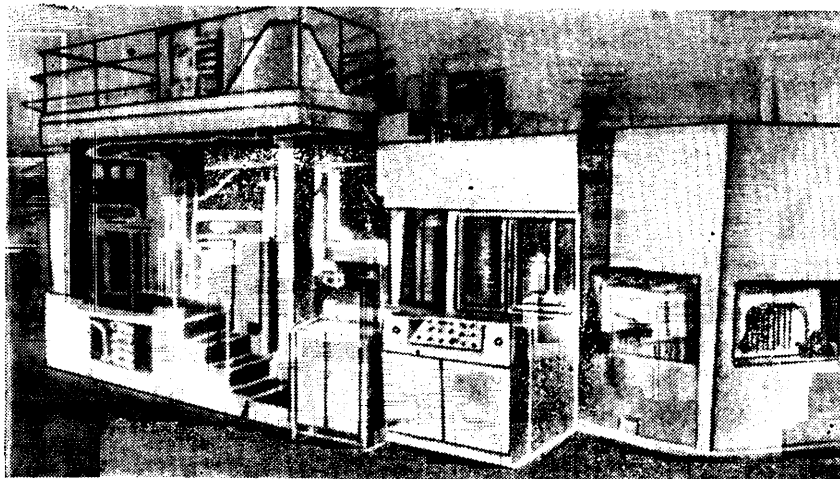


Рис. 2

Однопозиционные стержневые машины мод. 4753С (рис. 3), 4754С и 4754С1 (рис. 4) предназначены для изготовления стержней в нагреваемой оснастке, которая пескодувным способом заполняется влажной стержневой смесью.

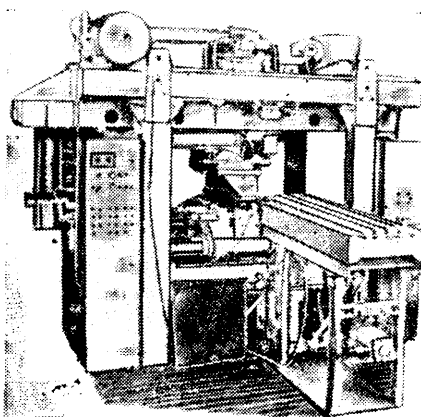


Рис. 3

Машины выполнены с подвижным пескодувным резервуаром, перемещающимся с позиции загрузки на позицию надува, со стационарно установленной оснасткой, имеющей вертикальный (мод. 4753С) и горизонтальный (мод.

ными частями или многогнездовой позволяет изготавливать стержни различной сложности и конфигурации. Операции выдачи стержней, обдува и опрыскивания рабочих поверхностей оснастки разделительным составом выполняются автоматически. Наличие ме-

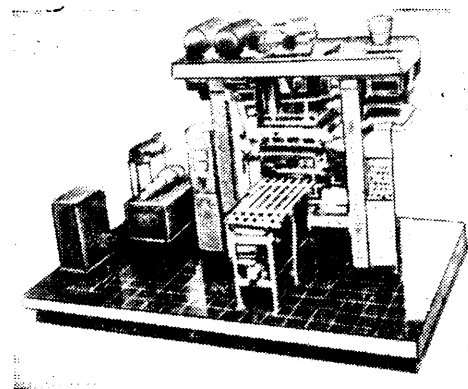


Рис. 4

ханизмов для обдува, опрыскивания, замены оснастки, рациональная компоновка узлов и правильная организация рабочего места — все это максимально облегчает обслуживание машины.

### Техническая характеристика машин

	Мод. 4753	Мод. 4754С	Мод. 4754С1
Производительность, съёмов/ч при времени отверждения:			
90 с	—	30	—
60 с	40	40	40
30 с	60	—	60
Максимальная масса стержня, кг	25	50	50
Габаритные размеры стержневого ящика, мм	900×350×260	1000×800×300	1080×760×290
Габаритные размеры машины, мм	15	14	14
Установленная мощность, кВт	290×280×2710	3500×3250×3450	5180×3250×3950
Масса, кг	6000	8600	11850

Разработчик — НИИЛИТавтопром, изготовитель — Павлоградский завод «Литмаш».

Формовочные машины мод. 4810А и 4811 (рис. 5) предназначены для автоматического изготовления и сборки в вертикальную стопку безопасных форм с плоской верхней поверхностью разъема из песчано-глинистых смесей. Машины выпускаются в правом (мод. 4810А) и левом (мод. 4811) исполнениях. Применяются для массового производства поршневых колец и других мелких деталей.

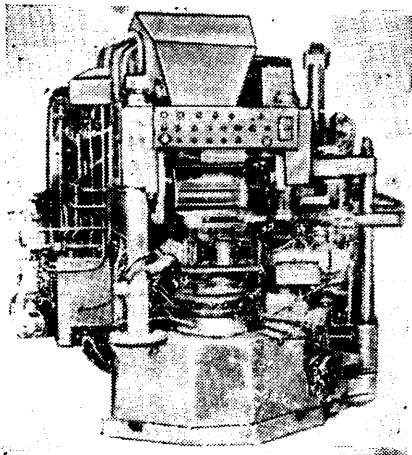


Рис. 5

Система управления машиной позволяет автоматизировать опускание и съем стопки определенной высоты, а также исключает формирование в первой форме следующей стопки вертикального литникового канала. Оригинальная конструкция опоки позволяет собирать формы без зазоров и перекосов по линии разъема форм.

**Техническая характеристика машины**

Производительность, форм/ч	360
Наибольшая высота стопки, мм	650
Габаритные размеры форм, мм	400×360×30 ÷ 50
Установленная мощность, кВт	16
Габаритные размеры машины, мм	2020×1810×2260
Масса, кг	3500

Разработчик — НИИЛИТавтопром, изготовитель — Опытный завод НИИЛИТавтопрома (г. Минск).

Смеситель мод. 4731 (рис. 6) предназначен для изготовления холоднотвердеющей смеси и заполнения его стержневых ящиков и опок в серийном и массовом производстве отливок.

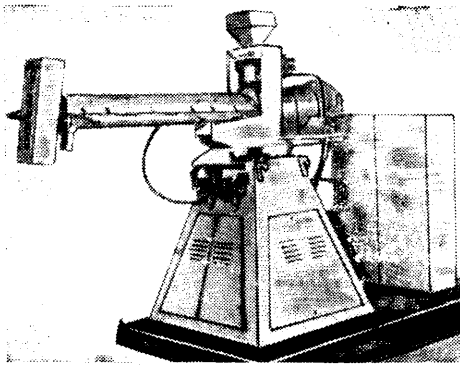


Рис. 6

Представляет собой машину поворотного типа непрерывного действия, на основании которой смонтирован поворотный кронштейн со смесителем, имеющим электромеханический привод. Перемещение смесителя в нужном для работы направлении осуществляется с помощью фасонной рукоятки на пульте управления, расположенном в торце смесителя у разгрузочного люка.

Песок из цехового бункера поступает в смеситель по трубам, жидкие компоненты подаются насосами-дозаторами, установленными в основании машины. При транспортировке к разгрузочному люку смесителя песок и жидкие компоненты перемешиваются, затем смесь по лотку загружается в ящик или опоку.

