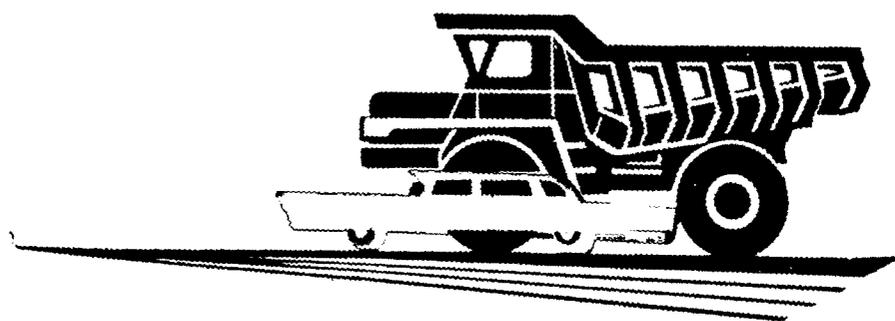


**А**

**АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

**1963**

**4**



# СОДЕРЖАНИЕ

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Р. В. Ротенберг — Электронно-вычислительные машины и технический прогресс в автомобилестроении . . . . .	1
И. Н. Величин, Е. В. Исаев, А. И. Нисневич, И. В. Пустовалов — Влияние различных способов форсирования на износ поршневых колец автотракторного дизеля . . . . .	6
Н. А. Бухарин — О требованиях к тормозным свойствам автомобиля . . . . .	9
В. Е. Тольский — Связанные колебания двигателя и его подвеска . . . . .	11
Ю. И. Чеоединченко — О единой методике испытаний гидротрансформаторов	13
Н. Ф. Бочаров, Е. Б. Крадинов, В. Н. Гусев, Э. Е. Абрамова — Испытания пневмокатков на весенней пахоте . . . . .	18
В. Ф. Родионов — Определение параметров агрегатов силовой передачи легковых автомобилей . . . . .	20
Д. П. Великанов — Эксплуатационные качества отечественных легковых автомобилей . . . . .	23
С. П. Кананыхин — Исследование дополнительных потерь и износов шин . . . . .	29
Н. М. Морошкин — О специальных конструкциях такси и прокатного автомобиля	33
В. Т. Кузьмичев — Стенд для испытания ведомого диска сцепления . . . . .	34

## ТЕХНОЛОГИЯ

Р. Г. Яшунский, И. И. Левина — Прибор для автоматического регулирования плотности тока гальванических ванн . . . . .	35
Э. И. Фельдштейн, П. А. Мишин, Е. И. Соколова, З. Э. Фейгин — Сульфоцианирование режущих инструментов . . . . .	37
С. М. Зонненберг — Использование малых агрегатных станков для групповой обработки деталей . . . . .	39
С. С. Колтунов — Автоматизация резьбонакатных станков фирмы Манвилл . . . . .	43

## ИНФОРМАЦИЯ

Е. А. Блоштейн — Больше продукции отличного качества при наименьших затратах . . . . .	44
В. В. Лукин — Применение электронно-вычислительных машин в автомобильной промышленности зарубежных стран . . . . .	45
В. В. Бурков — Новый вид продукции для теплообменников . . . . .	46
А. В. Воробьев — Всесоюзная научно-техническая конференция по обобщению опыта применения математических машин в автомобильной промышленности	48

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

А. М. Кригер — Рецензия на книгу Ворснцовой Н. И., Гельфгата Д. Б., Лунева И. С. и др. «Тензометрирование деталей автомобиля», Машгиз, 1962 . . . . .	48
Новые книги . . . . .	3-я стр. обл.

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, [Е. Б. Арман], В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. М. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, [Г. В. Зимелев], К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

### АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор В. П. Крылова.

Слано в производство 7/II 1963 г.

Подписано в печать 25/III 1963 г.

Т-02660 Тираж 15075 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9. Бум. л. 3. Формат 60×92<sup>1</sup>/<sub>8</sub> Зак. 682.

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
ПО АВТОМАТИЗАЦИИ И МАШИНОСТРОЕНИЮ  
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Год издания XXIX

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

### Электронно-вычислительные машины и технический прогресс в автомобилестроении<sup>1</sup>

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ

**П**ЕРВЫЕ работы в области автомобилестроения, выполненные с помощью электронно-вычислительных машин, появились в различных странах 6—8 лет назад. В последующие годы был опубликован ряд работ, позволяющих подвести первые итоги и оценить дальнейшие перспективы использования ЭВМ для развития автомобилей.

Первый итог, это подтверждение мысли о том, что ЭВМ нельзя рассматривать только как усовершенствованное средство механизации и ускорения вычислений. Роль ЭВМ значительно больше, они могут помочь решению ряда принципиальных вопросов, оказать существенное влияние на технический прогресс в развитии автомобилей.

Процесс внедрения ЭВМ в автомобилестроение можно разделить на три этапа: ознакомление с возможностями ЭВМ различных типов и создание вычислительных центров и лабораторий, обслуживающих нужды автомобильной промышленности; решение различного рода частных задач и совершенствование вычислительной техники созданием дополнительного оборудования, необходимого для решения задач, непосредственно связанных с исследованием автомобилей; решение проблемных вопросов и создание принципиально новых конструкций и установок, основанных на использовании ЭВМ.

В большинстве стран первый этап завершен и находится в разгаре решение самых различных задач по исследованию, расчету, испытаниям автомобиля и его механизмов.

ЭВМ как средство исследования. ЭВМ, которые можно использовать для исследования автомобилей, зависят прежде всего от моделей, выпускаемых промышленностью.

Однако при заданной, достаточно широкой номенклатуре ЭВМ различных типов и моделей возникает ряд вопросов: какие следует выбирать типы ЭВМ, непрерывные или дискретные, достаточны ли универсальные ЭВМ или следует создавать специализированные, применять ли ЭВМ централизованно в едином для промышленности вычислительном центре или

децентрализованно в различных исследовательских организациях, заводах, вузах и др.

В настоящее время, отвечая на эти вопросы, можно считать, что достаточно применение ЭВМ универсального назначения как непрерывных, так и дискретных. Для решения серьезных задач с минимумом допущений приходится применять цифровые машины и большие модели, так как необходимое число операционных усилителей достигает 60—160. Такие ЭВМ, очевидно, должны быть сосредоточены в одном месте. В остальных организациях, занимающихся применением ЭВМ, пока достаточны средние и малые моделирующие установки типа ЭМУ-8, МН-7.

В связи с применением ЭВМ возникают вопросы о том, как использовать полнее все растущую производительность этих машин, обеспечить их заказами и упростить процессы подготовки и ввода задач в ЭВМ.

В настоящее время намечилось несколько путей для решения этих вопросов:

1. Разъяснение возможностей ЭВМ и целесообразных сфер их применения с целью увеличения числа инженеров, применяющих ЭВМ.
2. Подготовка и переподготовка инженерно-технических работников автомобильных специальностей во вузах, на курсах, на семинарах.
3. Создание каталога готовых программ по типовым задачам, возникающим при конструировании, испытании, исследовании автомобилей.
4. Совершенствование техники использования ЭВМ.

Из работ, проводимых в этом направлении непосредственно в автомобильной промышленности, можно отметить систему Диана-Фортран, существенно упрощающую работу инженера с ЭВМ [1].

Система служит для решения вполне определенного, хотя и достаточно широкого класса динамических задач, встречающихся при исследовании автомобиля и описываемых системами обычных дифференциальных уравнений.

Особенность системы Диана-Фортран состоит в том, что она позволяет избежать составления дифференциальных уравне-

<sup>1</sup> Сокращенное изложение доклада на конференции по применению математических машин при конструировании и испытаниях автомобилей и двигателях.

ний, описывающих движение системы, решать задачу, ограничиваясь минимальными сведениями об ЭВМ, численном анализе, технике программирования.

Решение задачи выполняется по схеме, изображенной на рис. 1. С помощью специальной системы обозначений описывается исходная система (ее элементы и связи между ними, возмущающие силы), дается перечень искоемых величин и форма, в которой они должны быть получены (таблицы, графики). Эти данные, записанные по коду Диана, наносятся на перфокарты и вводятся в ЭВМ-1.

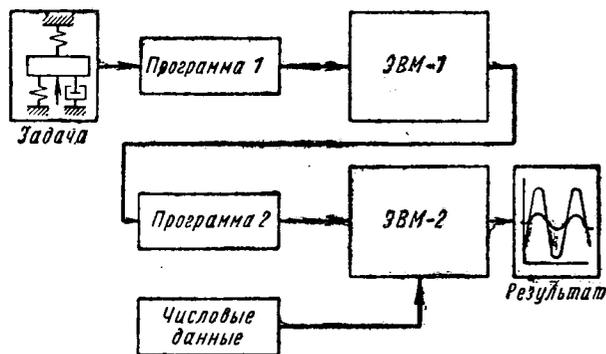


Рис. 1. Схема подготовки и решения задачи на ЭВМ при автоматизированной подготовке программы.

В счетной машине составляются (подбираются) дифференциальные уравнения, соответствующие заданной системе, выработывается порядок действий для получения искоемых величин (перемещений, ускорений и т. д.) и система команд для записи результатов в заданной форме. ЭВМ-1 выдает перфокарты по программе Фортран. Эта программа, а также перфокарты с необходимыми цифровыми данными, вводятся в ЭВМ-2, откуда и получают искомый результат, который может быть выдан в виде таблицы или графиков функций и их производных по времени, либо амплитуд и фаз, соответствующих данной частоте.

В действительности вместо двух счетных машин применяется одна, которая сначала используется для составления программы, а потом для получения решения по ней.

Возможны, по-видимому, и другие способы ускорения решения задач. Фирма Фиат объявила, например, о сокращении времени на программирование задач на 50%.

Решение задач. В настоящее время опубликовано достаточно большое число задач из области автомобилестроения, решавшихся с помощью ЭВМ.

Изучение решений, их критическая оценка и использование полученной информации имеют важное значение для дальнейшего внедрения ЭВМ в автомобилестроение.

Рассмотрим на нескольких примерах, почему приходилось использовать ЭВМ и какие это давало результаты. Начнем с задач, связанных с основными эксплуатационно-техническими качествами автомобиля.

Задачи по плавности хода были, по-видимому, первыми, с которых началось применение ЭВМ в автомобилестроении. Это объясняется тем, что в теории автомобиля были своевременно поставлены соответствующие задачи, выведены дифференциальные уравнения движения, определены коэффициенты, накоплены опытные данные и т. д. Таким образом, не хватало только средств для решения уже поставленной задачи. Покажем на примере группы задач, что дало применение ЭВМ к исследованию плавности хода [2].

Автомобиль представляет собой сложную колебательную систему, имеющую, по крайней мере, семь степеней свободы. Поэтому расчеты колебаний автомобиля возможны только с помощью достаточно совершенной ЭВМ, что не всегда удобно и возможно.

Исследования позволили выяснить значение каждого элемента колебательной системы и поэтому существенно ее упростить во многих случаях.