Радиус действия смесителя ограничен углом поворота, равным 180°.

**Техническая характеристика смесителя**

Производительность, т/ч	0,7
Радиус действия, мм	1000
Установленная мощность, кВт	3,5
Габаритные размеры смесителя (без электрошкафа), мм	2070×900×1600

Разработчик — НИИЛИТавтопром, изготовитель — Павлоградский завод «Литмаш».

Установка мод. УЭРЦ-5 (рис. 7) предназначена для ручной окраски изделий в электрическом поле с одно-временной независимой работой двух распылителей: центробежного и электровоздушного, что позволяет более рационально использовать установку. Центробежным распылителем проводят основную окраску, а электровоздушным — подкрашивают труднодоступные места.

Установка состоит из источника высокого напряжения, дозирующего устройства, центробежного электрического

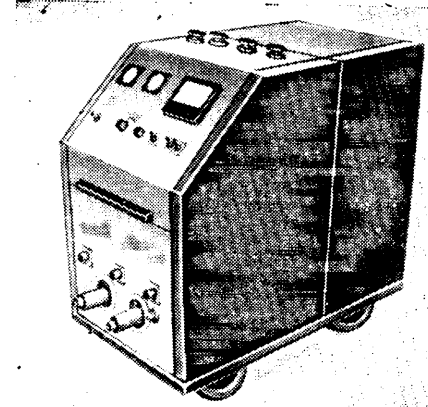


Рис. 7

и электровоздушного распылителей. Конструкция распылителей и предварительная зарядка частиц исключает искрообразование даже при соприкосновении окрашиваемого изделия с распылительной головкой. Установка применяется для окраски изделий эмалями, имеющими удельное объемное сопротивление  $1 \cdot 10^6 - 5 \cdot 10^7$  Ом·см и вязкость 18—45 с по вискозиметру ВЗ-4 и рассчитана на эксплуатацию в помещениях или на открытых площадках при температуре окружающей среды от +10 до +35°C и относительной влажности воздуха не более 80%.

При окраске с чашечным распылителем используется 95—98% лакокрасочных материалов, электровоздушным — 70—80%, а при обычном пневматическом распылении — только 45—50%. При этом значительно улучшаются санитарно-гигиенические условия.

**Техническая характеристика установки**

Максимальная производительность по расходу краски, см <sup>3</sup> /мин, при работе:	
с электрическим чашечным распылителем	80
диаметр чашки 80 мм	100
диаметр чашки 100 мм	
с электровоздушным распылителем	550
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	0,1—0,5
Напряжение питания, В	220±5%
Потребляемая мощность, Вт	250
Масса распылителя без шлангов, кг:	
электрического чашечного	0,85
электровоздушного	0,5
Габаритные размеры, мм	842×500×930
Масса установки, кг	110

Разработчик — МКТЭИавтопром (г. Минск).

Канд. техн. наук В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

УДК 629.113.001.4:620.1.05

**СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ РЕЗИНОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ**

**М**НОГИЕ резиновые детали, применяемые в современных автомобилях, оказывают непосредственное влияние на безопасность движения, безотказность работы узлов и агрегатов, надежность и долговечность самого автомобиля. К ним относятся рукава, диафрагмы, манжеты, кольца гидравлических и пневматических тормозов; манжетные уплотнители двигателя, коробки пере-

дач, главной передачи, водяного насоса, рукава системы питания, смазки, гидроусилителя руля, подушки силового агрегата и др. Однако, как показывает практика, их собственная надежность не всегда достаточно высока: примерно 3% из них выходят из строя уже при пробеге 20—40 тыс. км. Другими словами, более 60 тыс. только что сошедших с конвейеров грузовых и легковых

автомобилей уже в первый год эксплуатации нуждаются в ремонте из-за отказа резиновых деталей. Если же учесть, что стоимость работ по их замене во многих случаях в 15—20 раз превышает стоимость самих деталей, то становится понятным, как важно решить проблему их надежности, стабильности качества как при производстве, так и в эксплуатации.

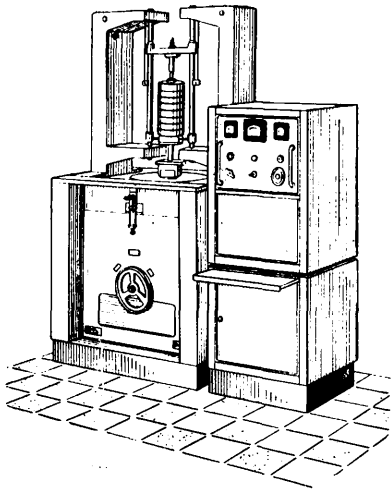


Рис. 1

В связи с этим были проведены расчеты, которые показали, что для народного хозяйства экономически выгоднее расширить на автозаводах службы входного контроля, оснатив их современным испытательным оборудованием с тем, чтобы не допустить или резко ограничить доступление на сборочные конвейеры низкокачественных резиновых деталей, чем заменять эти детали при отказах в эксплуатации. Возможности для этого есть: НАМИ и ГКИ-автопром совместно с заводами проработали значительную работу по созданию современных методов и средств испытаний резинотехнических изделий для повышения эффективности контроля и обеспечению межотраслевой системы управления качеством резиновых деталей материальной базой. В частности, ими осуществлена классификация деталей по группам; на каждую группу разработаны комплексы контролируемых показателей с учетом рекомендаций технических условий ВАЗа, как наиболее полно отвечающих современным требованиям.

Опытный завод ГКИавтопрома изготовил опытные образцы стендов для испытания рукавов систем питания и смазки на усталостную прочность при изгибе и рукавов системы охлаждения на усталостную прочность при глысирующем давлении; чехлов — на герметичность; для ресурсных испытаний чехлов, а также щеток стеклоочистителей; рукавов высокого давления — на герметичность; опор двигателя — на динамическую жесткость (рис. 1). Вильнюсским филиалом ЭНИМС создан стенд для оценки эластичности рабочей кромки радиальных армированных манжет и т. д.

Обобщив опыт эксплуатации различных стендов, ГКИавтопром совместно с НАМИ разработал РТМ 37.001.041—77 «Стенды для испытания резинотехнических автомобильных изделий», в

которых содержатся сведения о 19 стендах, в том числе четырех — для испытания резиновых армированных манжет и колец с имитацией эксплуатационных нагрузок, скоростных и температурных режимов (смещение осей, эксцентриситета, возвратно-поступательное движение, высокие и низкие температуры). Один из этих стендов (рис. 2), например, предназначен для одновременного испытания четырех армированных манжет диаметром 17—150 мм при форсированных по частоте вращения ( $n_{\max} = 8000 \text{ мин}^{-1}$ ), температуре масла ( $T_{\max} = 440 \text{ К}$ ) и давлению ( $p = 0 \div 0,1 \text{ МПа}$ ) режимах (по заранее заданной программе).

В РТМ дается также информация о шести стендах для испытания резиновых рукавов гидроприводов тормозов, сцеплений, а также топливной и масляной систем охлаждения на герметичность, разрыв, усталостную прочность при кручении, изгибе, пульсирующем давлении; двух стендов для испытания опор двигателя на усталостную прочность и динамическую жесткость; двух — для испытания резиновых чехлов и колпачков на герметичность и давлению; двух стендов для испытания резинотехнических шарниров, диафрагм пневмомоторов, щеток стеклоочистителей, резиновой ленты щеток стеклоочистителей и ремней вентиляторов.

В комплектацию всех стендов входят сменные приспособления, соответствующие размерам резиновых деталей, применяемых в отечественных легковых и грузовых автомобилях и автобусах. Режимы испытаний могут изменяться в широком диапазоне, что позволяет использовать стенды не только для контроля качества резинотехнических изделий на заводах, но и для опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ, при аттестации на Знак качества и т. д.

В стендах применен ряд конструктивных решений, направленных на повышение достоверности и надежности получаемых результатов, улучшения условий труда испытателей и повышения производительности. Например, предусмотрены устройства, подающие световой или звуковой сигналы при разрушении испытываемых деталей; стенд для испытания армированных манжет имеет программное устройство, стенды для испытания рукавов — устройства для регулирования скорости возрастания давления; установка деталей на стенды максимально механизирована: везде, где можно, применены быстродействующие зажимы; при работе стенда не требуется постоянного присутствия обслуживающего персонала.

Таким образом, сделано уже многое. Однако в интересах дальнейшего совершенствования испытательной базы для

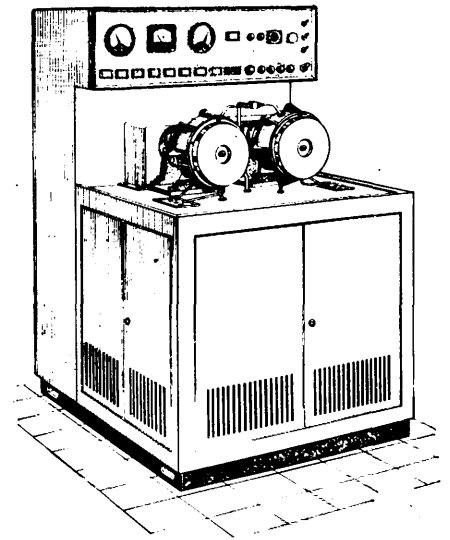


Рис. 2

управления качеством комплектующих резиновых деталей и обеспечения единства методов и средств контроля крайне необходима комплексная программа оснащения отрасли контрольно-испытательным оборудованием, которая объединяла бы и координировала усилия научно-исследовательских, проектно-конструкторских организаций и предприятий отрасли по разработке испытательной техники; предусматривала создание производственной базы, способной обеспечить быстрый выпуск как опытных образцов, так и серийное производство этой техники, а также обеспечивала систематический обмен информацией в разрабатываемом контрольно-испытательном оборудовании на предприятиях отрасли и у смежников.

Результаты реализации такой программы быстро окупятся: уменьшение числа преждевременных отказов (на ~7%) приведет к снижению трудоемкости обслуживания автомобилей и расхода запасных частей, к сокращению простоев транспорта. Тем более, что сами затраты на испытательное оборудование будут сравнительно невелики: для комплексной проверки качества всей номенклатуры резиновых деталей (кроме деталей электрооборудования) потребуется около 80 наименований средств контроля, в том числе ~30 специальных стендов для проверки работоспособности и надежности.

Расчеты показывают, что применение на заводах разработанных методов и средств контроля качества комплектующих резиновых деталей может дать народному хозяйству более 1 млн. руб. экономии в год.

**Г. П. МАСЛЕННИКОВ, Ю. И. КАТОРГИН**  
ГКИавтопром

## УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОВЕРКИ ФОНАРЕЙ ОСВЕЩЕНИЯ НОМЕРНОГО ЗНАКА

ЕДИНСТВЕННЫМ источником адресной информации на транспортном средстве является номерной знак — табличка, на которой нанесены буквы и цифры. Чтобы номерной знак автотранспортного средства был хорошо видим

не только днем, но и в темное время суток, нормируется как уровень освещения его поверхности, так и градиент яркости между характерными точками таблички. Выполнение норм обеспечивается светооптической схемой фонаря

освещения номерного знака и его однозначным, конструктивно заданным расположением относительно таблички. Практика показала, что наиболее приемлемым, с точки зрения воспроизводимости измерений, показателем качества освеще-

лась не только в прямом, но и в боковом направлениях действия нагрузки.

Новый буксирный крюк на 0,15 кг легче, а тяговое усилие его на 20 кН больше по сравнению с крюком старой конструкции. Основание нового крюка, выполненное в виде прямоугольного угольника, существенно снизило процент брака, позволило перейти на кре-

пеж меньшей размерности (М14 вместо М16) и унифицировать его с крепежом тягово-цепного устройства (М14 по ГОСТ 2349—75).

Годовой экономический эффект составил более 25 тыс. руб.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас конструкций автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ГАЗ-52 /Под ред.

А. Д. Просвирнина, Горький: Волго-Вятское книжное издательство, 1974, 191 с.

2. Вейнблат Б. М. Высокопрочные болты в конструкциях мостов. М.: Транспорт, 1971. 105 с.

**В. Б. ЧЕРКУНОВ**  
Горьковский автозавод

## ВНЕДРЕНО В ПРОИЗВОДСТВО

УДК 621.923.74.06—52:621.822.823.002.2

### АВТОМАТ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОДШИПНИКОВ

Трехшпindelный доводочный автомат мод. ТДА-50 (рис. 1) предназначен для доводки качения внутренних колец роликовых подшипников.

Наиболее оригинальными техническими решениями в автомате являются загрузочно-разгрузочное устройство (А. с. 667379, СССР) и устройство для доводки беговой дорожки колец роликовых подшипников качения абразивной лентой (А. с. 217992, СССР):

взаимодействуя с торцевой поверхностью щеки 20, снимается с него и скатывается в отводящий лоток 6 в зону толкателя 3 приводом 2.

Движение питателя 25 вперед заканчивается в тот момент, когда деталь 10 передним торцом упирается в торец патрона станка, т. е. под действием подпружиненного пальца 27 и экрана 28 срабатывает бесконтактный датчик 29 цепи управления. Включается механизм зажима детали 10 в патроне станка, а питатель 25 получает сигнал на обратный ход. В конце хода пита-