Исследование колебаний, проведенное на ЭВМ «Стрела», позволило установить условия, при которых оказалось возможным заменить исходную систему (рис. 2, а) более простой (рис. 2, б), широко применяемой теперь для расчета автомобиля на колебания.

Дальнейшим шагом явился анализ влияния параметров автомобиля: весов поддресоренных и неподдресоренных частей,

жесткостей подвески и шин, сопротивления амортизаторов на колебания кузова и колеса в вертикальной продольной плоскости. Если подсчет перемещений и ускорений при установившихся колебаниях был сравнительно несложен и приводился на клавишных машинах, то аналогичный расчет для неустановившихся колебаний приходилось проводить на аналоговой ЭВМ. Полученные результаты важны для конструктора, так как помогают решать, в какой мере влияет та или иная конструкция подвески и ее параметры на плавность хода автомобиля.

Решение точных уравнений, описывающих колебания автомобиля, и углубленное исследование их особенностей, обеспеченное благодаря применению ЭВМ, позволило решить третью задачу — разработать простые инженерные методы расчета [3].

Оказалось возможным вести расчет автомобиля на колебания, рассматривая четыре простейших системы с одной степенью свободы, имеющими разный вид для кузова и колес (рис. 2, в). Важно, что при этом были установлены границы

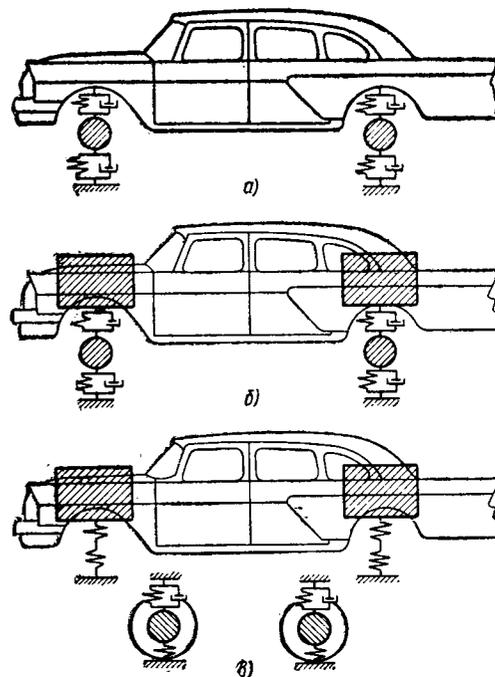


Рис. 2. Схемы колебательных систем, эквивалентных автомобилю:

а — общий случай; б — распространенная расчетная схема; в — схемы, применяемые при инженерных расчетах.

применения упрощенных формул и оценены получающиеся погрешности.

Для дальнейшего упрощения расчетов на аналоговой ЭВМ получено решение дифференциального уравнения, исходного для простейших схем, более чем для 300 вариантов, охватывающих возможные пределы изменения основных параметров автомобиля.

Полученные результаты, представленные в виде графиков, позволяют конструктору вести проектирование и приближенные расчеты, не прибегая к решению дифференциальных уравнений. То, что колебания масс автомобиля описываются простыми уравнениями, существенно упрощает учет неровностей дороги при изучении различных эксплуатационно-технических качеств автомобиля.

Рассмотрение чисто вертикальных колебаний в соответствии со схемами рис. 2, б, в пришлось дополнить исследованием угловых колебаний кузова. Анализ влияния параметров автомобиля (неподдресоренных масс) на колебания позволил несколько упростить исходную расчетную систему. Применение ЭВМ оказалось необходимым, так как в правой части уравнений появляются четыре слагаемых, обусловленных силами, передающимися через упругие элементы и амортизаторы передних и задних колес. Результаты исследования позволили оценить количественно, насколько быстро убывают угловые колеба-

ния кузова с увеличением скорости движения, как лучше подбирать отношение жесткостей упругих элементов и коэффициентов сопротивления амортизаторов передней и задней подвесок.

Исследование колебаний двухосных автомобилей привело к решению пятой задачи — исследованию колебаний многоопорных машин. Многоосный автомобиль или гусеничную машину можно приближенно привести к единой расчетной схеме многоопорной машины (рис. 3). На аналоговой машине было изучено поведение машины при трех-четырех опорах (многоосный автомобиль) и пяти-восьми (гусеничная машина) при

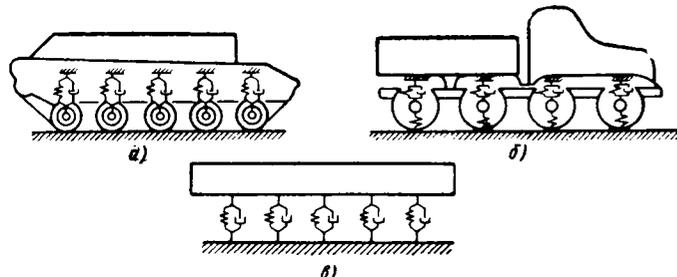


Рис. 3. Колебательные системы:

а — гусеничная машина; б — многоосный автомобиль; в — схема многоопорной машины.

установившихся и неустановившихся колебаниях. Полученные результаты оказались существенными и в теоретическом отношении и привели к практическим рекомендациям по выбору числа и расположения амортизаторов, а также по методике испытаний многоопорных машин на плавность хода.

При исследованиях предполагалось, что характеристика всех элементов подвески — линейная. Поэтому представляют интерес первые работы по учету нелинейных характеристик упругих элементов и амортизаторов [4]—[6].

При исследовании устойчивости и управляемости автомобиля достаточно описать его движение с помощью системы трех дифференциальных уравнений второго порядка.

К общим трудностям, связанным с решением таких уравнений, добавляются специфические, обусловленные тем, что силы взаимодействия, возникающие в плоскости контакта колеса с дорогой, связаны с углами увода и между собой нелинейными зависимостями. Кроме того, криволинейное движение автомобиля представляет собой чаще всего неустановившийся процесс.

Поэтому без ЭВМ нельзя провести достаточно точное количественное исследование устойчивости и управляемости автомобиля. Без ЭВМ приходится, например, характеристики увода шин принимать линейными и поэтому исследование ограничивается лишь малыми значениями боковой силы, соответствующими боковым ускорениям, не превышавшим примерно  $3,0 \text{ м/сек}^2$ . Таким образом, не рассматривались как раз те области, где появлялась вероятность заноса автомобиля, т. е. исследовалась только управляемость автомобиля.

Бове и другие ввели в уравнения нелинейные характеристики шин [7]. При этом рассматривалось как установившееся движение, так и переходный процесс, обусловленный резким поворотом рулевого колеса в начальный момент ( $3,5^\circ$  за  $0,25 \text{ сек}$ ).

На рис. 4 показаны в качестве примера кривые, позволяющие судить о практической ценности полученных результатов. При установившемся движении автомобиль без стабилизатора в передней подвеске (кривая 1) движется со значительной недостаточной проворачиваемостью и опасностью заноса на большой скорости (рис. 4, а). Введение стабилизатора устраняет опасность заноса и уменьшает степень недостаточной проворачиваемости (кривая 2). При переходном процессе (рис. 4, б) скорость вращения автомобиля вокруг вертикальной оси остается некоторое время почти постоянной, а затем начинает резко возрастать (кривая 1). Введение стабилизатора оттягивает этот момент (кривая 2), что дает водителю больше времени для того, чтобы выправлять положение автомобиля в процессе поворота.

Представляют интерес результаты проверки решений, полученных с помощью ЭВМ. На рис. 5 нанесены точки, полученные при испытании на устойчивость автомобиля с включенным и выключенным стабилизатором. Соответствующие кривые 1

и 2, полученные на ЭВМ при параметрах того же автомобиля, достаточно хорошо совпадают с опытными данными.

В направлении, аналогичном описанному, составлена и работа Гумперта [8].

Применение ЭВМ позволило рассмотреть и другой важный вопрос, связанный с устойчивостью автомобиля. Раньше при

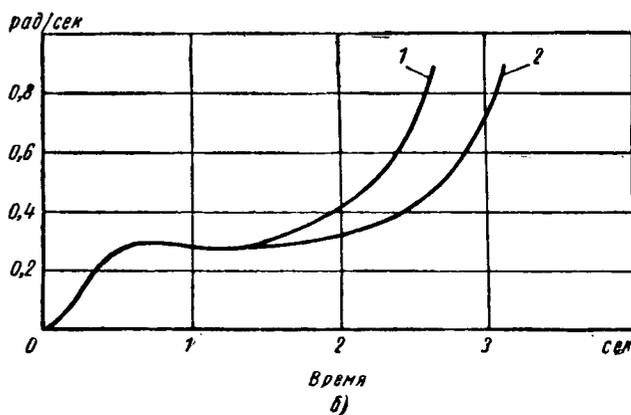
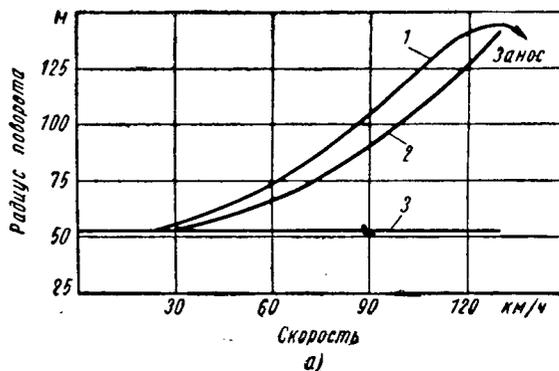


Рис. 4. Влияние стабилизатора на устойчивость и управляемость автомобиля:

а — установившееся движение; б — переходный процесс: 1 — без стабилизатора; 2 — со стабилизатором; 3 — при жестких шинах.

теоретических исследований не шли обычно дальше констатации факта начала заноса. Между тем представляет большой практический интерес то, как будет развиваться занос, с какой скоростью, в каком положении окажется автомобиль к концу заноса и т. д. Выяснение всех этих вопросов на механических моделях было неточным, а при эксплуатационных испытаниях — опасным.

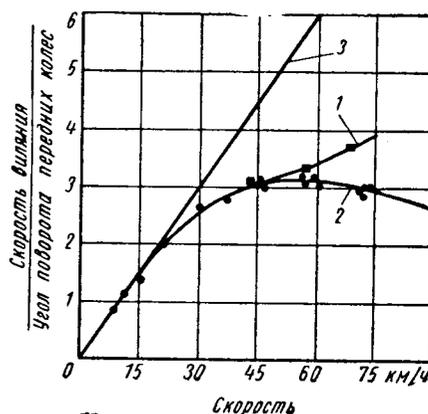


Рис. 5. Сравнение опытных данных по автомобилю Форд 1959 г. с результатами расчета на ЭВМ:

1 — без стабилизатора; 2 — со стабилизатором; 3 — при жестких шинах.

Применение ЭВМ позволило исследовать поведение автомобиля в процессе заноса в зависимости от скорости движения, величины тяговых и тормозных усилий при различных харак-

теристиках увода шин, при быстрой и замедленной реакции водителя [9].