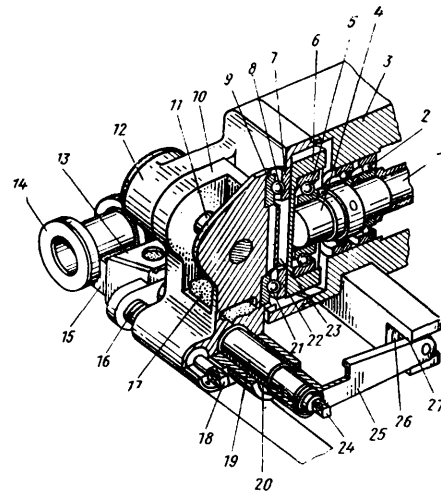


Рис. 2

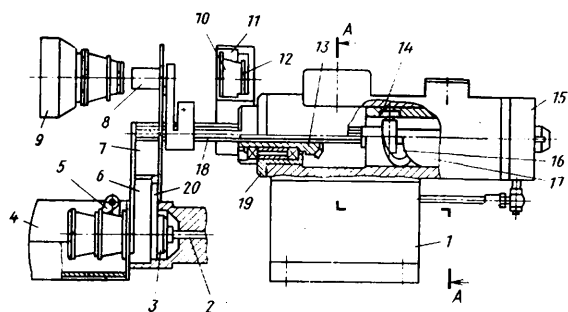
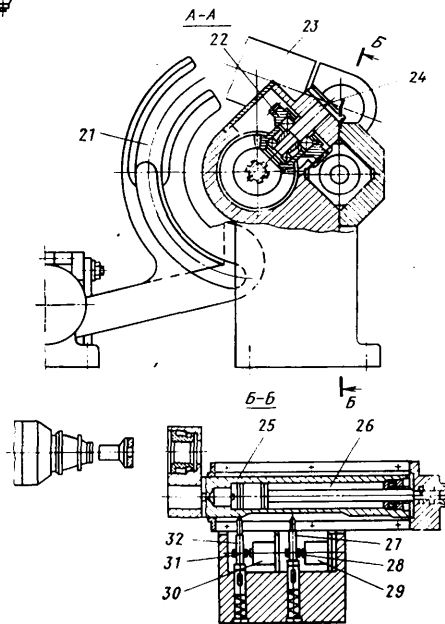


Рис. 1



Загрузочно-разгрузочное устройство по сравнению с известными аналогами имеет существенные отличия, заключающиеся в том, что съемник снабжен байонетным механизмом и связан с питателем зубчато-реечным блоком, а приемная часть отводящего лотка выполнена в виде щеки, расположенной эквидистантно направлению перемещения съемника. Все это увеличивает производительность загрузки и выгрузки станка.

Устройство работает следующим образом. В исходном положении деталь 10 из магазина 23 поступает в гнездо 11 захвата, а обработанная деталь перемещается из патрона 9 станка на пальчиковый съемник 8.

На корпусе 1 установлен (на крышке 15) питатель 25, при подаче которого вперед (поршень 26 остается на месте) шлицевой вал 18 получает вращательное движение через шестеренчатый блок 22, закрепленный на пальцевой опоре 24, и втулку-шестерню 13, установленную в стакане 19, а поступательное (обратное движение) питателя 25) от байонетного механизма-барабана 17 с профилированным пазом 16 и пальца с роликом 14.

Приемная часть лотка 6 снабжена щекой 20 с радиусным пазом 21 для снятия обработанной детали и направляющей планкой 7.

Во время спиралеобразного перемещения съемника 8 обработанная деталь,

деталь 25 назад подпружиненный палец 32 и экран 31 воздействуют на бесконтактный датчик 30, в результате чего включается привод инструмента для обработки детали 10 и привод толкателя 3 на подачу вперед. Обработанная деталь 10 перемещается из отводящего лотка 6 в станилирующий лоток 4, где фиксируется отсекателем 5, а толкатель 3 возвращается в исходное положение. После обработки детали цикл повторяется.

Как уже указывалось выше, в автомате имеется устройство для доводки беговой дорожки колец роликовых подшипников качения абразивной лентой.

Отличительная особенность этого устройства заключается в том, что механизм, сообщающий возвратно-поступательное движение доводнику с абразивной лентой, выполнен в виде взаимодействующих между собой через подпятники и шары кулисы и обоймы, смонтированной на приводном валу, ось которой выполнена под углом к оси приводного вала. Точка пересечения этих осей расположена на передней плоскости обоймы.

Устройство работает следующим образом. При обработке деталь 14 (рис. 2) вращается вокруг оси. Для создания колебательного движения доводника приводится во вращение вал 1, посаженный в подшипники 2 в корпусе 3. Этот вал имеет шейку 4, ось которой находится под углом к оси приводного вала. Шейка 4, вращая только внутреннее кольцо подшипника 5, преобразует вращательное движение вала 1 в колебательное движение передней плоскости 23 обоймы 6.

Подпятники 7 и 9 и шары 8 и 21 в свою очередь преобразуют колебательное движение плоскости 23 в качательное движение кулисы 10, несущей на себе доводник 15, создавая тем самым колебательное движение доводника.

В виду небольшой амплитуды колебаний доводника (2—3 мм) и достаточно большого радиуса (70—80 мм) качения кулисы, т. е. расстояния от оси автономного вала 11, закрепленного в корпусе 12, до оси державки 19, уста-

новленной во втулке 20, колебания доводника практически принимают за прямолинейные. Величину вылета доводника 15 регулируют вращением винта 24.

С целью удержания доводника от угловых колебаний относительно оси обрабатываемого кольца устройство снабжено рычагом 25, смонтированным на державке 19, и телом качения 26, совершающим те же колебания, что и доводник, перемещаясь в пазу пластины 27.

Давление доводника на обрабатываемую деталь осуществляется пружиной 16, величину давления регулируют с помощью винта 18. Абразивная лента 17, огибающая доводник, размещена в па-

зах пластин 13 и поджимается доводником к обрабатываемой детали 14.

#### Техническая характеристика автомата

Цикл работы станка — автоматический. Продолжительность цикла в зависимости от размера изделия — 8—15 с, изменение продолжительности при помощи реле времени ВЛ-27 — 0,1—10 с.

Частота вращения шпинделей — предварительная 1770—3200 мин<sup>-1</sup>, окончательная 2280—4100 мин<sup>-1</sup> (изменяется шкивами).

Скорость резания — предварительная 350 м/мин, окончательная 450 м/мин.

Станок снабжен доводочной головкой с двумя доводниками, число двойных движений доводников 1500 в 1 мин.

Вместимость бункера — 60—150 шт., в зависимости от типа кольца.

Инструмент — абразивная лента; в зону резания подается охлаждающая жидкость.

Изделие зажимается цанговым патроном.

Управление механизмами станка — кнопочное, с пульта управления (в наладочном автоматическом режиме).

Число электродвигателей — 4; шпиндели: АОП 2-31-2; 3 кВт; 2880 мин<sup>-1</sup> или АОП 2-32-4; 3 кВт; 1430 мин<sup>-1</sup> (в зависимости от типа колец, оговаривается в заказе).

Доводочная головка 4 А 71 — 0,56 кВт, 1500 мин<sup>-1</sup>.

Шпиндельный барабан АОП 2-12-6—0,6 кВт, 915 мин<sup>-1</sup>.

Насос ПА-22 охлаждающей жидкости — 0,12 кВт, 2800 мин<sup>-1</sup>.

Смазка механизмов станка — местная.

Габаритные размеры станка — 1610×1535×1885

Масса станка ~ 2500 кг.

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-1.

В. Н. АЛЬБИЦКИЙ, А. А. ПОПОВ

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.11.001:531.3

### СОЧЛЕНЕННЫЕ АВТОМОБИЛИ

**В** ПОСЛЕДНЕЕ десятилетие широкое распространение за рубежом получили сочлененные автомобили высокой проходимости. Например, ежегодно более 30% автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 18—40 т изготавливаются сочлененными. От обычных автомобилей они отличаются наличием «ломающейся» (шарнирной) рамы, а от автопоездов — конструкцией сочленения отдельных звеньев. Шарнирное соединение — нерасчленяемое, малой длины и с управляемыми степенями свободы в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Принципиальные конструктивные отличия сочлененных автомобилей позволяют использовать на всех мостах одинаковые шины низкого давления и больших размеров; снизить жесткость и массу рам; приспособляться к макрорельефу местности.