Хотя разделы теории автомобиля «Тяговые качества» и «Экономичность по расходу топлива» являются наиболее давними, аналитические методы исследования были часто ограниченными или применялись лишь в сочетании с данными эксплуатационных испытаний автомобилей.

Первые результаты применения ЭВМ для исследования тяговых качеств и экономичности автомобиля позволяют ожидать аналитического решения таких задач, которые до настоящего времени решались только опытным путем.

Одна из работ появилась в связи с тем, что при проектировании грузового автомобиля высокой проходимости необходимо было выбрать достаточно точно передаточные числа  $i_{pk}$  раздаточной коробки и  $i_0$  главной передачи при заданных двигателе и коробке передач.

Тяговый расчет должен был обеспечить движение автомобиля без переключения передач с определенными скоростями по дорогам с заданными подъемами, наибольшие ускорения при разгонах и достаточную экономичность [10].

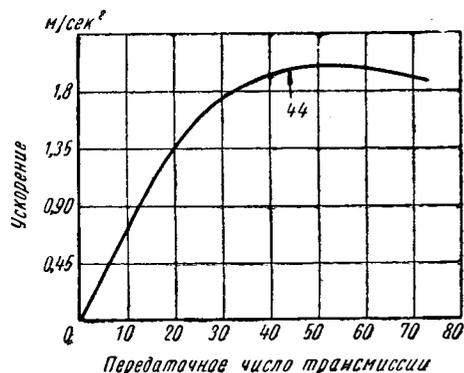


Рис. 6. Влияние передаточного числа трансмиссии на ускорение автомобиля при разгоне на первой передаче.

Задача была введена в цифровую ЭВМ, дававшую данные о скорости и ускорении автомобиля при движении, времени и пройденном пути, оборотах коленчатого и карданного валов, крутящем моменте на ведущих колесах, тяговом усилии, избыточной силе тяги и др.

Полученные данные позволили установить, что из возможных значений  $i_0$ , равных 5,40; 6,60; 6,90; 7,20, наилучшим является  $i_0=6,90$ . С помощью ЭВМ была построена зависимость ускорения автомобиля при разгоне от передаточного числа трансмиссии  $i_m$  на первой передаче (рис. 6). Наличие такого графика позволило установить, что хотя выбранная величина  $i_m=44$  отличается от того значения, которое дает максимум ускорения ( $i_m=51$ ), эта разница не имеет практического значения.

Таким образом, решена узкая конкретная задача без учета по существу требований экономичности.

Более широко поставили задачу Луден и Луркей [11].

Тяговая динамика и экономичность исследовались с следующими целями: подбор передаточных чисел коробки передач и главной передачи, проверка соответствия характеристик двигателя и трансмиссии, учет влияния различных параметров автомобиля (вес, размеры шин и др.), сравнение экономичности в городских и загородных условиях и др.

Для оценки тяговой динамики на ЭВМ моделировался главным образом процесс разгона автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке.

Топливная экономичность оценивалась расходом топлива при движении по данному дорожному участку. Для решения задачи необходимы некоторые опытные данные по двигателю и дорожному профилю. При испытании двигателя получены сведения о его нагрузке, оборотах и расходе топлива при различных режимах.

Характеристика выбранных участков дороги записывалась на магнитную ленту, обрабатывавшуюся в дальнейшем с помощью ЭВМ. Каждые  $2/3$  сек на ленте регистрировались показания: профиля пути от гироскопического датчика и скорости движения от датчика, связанного со вторичным валом коробки передач. Дифференцирование зависимости скорости движения от времени давало ускорения автомобиля, необходимые для приведения неравномерного движения по действи-

тельной дороге к равномерному по некоторому условному подъему. Эти данные позволяли определять суммарный расход топлива на всем участке и оценку экономичности автомобиля. Применение ЭВМ дало возможность увеличить количество получаемой информации, по сравнению с данными эксплуатационных испытаний, более чем в 10 раз. За один год испытывалось на разгон при полностью открытой дроссельной заслонке 266 автомобилей (расчетных вариантов) и на топливную экономичность на дорогах трех видов 191 модель.

Проведенные в другой работе расчеты тяговой динамики автомобиля, пути разгона и возможности обгона в заданных условиях показали, что применение ЭВМ не только сократило время расчета в 60 раз при ступенчатой коробке передач и в 35 раз при бесступенчатой, но и оказалось экономически целесообразнее. Расходы на расчеты вследствие применения ЭВМ уменьшились в 7,5—11 раз [12].

Приведенные выше примеры касались исследований, требовавших решения нелинейных дифференциальных уравнений. Существует ряд задач со значительно более простыми уравнениями, требующими, однако, использования ЭВМ. Поясним это примерами.

Трансмиссия автомобиля представляет собой упругую систему, которая под действием динамических нагрузок испытывает сложные деформации.

Динамические нагрузки, возникающие вследствие неравномерности карданного вала, обуславливают изгибные напряжения, достигающие иногда опасных величин и угрожающие прочности некоторых частей (карданый вал, удлинитель коробки передач, картер гидротрансформатора). Другим источником динамических изгибающих моментов является неравномерность вращения карданов, вызывающая неприятный шум, передающийся кузову.

Вращающиеся детали трансмиссии можно рассматривать как элементы балки (вала) переменного сечения. Сопrotивление материалов дает метод определения внутренних усилий (поперечная сила, изгибающий момент) и деформаций (поворот сечения, прогиб) для подобного случая. Балка разбивается на целый ряд достаточно малых участков, и расчет ведется последовательным решением систем алгебраических уравнений, связывающих четыре искомые величины, для всех участков (с первого до последнего). Этот весьма громоздкий расчет был впервые выполнен с помощью ЭВМ [13].

Работа позволила установить положение опасных сечений, исследовать последствия изменения длины, веса, жесткости элементов трансмиссии, впервые разобратся в природе шумов, передающихся от трансмиссии кузову.

Сравнение затрат на решение задачи машинным и ручным способом дало следующие результаты. Если трансмиссия разбивается на 50 элементарных участков, а расчет ведется для 20 частот возмущения, то он отнимает на ЭВМ 20 мин, а у техника средней квалификации, работающего на клавишной счетной машине, одну неделю. В денежном выражении соотношение расходов составило 1:12 в пользу ЭВМ.

Для правильного выбора жесткости упругого элемента и размеров рычагов независимой подвески колес необходимо знать характер перемещений колес при их наезде на неровность. Из-за того, что плоскость колеса наклонена к основным плоскостям автомобиля (углы развала и схождения) и поворотный шкворень имеет свои углы наклона (продольный и вбок), перемещения оси колеса, точки крепления пружины подвески, шарниров рулевого привода подчиняются сложным, пространственным кинематическим соотношениям. Эти обстоятельства, а также малая абсолютная величина перемещений делают применяемые обычно графические методы нерезультативными. В связи с этим весьма громоздкий аналитический расчет кинематики подвески был существенно ускорен на заводе Форда с помощью цифровой ЭВМ [14].

Как указывают авторы, общее число уравнений, алгебраических и простых (каждое в отдельности) достигло 80. Подобные расчеты были произведены также на заводе Крайслер. ЭВМ непрерывного действия позволила построить характеристики подвесок легковых автомобилей 1961 г. (модели Плимут, Нью-Йоркер, Вэлиант).

Дальнейшие перспективы использования ЭВМ. Применение ЭВМ в задачах, описанных выше, позволило резко сократить время расчетов, увеличить количество получаемой информации, уточнить протекание различных явлений. Наряду с этим возможна постановка принципиально новых проблем, решение которых возможно только при использовании ЭВМ.

Хотя прогнозы в этом направлении затруднительны, приведем три примера.

1. Проблема взаимосвязи водитель—автомобиль. В настоящее время принято оценивать и исследовать автомобиль вне связи с характеристикой водителя. При этом считается, что оценка автомобиля получается более объективной.

Такая постановка задачи является искусственно суженной, вынужденно ограниченной. Водитель и автомобиль неразделимы, и их характеристики должны быть взаимосвязаны тем лучше, чем выше скорости движения и требования к его безопасности.

Приближенно автомобиль можно представить состоящим из следующих элементов: водитель, экипаж (кузов и ходовая

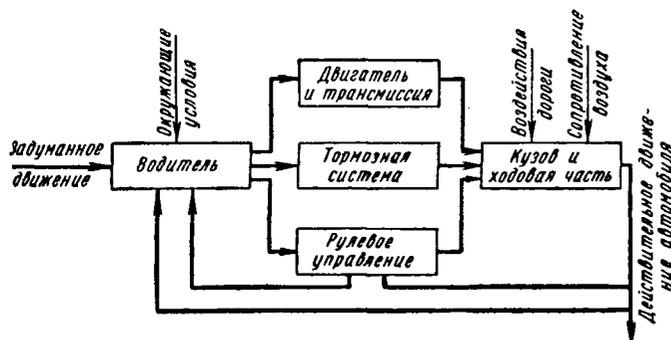


Рис. 7. Приближенная структурная схема автомобиля.

часть), система, обеспечивающая движение (двигатель и трансмиссия), тормозная система, рулевое управление. Приближенная структурная схема автомобиля, показывающая связь между перечисленными элементами, представлена на рис. 7.

На осуществление движения, задуманного водителем, оказывают влияние окружающие условия и обратные связи, обусловленные зрительными восприятиями и воздействиями, передающимися через рулевое управление.

Самым трудным элементом в схеме является водитель, так как пока нет метода для определения передаточной функции человеческого организма. Однако можно наметить пути нахождения характеристик водителя, используя, в частности, опытные данные и статистические характеристики [7]. Эти возможности можно реализовать только с помощью ЭВМ.

Даже простейшее моделирование водителя при исследовании движения автомобиля в процессе заноса оказалось полезным при разработке противоблокировочных устройств, тренировке водителей к действиям по предупреждению заносов [9].

2. Стендовые, имитирующие, моделирующие и тренажерные устройства.

Применение ЭВМ позволяет по-новому решить задачу об имитировании движения реального автомобиля в реальных дорожных условиях. Пример установки, воспроизводящей движение автомобиля по дорогам с неровной поверхностью, приведен в работе [15].

Изучение такого движения должно включать три взаимосвязанных составных части: дорогу, автомобиль, пассажира.

В настоящее время без ЭВМ задача решается лишь в первом приближении: реальную дорогу заменяют правильной волнистой поверхностью или искусственной единичной неровностью, автомобиль представляют в виде колебательных систем с 1—2 степенями свободы; пассажира моделируют грузом на пружине — датчиком акселерографа.

В описываемой ниже установке сделан существенный шаг вперед по преодолению этих допущений.

Установка (рис. 8) состоит из трех основных частей: устройства, воспроизводящего дорожный микропрофиль; устройства, имитирующего автомобиль; механической части.

Дорожный микропрофиль под левыми и правыми колесами записывается на магнитную ленту. Данные о микропрофиле снимаются с ленты двумя головками. Данные о микропрофиле подаются дважды с интервалом (запаздыванием), равным времени проезда расстояния, равного базе автомобиля, то устройство будет обеспечивать четыре разных сигнала, соответствующих действительному воздействию дороги на каждое из колес.

Устройством, имитирующим автомобиль, является аналоговая ЭВМ. Машина запрограммирована на решение системы дифференциальных уравнений, соответствующих автомобилю, как системе с семью степенями свободы. Коэффициенты уравнений учитывают веса поддресоренных и неподдресоренных частей, жесткости подвески и шин, базу, колею и другие, всего

37 величин, непосредственно влияющих на колебания. Все эти величины определяются опытным путем. На вход подаются данные о дорожном микропрофиле, а выходными данными являются изменения по времени вертикальных, а также угловых перемещений в продольной и поперечной плоскостях. Такое подробное описание колебаний автомобиля потребовало использовать в ЭВМ 82 операционных усилителя и до 16 функциональных преобразователей, в зависимости от числа нелинейностей, вводимых в расчет.

Механическая часть включает кузов автомобиля. К кузову крепятся две поперечины с роликами, перемещающимися вдоль направляющих. С каждой поперечины связаны штоки двух гидравлических пульсаторов. Клапанные реле, управляющие подачей или впуском жидкости в пульсаторы, приводятся в действие электрическими сигналами, поступающими из ЭВМ. Колебания кузова в поперечной плоскости задаются с помощью отдельного клапанного реле, укрепленного так, чтобы обеспечивать независимость колебаний в поперечной плоскости от колебаний в продольной плоскости.

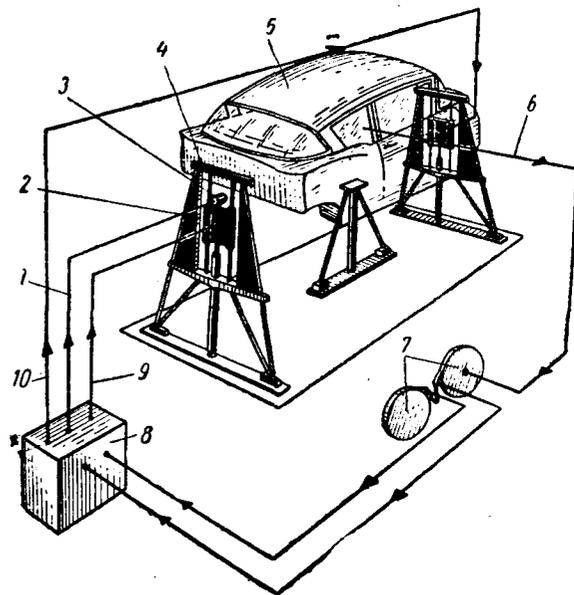


Рис. 8. Схема установки, имитирующей движение автомобиля по дороге с неровной поверхностью:

1 — линия управления поперечными колебаниями; 2 — пульсатор; 3 — реле управления поперечными колебаниями; 4 — поперечина; 5 — кузов; 6 — линия управления скоростью движения; 7 — магнитное устройство с дорожным микропрофилем; 8 — аналоговая ЭВМ; 9, 10 — линия управления колебаниями в продольной плоскости.

Машинное время установки совпадает с действительным. Поэтому при движении магнитной ленты пульсаторы заставляют кузов двигаться так, как если бы автомобиль двигался по дороге заданного микропрофиля. В кузове на переднем сиденье помещаются водитель и пассажир. Водитель с помощью педалей управления дроссельной заслонкой и тормоза может менять скорость движения автомобиля. Соответствующий сигнал подается на малую ЭВМ, не показанную на рис. 8, меняющую скорость движения магнитной ленты в пределах, соответствующих интервалу скоростей 25—250 км/ч.

При создании подобной установки необходимо преодолеть ряд трудностей. Например, полоса частот получилась недостаточно широкой (до 5 гц), а максимальные хода штоков пульсаторов составляли  $\pm 125$  мм при требовании  $\pm 150$  мм.

Однако очевидно, что имитирующая установка с воспроизведением колебаний реального пассажира в реальном кузове на достаточно длинном участке дороги произвольного микропрофиля содержит в себе огромные возможности.

Воспроизведение колебаний автомобиля с помощью аналоговой ЭВМ весьма удобно. Например, чтобы оценить плавность хода от езды на заднем сиденье, пассажир может оставаться на переднем сиденье, а достаточно лишь несколько изменить программу.

Степень приближения колебаний кузова имитирующей установки к колебаниям кузова действительного автомобиля на дороге проверялась следующим образом. На переднем сиденье легкового автомобиля записаны вертикальные перемещения и

ускорения, вызванные проездом единичной неровности треугольной формы. Затем параметры того же легкового автомобиля введены в ЭВМ, а профиль неровности записан на магнитную ленту. После этого измерялись вертикальные перемещения и ускорения на переднем сиденье кузова имитирующей установки.

Совпадение вертикальных перемещений и ускорений, записанных в реальном автомобиле и кузове установки, оказалось достаточно хорошим.

Применение ЭВМ позволяет создавать самые различные по назначению установки, например, тренажерные, или по проверке степени безопасности движения в трудных условиях.

3. Создание автоматических самонастраивающихся систем. Автомобиль можно рассматривать как подобие системы автоматического регулирования, у которой на вход подается произвольное возмущение, а на выходе должно быть обеспечено изменение регулируемого параметра (например, ускорений кузова) по желаемому закону. В силу такой аналогии внедрение автоматических устройств, например, регулируемой подвески, может быть достигнуто с широким использованием методов и средств, разработанных в теории автоматического регулирования. Применение этих методов, а также разработка и проверка различных автоматизированных устройств требуют широкого использования ЭВМ.

В заключение можно отметить, что опыт использования ЭВМ в автомобилестроении, накопленный за последние годы в СССР и за рубежом, показывает, что ЭВМ является мощным средством, которое целесообразно использовать в следующих целях:

1. Изучение физической сущности сложных неясных явлений.
2. Использование методов расчета, связанных с громоздкими вычислениями.
3. Разработка инженерных методов расчета, сочетающих простоту с достаточной точностью.
4. Изыскание путей улучшения основных эксплуатационно-технических качеств автомобиля (плавность хода, устойчивость и управляемость, тяговые качества и др.).
5. Качественное развитие методов теории и расчета автомобиля.
6. Сокращение объема работ по испытанию и доводке моделей автомобилей.
7. Поиски перспективных конструктивных решений, особенно в области автоматизации систем и механизмов автомобиля.

В настоящее время трудоемкие испытания, доводки, переделки и пробы затягивают внедрение в производство новых конструкций автомобилей на многие месяцы и годы.

Правильное и широкое использование ЭВМ позволяет резко сократить время, средства и силы на замену старых моделей автомобилей новыми. Таков важнейший итог использования ЭВМ в мировом автомобилестроении, определяющий дальнейшие перспективы их внедрения и использования.

Так как в Советском Союзе ЭВМ стали использоваться в целом ряде организаций, целесообразна координация и обобщение ведущихся работ в целях концентрации усилий на проблемах, имеющих первостепенное значение для автомобилестроения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Olsztyn J. T., Hargreaves B., Theodoroff T. J., Jacks E. L. „SAE Preprint“ № 127 D, 1960.
2. Ротенберг Р. В. Опыт применения ЭВМ к задачам теории автомобилей. «Информационный выпуск» № 69, 1960.
3. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
4. Григорян Г. П., Хачатуров А. А. Колебания автомобиля с несимметричной нелинейной характеристикой амортизаторов. Труды НАМИ, вып. 53, 1962.
5. Морозов Б. И., Пчелин И. К., Хачатуров А. А., Шеф В. Л. и др. Механика автомобиля, сб. 1 и 2, Труды НАМИ, вып. 39, 78, 1961 и 1962.
6. Hoffman H. J. „ATZ“ № 10, 1958.
7. Beauvais F. N., Garelis G., Jacovoni D. H. „SAE Preprint“ N 295 C, 1961.
8. Gumpert W. „Kraftfahrzeugtechnik“ № 5, 1962.
9. Radt H. S., Milliken W. F. „SAE Preprint“ № 205 A, 1960.
10. Bischoff T. J., Arno R. D. „Automotive Industries“, Nov. 15, 1960.
11. Loudon R. K., Lourkey J. „SAE Preprint“ № 196 A, 1960.
12. Setz H. L. „SAE Journal“, № 10, 1960.
13. Staffeld S. E. „SAE Preprint“ № 127 C, 1960.
14. Hogt K. L., Maddox C. F., Miller N. R., Zawada D. F. „SAE Journal“ № 8, 1960.
15. Kohr R. H. „SAE Preprint“ № 144 A, 1960.



## Влияние различных способов форсирования на износ поршневых колец автотракторного дизеля

Канд. техн. наук И. Н. ВЕЛИЧКИН, Е. В. ИСАЕВ,  
канд. техн. наук А. И. НИСНЕВИЧ, И. В. ПУСТОВАЛОВ

НАТИ

ОДНИМ из путей увеличения энерговооруженности автотракторного парка страны является создание форсированных двигателей. Опыт форсирования отечественных дизелей показывает, что увеличение литровой мощности за счет повышения среднего эффективного давления и числа оборотов приводит к возрастанию износа основных деталей, т. е. снижает срок службы двигателя [1]. Однако до сих пор еще не установлены закономерности, которые позволили бы заранее предсказать, как тот или иной способ форсирования будет влиять на износостойкость деталей вновь создаваемых двигателей. Имеющиеся литературные данные весьма противоречивы [2]. Анализ этих данных показывает, что характер полученных зависимостей износа пары гильза—кольцо от параметров форсирования обуславливается влиянием многих факторов, в том числе и методических. К числу последних относят

выбор метода измерения износа, условия испытания, способ обработки экспериментального материала и др.

Надежность и сопоставимость данных зависят от метода оценки износа. Применение микрометрирования, взвешивания и метода искусственных баз связано с большой продолжительностью испытаний. Использование этих методов не только удлинняет и удорожает испытания, но и в значительной степени обесценивает их результаты, во-первых, потому, что при большой продолжительности испытаний очень трудно обеспечить постоянство условий, во-вторых, потому, что указанные методы измерения износа дают возможность определить только конечный результат, т. е. величину износа за определенный (довольно продолжительный) отрезок времени. Полученный таким образом конечный результат (величина износа или закономерность его изменения) отражает влияние не только ис-

следуемого параметра форсирования, но целого ряда других факторов, в том числе частых пусков, остановок и разборок двигателя. Пусковые износы могут составлять значительную долю в полученном результате, однако отделить влияние пусков при использовании указанных методов оценки износа невозможно. Следует также учитывать, что характер пускового износа не остается постоянным [3], и это вносит дополнительные искажения в выявленную зависимость. Применение для оценки износа метода радиоиндикаторов позволяет успешно преодолеть эти трудности.