Благодаря этим преимуществам могут быть повышены грузоподъемность, проходимость и поворотливость сочлененных автомобилей; улучшена плавность их хода; снижены динамические нагрузки на элементы ходовой части; уменьшена металлоемкость.

Сочлененные автомобили по компоновке, областям использования и грузоподъемности (от 0,5 до 180 т) классифицируются так же, как и обычные автомобили. Что касается классификации по шарнирной связи, они делятся на два типа — седельные и прицепные. У сочлененных автомобилей седельного типа звенья (секции) соединяются об-

щей грузовой платформой, связанной с секциями шарнирами по типу седельных устройств автопоездов с полуприцепами.

Сочлененные автомобили прицепного типа могут быть с одной степенью свободы в шарнире или с 2—3 степенями свободы.

В первую подгруппу входят модели канадской фирмы Формост. Ею создано и испытано в условиях Арктики и пустыни семейство сочлененных автомобилей с колесными формулами 4×4, 6×6 и 8×8 грузоподъемностью 9—45,5 т, предназначенных для эксплуатации в сложных дорожных и различных климатических условиях. На них предусмотрено устанавливать серийные агрегаты, используемые для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях. Все модели семейства — двухсекционные, с шинами низкого давления (типа пневмокатков) и различным числом слоев корда (в зависимости от осевой нагрузки). Управление их поворотом осуществляется «силовым» способом; т. е. путем складывания его секций при помощи гидроцилиндров. Максимальный угол относительного поворота секций в плане равен 38—45° в каждую сторону. Самый малый в этом семействе автомобиль — «Дельта-2» (рис. 1) с колесной формулой 4×4 грузоподъемностью 9 т. Другой автомобиль этой фирмы — «Дельта-3» (рис. 2) с колесной формулой 6×6 грузоподъемностью 13 т. На нем установлены дизель фирмы Камминз, гидромеханическая коробка передач и ведущие мосты

с планетарными колесными редукторами. Кабина — пятиместная, со спальным местом — выполнена для арктических условий с улучшенной теплоизоляцией и обогревом. Передняя подвеска автомобиля — на листовых рессорах с реактивными штангами, задняя — балансирная. Автомобиль можно оборудовать грузовой платформой (длиной 4,82 или 6,35 м), краном, цистерной и т. д.

Дизель Камминз (мощностью 258 кВт) устанавливают также на сочлененные автомобили «Коммандер-3» (рис. 3) с колесной формулой 6×6 грузоподъемностью 27,5 т и «Коммандер-4» с колесной формулой 8×8 грузоподъемностью 45,5 т. Средняя скорость движения автомобилей 11—24 км/ч, максимальная скорость — 30 км/ч.

Фирмой Формост в 1977 г. получен заказ на разработку сочлененных автомобилей грузоподъемностью 100 и 120 т.

К этой же подгруппе относятся унифицированные модели трех- и четырехосных сочлененных автомобилей канадской фирмы «Раббер Рейловой». Например, у четырехосного автомобиля «Раббер Рейловой 8680» с колесной формулой 8×6 благодаря отсутствию управляемых мостов максимально реализованы допустимые осевые нагрузки на дорогу, что позволило повысить грузоподъемность до 23 т.

Фирма Локхид (США) выпускает прицепной сочлененный автомобиль «Драгон Вагон» (рис. 4) с колесной формулой 8×8 грузоподъемностью 9—15 т, относящийся ко второй подгруп-

Автомобильная промышленность, № 1, 1983 г.

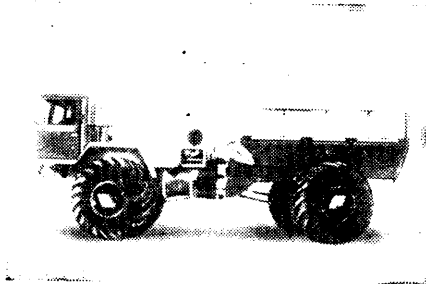


Рис. 1

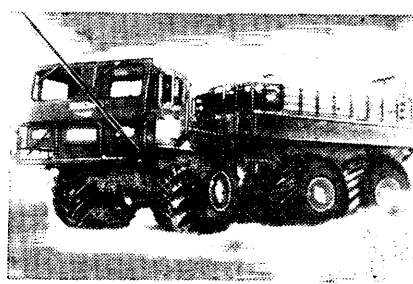


Рис. 2

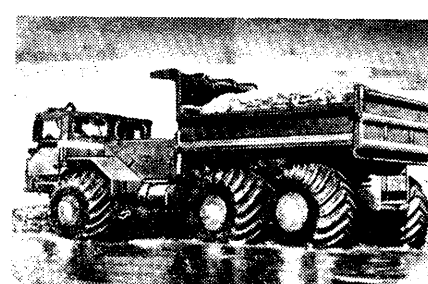


Рис. 3

пе. На передней секции за трехместной кабиной установлен дизель мощностью 166 или 325 кВт. Задняя секция предназначена для размещения грузовой платформы. Шарнир имеет две степени свободы: перемещение секций в вертикальной плоскости происходит на угол  $\pm 28^\circ$ , а в поперечно-вертикальной — на угол  $\pm 18^\circ$ . Управление поворотом обычное, причем управляемыми являются колеса передних мостов. Этот автомобиль выпускают также с седельным устройством для буксирования полуприцепов.

Одним из более распространенных в Канаде сочлененных автомобилей является «Флекстрак Норкан-300» (рис. 5) с колесной формулой 6×6. На передней одноосной его секции (за кабиной) установлен дизель мощностью 155 кВт. Задняя двухосная секция — грузовая. Автомобиль снабжен шинами диаметром 1,68 м и шириной 1,09 м, обеспечивающими удельное давление на грунт 38 кПа.

Управление поворотом осуществляется «силовым» способом при помощи системы гидроцилиндров, поворачивающих секции в горизонтальной плоскости относительно друг друга на угол до  $30^\circ$  в каждую сторону. Шарнирная связь допускает относительное перемещение секций в поперечно-вертикальной плоскости на угол до  $30^\circ$ .

Фирма Бектел Интернэйшнл Корпорэйшн (США) выпускает сочлененный автомобиль «Роллигон PD-85» с колесной формулой 8×8 для эксплуатации в любых климатических условиях. Его используют для перевозки людей, а также в качестве шасси, на котором монтируют различное оборудование. На автомобиле установлен дизель Катерпиллер мощностью 198 кВт (с турбонаддувом). Четырехступенчатая коробка передач — с двухдисковым сцеплением и гидротрансформатором. Ходовая часть состоит из двух взаимозаменяемых тележек одинаковой конструкции. В качестве двигателя применены пневмокатки. Секции автомобиля соединены между собой шарнирным узлом с тремя степенями свободы. Предусмотрена также блокировка секций в определенном положении.