Методика испытаний должна обеспечивать выявление зависимости износа от различных параметров форсирования в чистом виде. Для этого необходимо по возможности исключить влияние таких факторов, как температура охлаждающей воды и масла, качество нефтепродуктов, качество работы топливной аппаратуры и др. В противном случае неизбежны значительные искажения результатов. Например, при испытаниях автомобильных двигателей ЗИЛ-120 [4] было установлено, что при изменении числа оборотов в диапазоне 1000—2000 об/мин износ цилиндров, отнесенный к 100 ч работы, изменялся чрезвычайно незначительно. Однако методика данного исследования обладала особенностями, которые не позволяли выявить влияние числа оборотов. Испытания проводились при температуре охлаждающей воды +20°. Следовательно, преобладающим видом изнашивания была низкотемпературная коррозия, интенсивность которой во много раз превышала увеличение износа, вызванное повышением числа оборотов.

При проведении исследований на многоцилиндровых двигателях неизбежны большие ошибки вследствие переменной разницы в износах отдельных цилиндров.

Поэтому подобные исследования целесообразно проводить при одноцилиндровом отсеке; при этом значительно облегчается управляемость режимом работы и снижается стоимость проведения испытаний.

С учетом сказанного была разработана методика исследования влияния числа оборотов и среднего эффективного давления на износ пары гильза — кольцо автотракторного дизеля с непосредственным впрыском с размерами 130×140 мм. Стендовые испытания проводились на одноцилиндровом отсеке, соединенном с электробалансирной машиной.

На характер зависимости износа от способа форсирования определенное влияние оказывает метод обработки результатов испытаний. Например, из рис. 1, построенного по результатам испытаний двигателя Ч8,5/11 [5], следует, что характер протекания кривой износа  $\delta$  верхнего компрессионного кольца при повышении числа оборотов резко меняется в зависимости от того, относится ли износ к единице времени рабо-

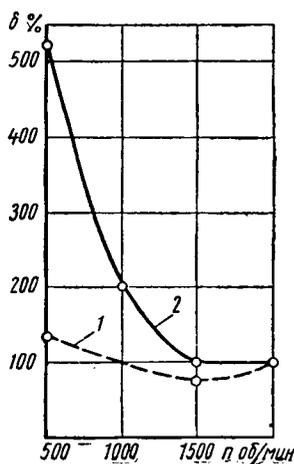


Рис. 1. Зависимость характера кривой износа кольца от размерности единицы измерения:

1 — скорость износа; 2 — интенсивность износа.

ты (скорость изнашивания) или к единице пути поршня (интенсивность изнашивания).

В данном исследовании за критерий износа сопряжения была принята скорость износа  $v_{\text{и}}$  верхнего компрессионного кольца по радиальной толщине. Выбор этой детали обусловлен тем, что закономерности износа первого кольца и гильзы цилиндра в верхней зоне примерно одинаковы [6].

Для оценки скорости изнашивания кольца при различных нагрузочных и скоростных режимах применен метод радиоактивных индикаторов [7]. Нехромированное кольцо активиро-

вали со стороны рабочей поверхности девятью вставками из проволоки, содержащей изотоп  $\text{Co}^{60}$ .

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 2. Одноцилиндровый отсек, имеющий сухой картер, оборудован системой смазки, состоящей из масляного бака с электрическими подогревателями, маслопроводов и шестерчатого насоса с приводом от электродвигателя. Накопление радиоактивных частиц износа в масле измеряли с помощью радиометрического контура, состоящего из автономной масляной системы с насосом и резервуаром (объем 400 см<sup>3</sup>), сцинтилляционного счетчика [фотоумножитель ФЭУ-19 и сцинтиллирующий кристалл NaI(Tl) размером 40×40 мм]; измерителя скорости счета и самопишущего прибора СГ.

Так как температура масла во время опыта составляла 70°, то для обеспечения стабильной работы счетчика было предусмотрено его водяное охлаждение. Емкость системы смазки составляла 10 л. Скорость изнашивания кольца определялась по средней из нескольких опытов величине тангенса угла наклона линии увеличения радиоактивности в масле на ленте самопишущего прибора. Отбором проб масла контролировалась работа радиометрической аппаратуры. Перед началом испытаний одноцилиндровый отсек тщательно обкатали. Основные опыты проводили на дизельном топливе (ГОСТ 4749-49) и масле ДСП-11 с присадкой ЦИАТИМ-339 при постоянной температуре воды и масла 70—80°. Длительность каждого опыта составляла 4—6 ч.

В начале каждого опыта после пуска двигателя наблюдался повышенный износ, продолжительность и интенсивность которого зависели от ряда факторов, в частности от длительности остановок и соотношения режимов работы в период пуск—подогрев и во время предыдущего опыта. При определении скорости изнашивания кольца пусковой износ не учитывался.

Наряду со скоростью изнашивания кольца в процессе каждого опыта регистрировали температуры охлаждающей воды, масла, отработавших газов и рабочей поверхности гильзы цилиндра (гильза была оснащена двадцатью термопарами «хромель-копель»); расход топлива и масла; число оборотов и крутящий момент на валу двигателя.

Условия проведения испытаний регулировались так, чтобы можно



Рис. 2. Схема системы смазки двигателя и радиометрического контура:

1 — одноцилиндровый отсек; 2 — электродвигатель; 3 — шестерчатый насос; 4 — электронагреватели; 5 — масляный бак; 6 — весы; 7 — масляный резервуар; 8 — сцинтилляционный счетчик; 9 — блок питания; 10 — измеритель скорости счета импульсов; 11 — самописец.

было выявить влияние на износ кольца каждого из параметров форсирования в чистом виде.

В результате обработки экспериментальных данных были получены зависимости скорости изнашивания первого кольца от величины среднего эффективного давления и числа оборотов коленчатого вала.

Из рис. 3 следует, что скорость изнашивания кольца при постоянном числе оборотов  $n = 1600$  об/мин пропорциональна величине  $p_e$ . При увеличении  $p_e$  на 1 кг/см<sup>2</sup> скорость изнашивания возрастает на 10%.

Установленная экспериментальная зависимость скорости износа поршневого кольца от среднего эффективного давления соответствует представлению о механизме износа деталей гильзо-поршневой группы. При повышении величины среднего эффективного давления условия работы кольца непрерывно ухудшаются: возрастает давление прижатия кольца к стенке гильзы, увеличиваются температуры трущихся поверхностей, снижается толщина масляной пленки, поэтому зона полусухого трения расширяется. Все эти факторы и вызывают увеличение скорости износа кольца.

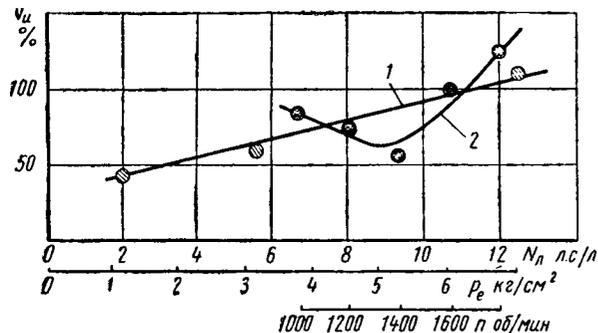


Рис. 3. Изменение скорости изнашивания кольца при различных способах форсирования:

$$1 - v_u = f(N_A = \varphi(p_e)) \text{ при } n=1600 \text{ об/мин}; 2 - v_u = f(N_A = \varphi(n)) \text{ при } p_e = 6 \text{ кг/см}^2.$$

Режим, при котором  $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1600 \text{ об/мин}$ , вследствие ухудшения рабочего процесса был, по-существу, перегруженным. В связи с этим следовало ожидать резкого увеличения скорости изнашивания кольца, т. е. появления точки перегиба на графике функции  $v_u = f(p_e)$ , как было установлено в ряде исследований. Однако характер полученной зависимости показывает, что пропорциональность увеличения скорости изнашивания кольца на указанном режиме не нарушается. Это, по-видимому, объясняется тем, что в данном случае не происходит резкого ухудшения условий работы верхнего компрессионного кольца.

При повышении числа оборотов коленчатого вала скорость изнашивания кольца изменяется по параболической кривой.

Существует оптимальное число оборотов  $n = 1300 \div 1400 \text{ об/мин}$ , при котором скорость износа кольца имеет наименьшую величину. При изменении числа оборотов в обе стороны от оптимального режима скорость износа кольца увеличивается: при снижении до  $1000 \text{ об/мин}$  на 17% и при повышении до  $1800 \text{ об/мин}$  на 58%.

При форсировании двигателя по числу оборотов с  $1600$  до  $1800 \text{ об/мин}$  скорость износа первого кольца увеличивается примерно на 25%.

Сложный характер зависимости скорости износа кольца от числа оборотов коленчатого вала двигателя обусловлен неодинаковым влиянием различных факторов. Снижение скорости износа кольца при повышении числа оборотов от  $1000$  до  $1300-1400$  в минуту происходит, по-видимому, вследствие улучшения условий смазки трущихся поверхностей, так как количество масла, поступающего на стенки гильзы, непрерывно возрастает. При дальнейшем увеличении числа оборотов повышается давление прижатия кольца вследствие увеличения среднего индикаторного давления, усиления эффекта аккумулялирования давления газа за кольцом; ухудшается качество сгорания рабочей смеси, т. е. усиливается агрессивность среды; возрастают температуры рабочих поверхностей. Все эти факторы приводят к нарушению масляной пленки и повышению скорости износа кольца.

Для сопоставления степени влияния различных параметров форсирования на скорость изнашивания графические зависимости совмещены и рассмотрены в функции литровой мощно-

сти (рис. 3). Это сопоставление показывает, что для исследуемого двигателя кривые 1 и 2 имеют две общие точки при  $N_A = 7,5 \text{ л.с./л}$  ( $n = 1600 \text{ об/мин}$ ,  $p_e = 4,15 \text{ кг/см}^2$  и  $n = 1120 \text{ об/мин}$ ,  $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$ ) и  $N_A = 10,7 \text{ л.с./л}$  ( $n = 1600 \text{ об/мин}$ ,  $p_e = 6,0 \text{ кг/см}^2$ ).

В диапазоне литровых мощностей  $7,5-10,7 \text{ л.с./л}$  кривая 2 проходит ниже линии 1, следовательно, повышение литровой мощности в этом диапазоне за счет увеличения числа оборотов при постоянной величине  $p_e$  с точки зрения скорости износа кольца целесообразнее, чем повышение литровой мощности путем увеличения среднего эффективного давления при постоянном числе оборотов.

Однако, начиная с  $N_A = 10,7 \text{ л.с./л}$ , для данного двигателя соотношение изменяется: при форсировании путем повышения среднего эффективного давления до  $7 \text{ кг/см}^2$  скорость износа увеличивается меньше, чем при форсировании путем повышения оборотов до  $1800$  в минуту.

## Выводы

1. Для определения рациональных способов форсирования двигателей с точки зрения износостойкости их деталей целесообразно проведение специальных исследований с применением радиоактивных индикаторов для оценки скорости изнашивания деталей.