Для работы в суровых климатических и тяжелых дорожных условиях шведская фирма Volvo выпускает семейство двухсекционных сочлененных автомобилей-самосвалов высокой проходимости «Волво ВМ-860», «Волво ВМ-5350», которые представляют собой двухсекционные автомобили с колесной формулой 6×6 или 6×4. Первая одноосная секция предназначена для двигателя и одноместной кабины, а вторая (грузовая) — для самосвального кузова или другого специального оборудования. Секции соединены между собой шарниром с двумя степенями свободы (в горизонтальной и поперечно-вертикальной плоскостях), расположенным на расстоянии 1280 мм от передней оси. На все модели устанавливают дизели Volvo TD 60 или Volvo TD 70B с турбонаддувом. На базе автомобилей-самосвалов фирма выпускает специальные колесные шасси Volvo-860 ТК и Volvo ВМ-861 ТК, предназначенные для монтажа различного специального, строительного и лесозаготовительного оборудования.

Семейство сочлененных автомобилей-самосвалов с колесными формулами

Параметры	«Драгон Вагон» (США)	«Роллигон PD-85» (США)	«Дельга-2» (Канада)	Дельга-3 (Канада)	«Флекстрак Норкан-300» (Канада)	Волво ВМ-860 (Швеция)	«Коскум КЛ-412» (Швеция)	А-625 (Англия)	«Раббер Рейловей 8680» (Канада)	D-250 (Англия)	Моку Д16В (Норвегия)	«Комман-дер-3» (Канада)	WD-3 (Нидерланды)	D-550 (Англия)	«Магнум-4» (Канада)
Колесная формула	8×8	8×8	4×4	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	8×8
Грузоподъемность, т	9	9—14	9,01	13,6	17	17	17	22,35	23	25	25,4	27,2	30	55	63,5
Масса в снаряженном состоянии, т	12,5	11,8	11,59	13,4	12,5	12,5	12,5	15,75	13	18,6	13,2	29,5	18	37	37,2
Коэффициент грузоподъемности	0,72	0,76—1,2	0,78	1,02	1,36	1,36	1,36	1,42	1,77	1,39	1,92	0,92	1,67	1,49	1,7
Габаритные размеры, мм:															
длина	9271	10668	8280	12400	9190	9190	8900	2500	10000	9820	8690	13500	9150	11330	16260
ширина	2438	4826	3300	3500	2500	2500	3170	2500	...	2062	2500	3500	2750	3650	3990
высота	...	...	...	...	2900	2900	3170	2995	...	3170	3130	510	...	4370	530
Дорожный просвет, мм	450	...	530	530	395	395	517	...	...	...	350	...	...	...	...
Минимальный радиус поворота, м	6,1	13,7	7,3	7,9	7,5	7,5	7,4	7,5	12,2	7,5	7,8	9,5	...	...	17,2
Мощность двигателя: максимальная, кВт	166	198	144	144	125	125	127	450	206	174	176	258	189	333	342
удельная, кВт/т	7,72	9,52	6,99	5,33	4,55	4,55	4,62	16,07	5,72	3,9	4,56	4,55	3,94	3,62	3,40
Максимальная скорость, км/ч	90	40	50	50	30	30	30,5	48	97	50	30	32	45	48	37
Размер шин	16.00—20	66×43.00—25	66×43.00—25	66×43.00—25	20.50—25	20.50—25	23.5—25	33.5—39	...	26.5×25	...	66×43.00—25	23.5×25	33.25×29	66×43.00—25
Число степеней свободы шарнира	2	3	1	1	2	2	2	2	1	2	2	1	2	2	1
Величина углов гибкости шарнира, град:															
в горизонтальной плоскости	—	30	45	45	45	45	45	...	90	45	...	38	80	45	36
в вертикальной плоскости	28	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
в поперечно-вертикальной плоскости	18	15	—	30	...	...	...	...	...	360	...	...	...	360	—
Преодолеваемые препятствия, % (град)	60 (31)	60 (31)	...	...	58 (30)	58 (30)	36 (20)	...	60 (31)	...	...	...	...	...	45 (25)
польем	40 (22)	40 (22)	...	...	40 (22)	40 (22)	...	...	31 (17)	...	...	...	...	...	40 (22)
косогор	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

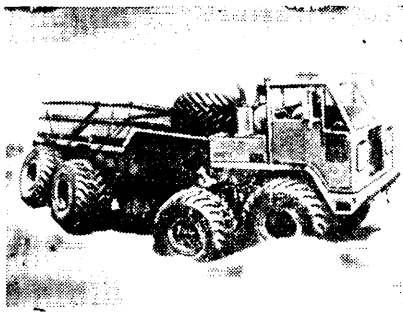


Рис. 4

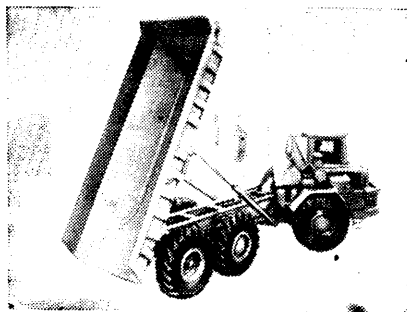


Рис. 6

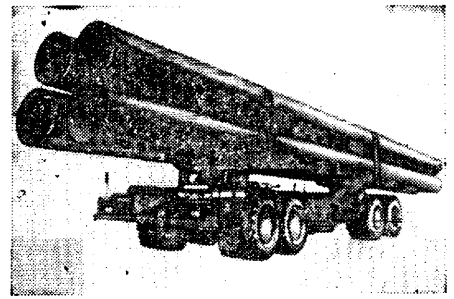


Рис. 7

4×4 и 6×6 грузоподъемностью 25,0—55,0 т выпускает (рис. 6) английская фирма DJB Эжиниринг. Две секции этих автомобилей соединены сферическим шарниром с двумя степенями свободы. На автомобили устанавливают



Рис. 5

дизели фирмы Катерпиллер. Трансмиссия оборудована гидротрансформатором. Подвеска задних колес — балансирующая,

передней оси — комплексная, с гидропневматическими элементами, в которых в качестве рабочего тела используются масло и азот. Подвеска передних и задних колес — самоуравновешивающаяся, обеспечивает постоянную независимо от массы перевозимого груза высоту центра тяжести автомобиля при движении. Сферический шарнир позволяет секциям перемещаться относительно друг друга на угол до 90° в горизонтальной плоскости и на 360° — в поперечно-вертикальной. Кроме сочлененных автомобилей-самосвалов, фирма «DJB» выпускает и другие сочлененные транспортные средства.

Сочлененные автомобили седельного типа пока выпускаются только с шарнирами, имеющими одну степень свободы. Типичным их представителем является автомобиль «Магнум-4» (рис. 7) с колесной формулой 8×8 канадской фирмы Формост, который может с полной нагрузкой преодолевать подъемы крутизной до 45% и косогоры крутизной до 40%. Он предназначен для перевозки длинномерных неделимых гру-

зов массой до 63,5 т и длиной до 24 м (например, до шести труб диаметром 1,22 м). Автомобиль оснащен дизелем мощностью 342 кВт.

Техническая характеристика сочлененных автомобилей различных фирм дана в таблице.

Таким образом, приведенные данные говорят о том, что автомобили нового типа — сочлененные — благодаря своим преимуществам заняли прочное самостоятельное место среди современных транспортных средств. Большая потребность в автомобилях высокой проходимости и большой грузоподъемности, а также широкий уровень унификации внутри семейств обычных автомобилей дают основание предполагать, что в ближайшем будущем сочлененные автомобили получат еще более широкое распространение во всех странах.

Д-р техн. наук П. В. АКСЕНОВ,  
канд. техн. наук В. Н. ГАМАЛИЙ,  
Б. Н. БЕЛОУСОВ

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 629.113.073

Я. С. Агейкин. *Пройдемность автомобилей*. М.: Машиностроение, 1981.

МОНОГРАФИЯ Я. С. Агейкина является продолжением и развитием многочисленных результатов исследований, полученных в течение ряда лет автором, а также исследований, проведенных советскими и зарубежными учеными. От предыдущей книги того же автора (Агейкин Я. С. *Вездеходные и комбинированные двигатели*, М.: Машиностроение, 1972) она отличается не только новизной материала, но и значительно более глубокой проработкой его, развитием ряда теоретических положений и практическими примерами расчетов. Прежде всего, она убедительно показывает малоперспективность попыток создания «вездеходов» методом «проб и ошибок», без серьезного теоретического обоснования, без изучения теории проходимости (за рубежом она называется «механика системы грунт — машина»). Кроме того, в книге содержатся методы определения проходимости существующих автомобилей по заданному маршруту, расчет их ожидаемой эффективности. Методы эти изложены на инженерном уровне и дают разработчикам и

конструкторам современный материал по расчету и прогнозированию проходимости вновь создаваемых автомобилей.

В монографии воплощен принцип конструирования транспортных средств высокой проходимости «от грунта — вверх» (в отличие от дорожных автомобилей, которые конструировались «от груза — вниз»).

В первой главе изложены основные понятия и даны определения, раскрывающие механические свойства грунтов как поверхности движения, их характеристики и классификация, приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований деформируемости грунтов при воздействии на них вертикальных и произвольно направленных нагрузок, влияния размеров поверхностей, через которые передается нагрузка, и времени действия нагрузки на величину и характер деформаций различных типов грунтов; приведены числовые значения механических параметров грунтов. Однако глава была бы более полной, если бы автор остановился на вибровязких изменениях в грунтах, возникающих под воздействием неравномерности, наличия высокочастотных составляющих силы тяги, передаваемой от движителя грунту.

Вторая глава посвящена процессу взаимодействия автомобильного колеса с грунтом. Рассмотрев аналитические исследования процесса, автор обоснованно останавливается на изучении общих закономерностей деформируемости как грунтов, так и шин современных конструкций. На основании результатов исследований механических характеристик автомобильных шин и их деформаций при взаимодействии с различными грунтами и твердыми поверхностями он подробно развивает теорию взаимодействия шины с грунтом, выводит формулы для определения затрат мощностей на качение колеса. Эта глава представляет особый интерес, так как сам процесс качения не только не изучен с требуемой полнотой, но даже не имеет общепринятого определения (термина). Но, несмотря на то, что исследование проведено системным методом, автор не выделяет системообразующего фактора — поверхности контакта колеса с грунтом, не рассматривает с необходимой полнотой свойств этой поверхности — геометрических и физических.

В третьей и четвертой главах автор переходит к анализу системы более высокого ранга — «автомобиль — грунт». Подробно изложены и подтверждены математическими выкладками уравнения движения автомобиля по грунту и влияние конструкции автомобиля на величину и характер параметров, входящих в это уравнение. В результате выведены формулы для определения коэффициентов сопротивления движению автомобиля, сцепления его двигателя с различными типами грунтов при преодолении основных видов неровностей и препятствий.

До последнего времени все работы, посвященные оценке проходимости автомобилей, отражали в основном результаты многочисленных испытаний, на основе которых выявились определенные закономерности. Оценка проходимости производилась уже после разработки конструкции и изготовления образца машины. В пятой главе монографии рассматриваются аналитические методы прогнозирования проходимости автомобиля на стадии его проектирования, дается методика учета условий, в которых будет работать проектируемый автомобиль. Автор приводит формулы для расчета расхода топлива, определения скоростей движения и других показателей эффективности. Это позволяет определенным образом оптимизировать конструкцию уже на бумаге, не ожидая воплощения ее в металл.

Аналитические методы оценки проходимости автор в шестой главе дополняет экспериментальными, приводит методику определения показателей грунтовой поверхности и тех параметров автомобиля, которые необходимо ввести в аналитические формулы.

Для инженеров, занимающихся не только конструкцией, но и эксплуатацией автомобилей, определенный интерес представляет седьмая глава, в которой автор раскрывает способы более полного использования технических возможностей автомобиля, оценивает влияние различных элементов автомобилей на их проходимость, рассматривает средства повышения проходимости.

Восьмая глава посвящена расчетам параметров двигателя, трансмиссии, движителя и подвески автомобилей высокой проходимости. В этой главе изложен богатый опыт работ автора в этом направлении. Она представляет особый интерес не только для конструкторов, но и для студентов, будущих инженеров-автомобилистов.

Некоторые неточности, допущенные автором, не умаляют достоинств книги. Так, в схеме движения по косоугру (рис. 46) не учтена деформация подвески — ее упругих элементов, что существенно изменяет общую картину. На стр. 162 автор говорит о конструкции протектора, в то время как рассматривает его рисунок. Возможность медленного движения автомобиля с гидротрансформатором — не основное его достоинство. Дело в том, что при малых скоростях движения таких машин КПД гидротрансформатора настолько низок, что величины сил тяги, подводимых к колесам, существенно снижаются. Наибольший эффект гидротрансформатор, как было показано в ряде работ, дает за счет фильтрации и демпфирования колебательных составляющих крутящего момента трансмиссии.

В целом книга весьма своевременна, содержит нужный и интересный материал, имеет научное и практическое значение и может быть рекомендована исследователям, инженерам, конструкторам, эксплуатационникам и использована в качестве учебного пособия для студентов.

Кандидаты техн. наук И. А. БЕСКИН,  
Л. А. РОГОВА

## Принимается подписка на новые книги, выпускаемые в 1983 г. издательством «Машиностроение»

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в машиностроении: планирование, организация, экономика / П. П. Долгов, В. Н. Кошелев, Б. И. Кузин, О. Б. Ткалич. 20 л., ил. В пер.: 1 р. 30 к. (IV кв).

В книге приведен комплекс экономико-математических моделей, используемых в планировании и прогнозировании научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) в машиностроении. Указаны способы обобщенной оценки эффективности научно-технических программ и методы распределения ресурсов между НИОКР. Впервые разработаны вопросы организации НИОКР и оптимального их планирования на базе нормативных оценок для множества потребительских эффектов. Большое внимание уделено организации хозрасчета и оценке результатов деятельности научных учреждений. Даны конкретные примеры рассмотрения основных задач.

Для инженерно-технических работников научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций.