2. Скорость изнашивания верхних поршневых колец по-разному изменяется при увеличении литровой мощности двигателя в зависимости от способа форсирования. При повышении среднего эффективного давления до  $7 \text{ кг/см}^2$  скорость изнашивания увеличивается пропорционально величине  $p_e$ . При повышении числа оборотов коленчатого вала скорость изнашивания имеет параболическую зависимость с минимумом для исследуемого двигателя при  $n = 1300-1400 \text{ об/мин}$ .

3. В исследованном диапазоне режимов увеличение литровой мощности выше  $10,7 \text{ л.с./л}$  более рационально производить путем повышения среднего эффективного давления. Это обеспечивает менее значительное увеличение скорости износа верхних поршневых колец, а следовательно, и гильз цилиндров.

Этот вывод является частным, так как данное исследование охватывает лишь узкий диапазон нагрузочных и скоростных режимов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Величкин И. Н. Износостойкость деталей и фактические сроки службы тракторных двигателей. Сб. «Повышение долговечности тракторных двигателей», ЦИТИМАШ, 1962.
2. Исаев Е. В. Методика исследования влияния различных способов форсирования автотракторных двигателей на износ пары цилиндр—кольцо. «Доклады ТСХА», вып. 66, 1961.
3. Захаренко Б. А., Магарик К. Н., Никольский С. С. Исследование износа двигателей на переходных режимах с помощью радиоактивных индикаторов. Труды конференции по применению радиоактивных изотопов и излучений в автомобильной и тракторной технике. НТО Машпром, 1959.
4. Парадашвили Л. И. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1953, № 2.
5. Никитин М. Д., Исследование износа поршневого кольца и цилиндрической втулки дизеля от оборотов и максимального давления цикла. Труды Всесоюзной научно-технической конференции по применению радиоактивных изотопов. «Машиностроение и приборостроение», Машгиз, 1958.
6. Точильников Д. Г., Исследование методом меченых атомов условий работы двигателя на скорость изнашивания его деталей. Применение радиоактивных изотопов и ядерных излучений в промышленности. ЦБТИ, вып. 4, 1960.
7. Нисневич А. И., Применение радиоактивных индикаторов для исследования долговечности деталей машин. ВИНТИ, 1958.

# О требованиях к тормозным свойствам автомобиля

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук Н. А. БУХАРИН

Ленинградский инженерно-строительный институт

**В** СВЯЗИ с ростом интенсивности движения автомобильного транспорта к надежности тормозных систем предъявляют повышенные требования. Увеличение производительности транспорта, выраженной в тоннокилометрах перевезенного груза, может быть достигнуто за счет ряда мероприятий, в том числе увеличения скорости движения автомобилей и уменьшения интервалов между отдельными автомобилями, движущимися в потоке.

Как увеличение скорости, так и уменьшение интервалов между автомобилями, движущимися в потоке, зависит прежде всего от эффективности тормозных систем. Под эффективностью подразумевается малое время срабатывания тормозного привода и высокие величины замедления автомобиля и автопоезда. Этим свойством должны обладать в равной степени все автомобили, движущиеся друг за другом.

Величина интервала  $S$  между двумя смежными автомобилями, движущимися в колонне, может быть представлена следующей формулой:

$$S = S_0 + \frac{v(t_1 + \Delta t)}{3,6} + \frac{vt_2}{2 \cdot 3,6} + \frac{v^2}{26} \cdot \frac{j_{\tau_1} - j_{\tau_2}}{j_{\tau_1} \cdot j_{\tau_2}},$$

где  $S_0$  — расстояние между автомобилями в конце торможения (включая длину переднего автомобиля) в м;

$t_1$  — время реакции водителя в сек;

$\Delta t$  — время запаздывания тормозного привода в сек;

$t_2$  — время нарастания кривой замедления в сек;

$v$  — скорость в начале торможения в км/ч;

$j_{\tau_1}$  и  $j_{\tau_2}$  — замедления при торможении переднего и заднего автомобилей в м/сек<sup>2</sup>.

Величины замедлений при торможении приняты постоянными. Поэтому движение на пути торможения равнозамедленное.

При равенстве величин замедления  $j_{\tau_1} = j_{\tau_2}$  величина интервала будет минимальной:

$$S = S_0 + \frac{v(t_1 + \Delta t)}{3,6} + \frac{vt_2}{2 \cdot 3,6}.$$

Если замедление заднего автомобиля меньше, чем переднего, то величина интервала  $S$  возрастает. На рис. 1 приведен график зависимости  $S = f(j_{\tau_1} - j_{\tau_2})$  при  $j_{\tau_1} = 5 \text{ м/сек}^2$ .

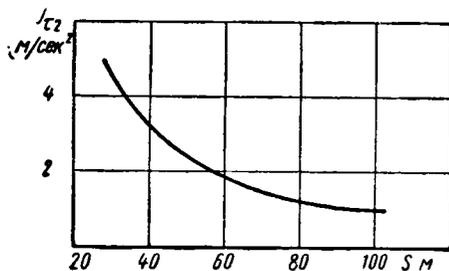


Рис. 1.

Как видно из графика, построенного для  $v = 52 \text{ км/ч}$ ,  $t_1 + \Delta t = 1 \text{ сек}$ ;  $S_0 = 10 \text{ м}$ ;  $t_2 = 0,5 \text{ сек}$ , величина интервала  $S$  изменяется в пределах от  $S = 28 \text{ м}$  при  $j_{\tau_2} = j_{\tau_1} = 5 \text{ м/сек}^2$  до  $S = 111 \text{ м}$  при  $j_{\tau_2} = 1 \text{ м/сек}^2$ , т. е. увеличивается в 4 раза.

Таким образом, наименьшие интервалы  $S$  будут при высоких и одинаковых замедлениях всех транспортных средств, двигающихся последовательно друг за другом.

Однако в силу ряда обстоятельств величины замедлений разных транспортных средств в условиях эксплуатации неодинаковы. В комитете по внутреннему транспорту комиссии ООН разработаны нормативные данные, которым должны удовлетворять тормозные системы автомобилей разных типов. Формулы для подсчета длины тормозного пути, принятые «группой докладчиков» на IV сессии комиссии ООН (1959 г.), приведены в таблице [1].

Для транспортных средств, находящихся в эксплуатации,

эффективность тормозов должна составлять не менее 90% от подсчитанных по формулам, указанным в таблице.

Тип автомобиля или автопоезда	Формула для $S_{\tau}$	Допустимое усилие нажатия на педаль в кг
Пассажирские (до 8 мест) . . .	$\frac{v^2}{130}$ (1)	50
Пассажирские с полным весом до 5 т . . . . .	$0,15 v + \frac{v^2}{130}$ (2)	70
Грузовые (всех весовых категорий) . . . . .	$0,15 v + \frac{v^2}{115}$ (3)	70
Автопоезда с прицепами и полуприцепами . . . . .	$0,18 v + \frac{v^2}{115}$ (4)	70

Если подсчитать длину тормозного пути по этим формулам (скорость в начале торможения, как это принято в ГОСТе, равна  $30 \text{ км/ч}$ ), то по формуле (1) получим  $\frac{30^2}{130} = 6,9 \text{ м}$ .

Этот тормозной путь соответствует среднему замедлению за время торможения с полной интенсивностью  $j_{\tau} = 4,9 \text{ м/сек}^2$ . Длины тормозного пути, подсчитанные по формулам (2), (3) и (4) таблицы, соответственно равны:

$$0,15 \times 30 + \frac{30^2}{130} = 11,4 \text{ м};$$

$$0,15 \times 30 + \frac{30^2}{115} = 12,3 \text{ м} \quad (j_{\tau} = 2,82 \text{ м/сек}^2);$$

$$0,18 \times 30 + \frac{30^2}{115} = 13,2 \text{ м}.$$

Как видно из приведенных данных, длина тормозного пути для разных типов автомобилей изменяется почти в 2 раза. Особенно велика разница в длине тормозного пути для легковых и грузовых автомобилей и автопоездов. Так как легковые и грузовые автомобили на дорогах с односторонним движением следуют по одной и той же полосе, то такая разница в длине тормозных путей, естественно, заставит увеличить интервалы между двумя следующими друг за другом автомобилями, что в условиях движения высокой интенсивности снизит производительность транспорта.

Для отечественных автомобилей регламентированные техническими условиями и ГОСТами длины тормозных путей изменяются в еще больших пределах, составляя для легковых автомобилей 6—7 м, для автобусов 8—13 м, для грузовых автомобилей и тягачей 8—17 м при начальной скорости  $30 \text{ км/ч}$ .

Более прогрессивными, отвечающими задачам роста производительности автомобильного транспорта, особенно в условиях большой напряженности грузопотоков, являются требования равной эффективности тормозных систем по длине тормозного пути, времени срабатывания тормозного привода и величинам замедлений для автомобилей всех типов. К этому и следует стремиться при проектировании автомобилей. Современное развитие автомобильной техники позволяет выполнить это требование.

Конечно, проведение в жизнь требования о равной эффективности тормозных систем всех типов автомобилей не может быть реализовано в полной мере в ближайшее время. Однако уже сейчас необходимо усилить научно-исследовательские и конструкторские работы по созданию высокоэффективных тормозных систем в первую очередь для автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности.

В новых типах автомобилей, предусмотренных перспективным типажем, указанные требования следует учесть даже в

случае, если их внедрение будет связано с некоторым усложнением и удорожанием тормозной системы. Рост производительности автотранспорта и сокращения аварийности компенсирует этот недостаток.

Для оценки эффективности тормозных механизмов длину тормозного пути  $S_{\tau}$  нужно определять с момента полного затормаживания (точка  $a$ ) на тормозной диаграмме, приведенной на рис. 2, до остановки автомобиля.

Длина тормозного пути определяется на дорогах с  $\varphi \geq 0,6$ , так как на дорогах с меньшим  $\varphi$  эффективность тормозов не может быть установлена. Одновременно с измерением длины тормозного пути необходимо измерять силу давления на педаль, величина которой не должна превышать  $P_n = 50$  кг.

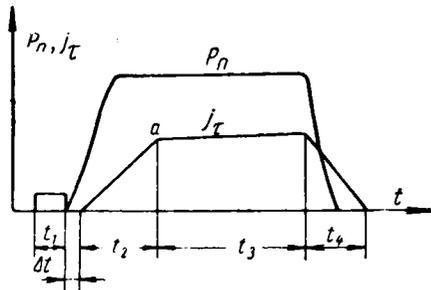


Рис. 2.

Приведенное в ГОСТе 6915-54 указание о «полном нажатии на педаль тормоза» неопределенно, так как полное нажатие может производиться разными водителями с неодинаковой силой.

Несколько проще и удобнее определение тормозных свойств автомобиля по величине максимального или среднего замедления с одновременным измерением силы давления на педаль. Примеры соответствующих приборов приведены в работах [1]—[3].