Новицка с Ю. М. Экономика ЭВМ. 15 л., ил. 80 к. (III кв.).

В книге рассмотрен процесс развития ЭВМ как технической базы системы управления общественным производством. Изложены методы определения экономической эффективности, а также определения потребности народного хозяйства в ЭВМ. Исследована экономика развития сетей вычислительных центров и экономика рядов ЭВМ. Проанализированы экономические проблемы производства ЭВМ.

Для инженерно-технических работников НИИ, КБ и предприятий, занимающихся разработкой, производством и внедрением электронно-вычислительных машин.

Подписку на эти книги можно оформить в местных магазинах подписных изданий, отделах подписных изданий универсальных книжных магазинов, в специализированных магазинах технической литературы, а также в магазинах — опорных пунктах издательства «Машиностроение».

ВГО «СОЮЗКНИГА»

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректоры О. Е. Мишина и Л. Я. Шабашова

Сдано в набор 05.11.82.  
Формат 66×96<sup>1</sup>/<sub>8</sub>

Печать высокая

Подписано в печать 28.12.82.  
Уч.-изд. л. 8,03 Усл. печ. л. 5,0. Тираж 10912 экз.

T-23712  
Зак. 493.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427  
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли г. Подольск, ул. Кирова, д. 25





## БЕЗНАЛИЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ПО ПЛАТЕЖАМ НАСЕЛЕНИЯ

**Уважаемые товарищи!**

Каждый из Вас ежемесячно посещает сберегательную кассу для того, чтобы уплатить за квартиру, коммунальные услуги, газ, электроэнергию, телефон, за содержание детей в детских учреждениях, внести другие платежи и тратит на это много личного времени. Между тем, сберегательные кассы могут осуществлять по Вашему поручению безналичные расчеты с предприятиями, учреждениями и организациями по любым видам уплачиваемых Вами платежей.

Безналичные расчеты производятся сберегательными кассами как в разовом порядке, так и по длительному поручению — впредь до его отмены Вами.

Поручение о безналичных расчетах вкладчик может дать сберегательной кассе лично, либо прислать по почте. Необходимые бланки для оформления таких поручений можно получить в любой сберегательной кассе.

При явке вкладчика в сберегательную кассу все перечисленные с его счета суммы будут записаны в сберегательную книжку.

Безналичные расчеты через сберегательную кассу — наиболее удобная для населения форма платежей, они позволят произвести необходимые для Вас расчеты с организациями-получателями платежей, экономят личное время трудящихся и освобождают их от необходимости носить при себе платежные документы.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

# «МИЦУТОЙО» — ОДИН ИЗ КРУПНЕЙШИХ В МИРЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ ПРЕЦИЗИОННОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

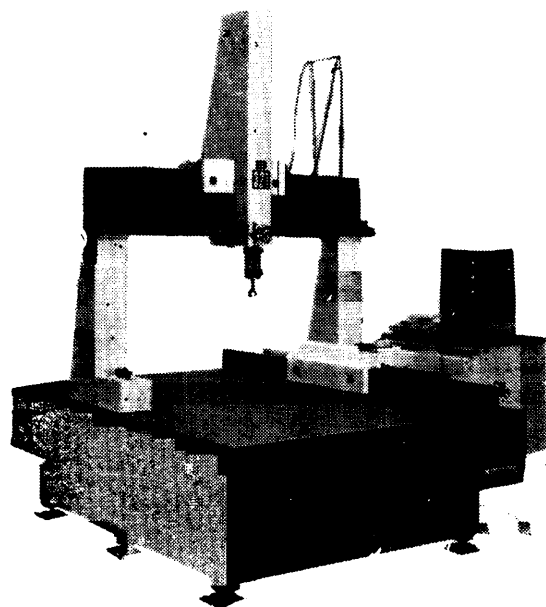
«Мицутойо Мфг. Ко., Лтд.» — крупнейший в Японии изготовитель высокоточных измерительных приборов и инструментов. На долю «Мицутойо» приходится 85% выпускаемых в Японии микрометров, которые наряду с другими изделиями фирмы широко используются на предприятиях, производящих автомобили, электротехнические товары, часы, фототовары и другую продукцию, требующую самой передовой технологии.

Измерительная техника «Мицутойо» экспортируется в 80 стран мира (в том числе и в СССР), где пользуется хорошей репутацией благодаря своим отличным характеристикам. Она позволяет улучшить качество изделий, повысить производительность труда и снизить затраты.

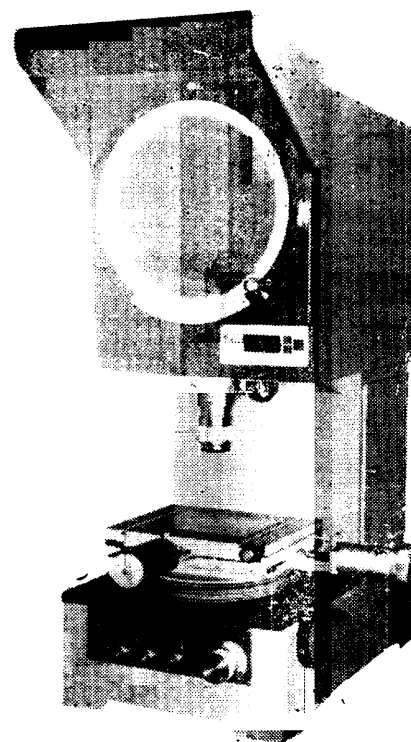
Фирма «Мицутойо» выпускает все основные виды измерительных приборов и инструментов — микрометры, штангенциркули с нониусом, циферблатные измерительные приборы с круговой шкалой и т. д.

Фирма «Мицутойо Мфг. Ко., Лтд.» создает на основе передовой японской электронной технологии новейшие измерительные приборы, сочетающие электронику с прецизионной измерительной техникой.

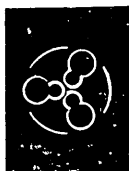
Это крупногабаритные координатно-измерительные машины, профильные проекторы и линейные измерительные приборы с широкой областью применения.



КОординатно-  
ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ  
МАШИНА  
с использованием  
ЭВМ 321



НОВЕЙШИЙ УНИКАЛЬНЫЙ  
ПРОФИЛЬНЫЙ ПРОЕКТОР  
PJ 311 с использованием  
электронного увеличителя  
изображения.



MITUTOYO MFG. CO., LTD.  
МИЦУТОЙО МФГ. КО., ЛТД.

33—7, Shiba 5-chome,  
Minato-ku, Tokyo, Japan  
Telex: 242-2395  
Phone: (03) 453-3331

Экспортное агентство — фирма «ТОЙО МЕНКА КАЙ-  
ША, ЛТД.»

Москва, 123610, Краснопресненская наб., 12  
Тел.: 253-88-03, 253-88-18, 253-89-21, 253-89-22  
Телекс: 413170 TOMEN SU

Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВО и ВЕДСОМСТВА, в ведении которых они находятся.  
Запросы от организаций на проспекты и каталоги по объявлению следует направлять по адресу: 113461, Москва, Каховка, 31, корп. 2 В/О «Внешторгпреклама», фирма «Импореклама».

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, 1983, № 1, 1—40.