Как показывает анализ тормозной диаграммы, сокращение длины тормозного пути может быть достигнуто при уменьшении времени срабатывания тормозного привода  $\Delta t + t_2$ , так как в начале срабатывания привода автомобиль движется с наивысшей (в процессе торможения) скоростью. Обычно время запаздывания срабатывания тормозного привода  $\Delta t$  значительно меньше времени нарастания кривой замедления  $\Delta t = (0,02—0,08) t_2$ , поэтому далее рассматривается только время  $t_2$ .

При «служебных» торможениях время  $t_2$  нарастания кривой замедления обычно больше минимально возможного  $(t_2)_{\min}$  и определяется требованиями «комфортабельности» торможения. Для оценки «комфортабельности» торможения служит коэффициент интенсивности торможения  $j_{\tau}$  [1], представляющий собой третью производную от пути по времени

$$j_{\tau}' = \frac{d^3x}{dt^3} = \frac{dj_{\tau}}{dt^2} = A.$$

Из последней формулы имеем

$$dj_{\tau} = A dt^2.$$

После интегрирования получим

$$j_{\tau} = At_2 + C.$$

В начале торможения, когда  $t_2 = 0$ ;  $j_{\tau} = 0$  и  $C = 0$ , средняя величина замедления при заданном значении  $A$   $j_{\tau} = At_2$ .

Допустимые по соображениям комфортабельности значения  $\frac{dj_{\tau}}{dt^2} = A$  составляют: для сидящих пассажиров  $A =$

$= 3 \div 5$  м/сек<sup>3</sup>; для стоящих пассажиров  $A = 1 \div 2$  м/сек<sup>3</sup>.

Эти данные требуют дополнительной экспериментальной проверки.

Принимая для сидящих пассажиров допустимое значение  $A = 3$  м/сек<sup>3</sup> и замедление  $j_{\tau} = 4$  м/сек<sup>2</sup>, получим время  $t_2 =$

$$= \frac{j_{\tau}}{A} = \frac{4}{3} = 1,33 \text{ сек.}$$

Это время должно быть выдержано водителем.

При торможениях высокой интенсивности тормозной привод должен обеспечить меньшие значения  $t_2$ . Однако во избежание травм пассажиров, возможных при высоких значениях коэффициента интенсивности торможения, последний не должен быть выше определенных значений.

В аварийных случаях вопросы «комфортабельности» торможения не играют роли. Время  $t_2$  при этом будет минимальным.

За последние годы время  $t_2$  существенно сократилось даже в относительно медленно срабатывающих пневматических приводах как одиночных автомобилей, так и автопоездов. Время  $(t_2)_{\min}$  должно быть регламентировано наряду с длиной тормозного пути  $S_{\tau}$  и является важным параметром для оценки тормозных систем.

Уменьшение длины тормозного пути может быть выполнено за счет сокращения времени реакции водителя  $t_1$ . Время реакции может быть сокращено в результате специального отбора водителей или же соответствующей их тренировки. Однако, имея в виду, что водителями автомобилей является широкий круг лиц, проведение специального отбора и тренировки затруднительно. Уменьшению времени  $t_1$  будет способствовать применение стоп-сигналов повышенной яркости. Желательно, чтобы яркость стоп-сигнала была переменной и максимальной яркостью была при торможениях высокой интенсивности. Это позволит водителю заднего автомобиля более правильно определить силу нажатия на педаль тормоза, избегая частых резких торможений, и тем самым уменьшать износ резины.

Для повышения безопасности движения при высокой его интенсивности (движение в колонне) целесообразно применение автоматических устройств (автостопов), обеспечивающих торможение движущегося сзади автомобиля при опасном приближении его к впереди идущему автомобилю.

## Выводы

1. Необходимо пересмотреть требования к длине тормозного пути  $S_{\tau}$  для автомобилей разных типов с тем, чтобы приблизиться к единой длине  $S_{\tau}$ .

2. Время нарастания кривой замедления  $t_2$  при резком нажатии на тормозную педаль должно быть малым (0,4—0,5 сек) и незначительно отличаться у автомобилей разных типов.

3. Для снижения времени реакции и информации водителя сзади следующего автомобиля о начале и интенсивности торможения переднего автомобиля целесообразно усиление яркости стоп-сигналов и использование соответствующих устройств (автостопов).

4. Необходимо уточнить установленную в ГОСТе методику измерения длины тормозного пути в связи с неясностью отдельных формулировок.

## ЛИТЕРАТУРА

- Клиновштейн Г. П. Исследование тормозных качеств автомобилей в эксплуатации. Автотрансиздат, 1961.
- Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
- Бухарин Н. А. и Голяк В. К. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения. Машгиз, 1962.

# Связанные колебания двигателя и его подвеска

В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

**А**ВТОМОБИЛЬНЫЙ двигатель, установленный на упругой подвеске<sup>1</sup> на шасси автомобиля, можно рассматривать как твердое тело, имеющее шесть степеней свободы (рис. 1). Примем, что оси главных центральных моментов инерции  $X, Y, Z$  проходят через центр тяжести силового агрегата и совпадают с осями наименьшего и наибольшего моментов инерции. Выразим через  $x, y, z$  проекции поступательного движения центра тяжести на оси  $X, Y, Z$  и через  $\varphi, \psi, \xi$  — угловые смещения центра тяжести относительно координатных осей  $X, Y, Z$  (рис. 1). Полагая, что рама автомобиля абсолютно жестка и сопротивление в подвеске отсутствует и что агрегат совершает гармонические колебания, на основании принципа Даламбера можно написать зависимость между шестью координатами центра тяжести силового агрегата:

$$\left. \begin{aligned} F_x + mp^2x_0 &= 0, & M_x + J_x p^2 \varphi_0 &= 0, \\ F_y + mp^2y_0 &= 0, & M_y + J_y p^2 \psi_0 &= 0, \\ F_z + mp^2z_0 &= 0, & M_z + J_z p^2 \xi_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $x_0, y_0, z_0, \varphi_0, \psi_0, \xi_0$  — амплитуды координат перемещения силового агрегата;  
 $p$  — круговая частота собственных колебаний;  
 $m$  — масса силового агрегата;  
 $J_x, J_y, J_z$  — главные, центральные моменты инерции силового агрегата;  
 $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$  — амплитуды проекции главного вектора сил упругости и моментов относительно осей координат.

При определении собственных колебаний двигателя допустимо полагать, что силы упругости и их моменты выражаются линейными функциями координат  $x, y, z, \varphi, \psi, \xi$  [1].

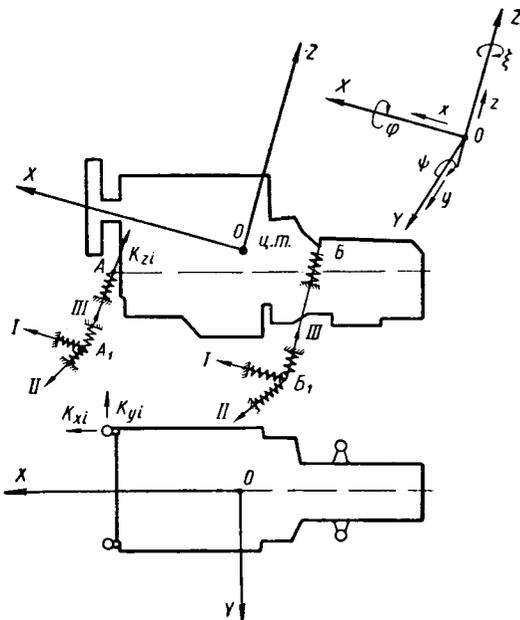


Рис. 1. Схема установки двигателя на подвеске.

Каждый упругий элемент (амортизатор) подвески силового агрегата, допускающий смещения по трем главным направлениям, можно представить в виде трех пружин, осевые жесткости которых  $K_{xi}, K_{yi}, K_{zi}$  равны жесткостям амортизатора по его главным направлениям (рис. 1). Примем, что главные направления деформации амортизаторов I, II, III (рис. 1) параллельны координатным осям  $X, Y, Z$ . Проекция главного вектора сил упругости и их моментов могут быть выражены че-

рез сумму сил упругости, возникающих при деформации  $n$  амортизаторов, и через косинусы главных направлений  $\alpha, \beta, \gamma$  относительно осей координат  $X, Y, Z$ . Силы упругости могут быть выражены через жесткость амортизаторов подвески и амплитуды смещения центра тяжести силового агрегата. Таким образом, проекции главного вектора и момента выражаются через жесткость амортизаторов, направляющие косинусы  $\alpha, \beta, \gamma$  и смещения  $x_0, y_0, z_0, \varphi_0, \psi_0, \xi_0$ . Если, например, в подвеске двигателя установлено четыре амортизатора и если приложить к первому из них силу (или пару сил), то под их действием смещаются остальные три амортизатора, а также амортизатор, к которому приложена сила (или пара сил).

То же самое происходит при приложении силы (или пары сил) к любому другому амортизатору. Таким образом, сила (или пара сил), приложенная к одному из амортизаторов, вызывает смещения других амортизаторов. Такие колебания называются связанными и выражаются через коэффициенты влияния [2]. В общем случае под коэффициентом влияния  $a_{ik}$  следует понимать деформацию  $i$ -той опоры подвески двигателя под действием единичной силы (или пары сил), приложенной в том месте, где расположена  $k$ -тая опора. Для определения этих коэффициентов необходимо знать расположение и жесткость амортизаторов подвески двигателя. Выразив значение упругих сил и моментов через амплитуды  $x_0, y_0, z_0, \varphi_0, \psi_0, \xi_0$  и коэффициенты влияния, получим шесть уравнений собственных колебаний корпуса двигателя. Решая определители, составленные из коэффициентов при амплитудах  $x_0, y_0, z_0, \varphi_0, \psi_0, \xi_0$ , получим характеристическое уравнение

$$\lambda^6 + A_1 \lambda^5 + A_2 \lambda^4 + A_3 \lambda^3 + A_4 \lambda^2 + A_5 \lambda + A_6 = 0, \quad (2)$$

где  $\lambda = mp^2$  — характеристическое число, которым выражаются корни этого уравнения.

После определения всех шести корней  $\lambda_i$  уравнения (2), представляется возможным подсчитать частоты собственных колебаний системы по формуле (при  $i=1, 2, 3, 4, 5, 6$ )

$$p = \sqrt{\frac{\lambda_i}{m}}. \quad (3)$$

Решение характеристического уравнения (2) применительно к подвеске автомобильного двигателя. В общем случае опоры подвески двигателя можно расположить произвольно относительно центра тяжести, при этом центр жесткости подвески расположится также произвольно относительно центра тяжести силового агрегата.

В этом случае все шесть частот собственных колебаний силового агрегата оказываются связанными и определение их представляет большие трудности.

Частоты собственных колебаний силового агрегата должны иметь такие значения, при которых во время работы двигателя на холостых и рабочих оборотах не наблюдаются резонансы.

Кроме того, необходимо, чтобы колебания двигателя не входили в резонанс с колебаниями передней части автомобиля на рессорах, а также при воздействии на автомобиль других факторов со стороны дороги. Необходимо, чтобы все шесть частот собственных колебаний отличались от всех частот возмущающих факторов, по крайней мере, на  $\sqrt{2}$ .

Из этого следует, что все частоты собственных колебаний должны располагаться по возможности в узком диапазоне. Однако когда все шесть частот являются связанными и есть необходимость изменить величину одной из них, то изменяются величины всех других частот.

В подвеске автомобильного двигателя все шесть частот собственных колебаний не являются связанными, поскольку опоры подвески двигателя располагаются симметрично относительно вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести, т. е. плоскость  $XOZ$  является плоскостью симметрии и центр жесткости подвески и центр тяжести силового агрегата лежат в одной плоскости (рис. 1). При этом две силы и момент, расположенные в плоскости симметрии, не вызывают перемещений, не лежащих в этой плоскости, т. е. от сил, действующих вдоль осей  $X$  и  $Z$  и вокруг  $Y$ , не возникает перемещений вокруг осей  $X$  и  $Z$  вдоль оси  $Y$  (рис. 2).

<sup>1</sup> В связи с принятой терминологией под подвеской двигателя будем понимать подвеску силового агрегата, т. е. подвеску двигателя со сцеплением и коробкой передач.

Резонансные колебания в плоскости симметрии будут осуществляться вокруг осей, которые пересекают плоскость симметрии в трех точках.

Резонансные колебания, перпендикулярные к плоскости симметрии, будут осуществляться вокруг осей, лежащих в плоскости симметрии.

Если центр жесткости лежит в одной плоскости с центром тяжести, то колебания разбиваются на две группы трехсвяз-

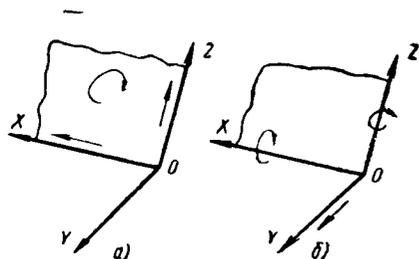


Рис. 2. Две группы трехсвязных колебаний двигателя при наличии одной плоскости симметрии  $XOZ$ :

*a* — симметричная группа; *b* — асимметричная группа.

ных колебаний: в плоскости симметрии  $XOZ$  (симметричная группа) и перпендикулярно этой плоскости (асимметричная группа).

В этом случае для симметричной и асимметричной групп трехсвязных колебаний получим следующие характеристические уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \lambda^3 - B_1 \lambda^2 + B_2 \lambda - B_3 &= 0, \\ \lambda^3 - C_1 \lambda^2 + C_2 \lambda - C_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При наличии двух плоскостей симметрии центр жесткости и центр тяжести лежат на одной оси и частоты колебаний вокруг и вдоль этой оси двигателя не связаны. Остальные четыре частоты связаны попарно. Например, если  $X$  является осью,

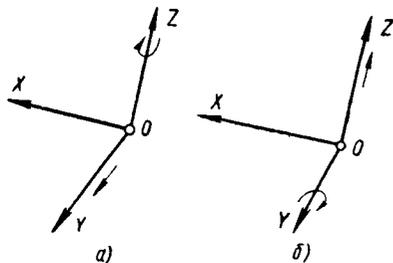


Рис. 3. Две пары связанных колебаний двигателя ЯМЗ-236 при наличии двух плоскостей симметрии  $XOZ$  и  $XOY$ :

*a* — первая пара; *b* — вторая пара.

на которой расположены центр тяжести и центр жесткости, то частоты колебаний относительно этой оси не связаны, а попарно связаны частоты вдоль оси  $Y$  и вокруг оси  $Z$ , а также вокруг оси  $Y$  и вдоль оси  $Z$  (рис. 3).

Таким образом, при расположении центра жесткости на одной оси с центром тяжести двигатель имеет двухсвязные колебания. При этом уравнения собственных колебаний следующие:

$$\left. \begin{aligned} (a_{11} - \lambda) x_0 &= 0, \\ (a_{44} - \rho_x^2 \lambda) \varphi_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5a)$$

$$\left. \begin{aligned} (a_{22} - \lambda) y_0 + a_{23} \xi_0 &= 0; \\ (a_{65} - \rho_z^2 \lambda) \xi_0 + a_{62} y_0 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (5б)$$

$$\left. \begin{aligned} (a_{33} - \lambda) z_0 + a_{35} \psi_0 &= 0, \\ (a_{55} - \rho_y^2 \lambda) \psi_0 + a_{33} z_0 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (5в)$$

где  $a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{44}, a_{55}, a_{66}$  — коэффициенты прямого влияния;  
 $a_{26}, a_{62}, a_{35}, a_{53}$  — коэффициенты побочного (сопряженного) влияния;

$$\rho_x^2 = \frac{J_x}{m}; \quad \rho_y^2 = \frac{J_y}{m}; \quad \rho_z^2 = \frac{J_z}{m} \quad \text{— квадраты радиусов массы}$$

силового агрегата относительно главных центральных осей.

Сущность коэффициентов влияния можно рассмотреть на примере системы уравнений (5). Так, коэффициентом  $a_{26}$  выражено линейное смещение центра тяжести вдоль оси  $Y$  под действием единичной пары вокруг  $Z$ .

Коэффициент  $a_{35}$  — это линейное смещение центра тяжести вдоль оси  $Z$  под действием пары вокруг  $Y$  и т. д. (рис. 3).

Из первых двух членов уравнения (5а), учитывая, что  $\lambda = m\rho^2$ , определяются значения собственных частот для двух несвязанных видов колебаний.

Частота собственных колебаний силового агрегата вдоль оси  $X$

$$p_1 = \sqrt{\frac{a_{11}}{m}}, \quad (6)$$

и частота собственных колебаний вокруг оси  $X$

$$p_4 = \sqrt{\frac{a_{44}}{J_x}}. \quad (7)$$

Для первой группы связанных колебаний вдоль оси  $Y$  и вокруг оси  $Z$  из уравнения (5б) собственные частоты будут

$$p_{26} = f_{26} \sqrt{\frac{K_y}{m}}; \quad p_{62} = f_{62} \sqrt{\frac{K_z}{m}}. \quad (8)$$

Для второй группы связанных колебаний вдоль оси  $Z$  и вокруг оси  $Y$  из уравнения (5в) частоты собственных колебаний:

$$p_{35} = f_{35} \sqrt{\frac{K_z}{m}}; \quad p_{53} = f_{53} \sqrt{\frac{K_y}{m}}, \quad (9)$$

где  $f_{26}, f_{62}, f_{35}, f_{53}$  — безразмерные коэффициенты, которые зависят от жесткости подвески вдоль и вокруг осей  $Y$  и  $Z$ , расстояния между центром тяжести и центром жесткости  $h$  (рис. 4) и массы силового агрегата.

Из анализа этих коэффициентов следует, что чем дальше центр жесткости удален от центра тяжести силового агрегата, тем в большей степени увеличивается диапазон изменения числовых значений частот собственных колебаний.

В случае двухсвязных колебаний по мере удаления центра жесткости от центра тяжести одна из частот каждой пары связанных колебаний будет увеличиваться, а другая уменьшаться.

Рассмотрим идеальный случай, когда центр жесткости подвески расположен в центре тяжести силового агрегата. Этот случай мало применим для автомобильного двигателя по конструктивным соображениям. В этом случае все шесть колебаний будут несвязаны, т. е. в этом случае подвеска допускает отдельные колебания по всем шести степеням свободы, и тогда частоты собственных колебаний определяются как для тела, имеющего одну степень свободы:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \sqrt{\frac{a_{11}}{m}}; \quad p_2 = \sqrt{\frac{a_{22}}{m}}; \quad p_3 = \sqrt{\frac{a_{33}}{m}}; \\ p_4 &= \sqrt{\frac{a_{44}}{J_x}}; \quad p_5 = \sqrt{\frac{a_{55}}{J_y}}; \quad p_6 = \sqrt{\frac{a_{66}}{J_z}}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Двухсвязные колебания двигателя ЯМЗ-236. Двигатель ЯМЗ-236 имеет неравномерное чередование вспышек в цилиндрах двигателя по углу поворота коленчатого вала, что может привести к повышенным колебаниям двигателя и рамы автомобиля. В НАМИ и на ЯМЗ проведена работа по созданию подвески двигателя ЯМЗ-236 [3]. При четырехопорном варианте подвески, который принят к производству (рис. 4), двигатель имеет достаточно низкую частоту собственных колебаний в направлении действия крутящего момента.

Из рис. 4 видно, что опоры подвески расположены симметрично относительно двух плоскостей  $XOZ$  и  $XOY$ .

Центр жесткости располагается на одной оси  $X$  с центром тяжести, на оси наименьшего момента инерции силового агре-

гата. При этом несвязанными являются собственные колебания двигателя ЯМЗ-236 вокруг и вдоль оси  $X$ . Попарно связаны колебания вдоль оси  $Y$  и вокруг оси  $Z$ , а также вокруг оси  $Y$  и вдоль оси  $Z$ .

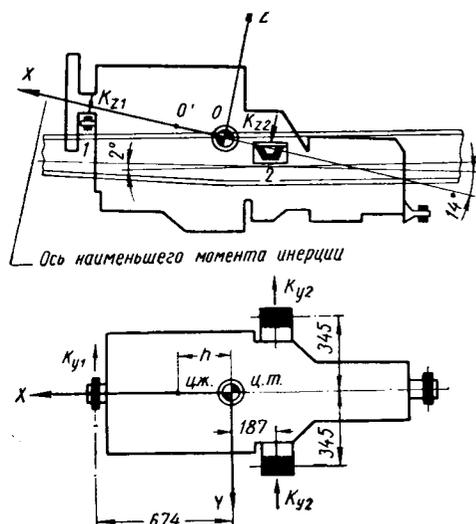


Рис. 4. Схема установки силового агрегата с двигателем ЯМЗ-236 на автомобиле МАЗ-500 (задняя опора на коробке передач является поддерживающей опорой).

Несвязанность колебаний вокруг оси  $X$  является для двигателя ЯМЗ-236 благоприятным фактором, поскольку уменьшение частот собственных колебаний вокруг этой оси не вызывает изменения значений других частот собственных колебаний двигателя.

Например, если бы подвеска двигателя ЯМЗ-236 имела одну вертикальную плоскость симметрии  $XOZ$ , то уменьшение частот собственных колебаний вокруг оси  $OX$  вызвало бы из-

менение частоты собственных колебаний вокруг оси  $Z$  и вдоль оси  $Y$ .

Для подвески двигателя ЯМЗ-236 (рис. 4) расчетом по формуле (8) установлены следующие числовые величины первой пары связанных частот  $p_{26}=20,6$  1/сек;  $p_{62}=38,8$  1/сек.

Если не учитывать наличие связей и определить эти частоты по формуле (10), то величина частоты  $p_{26}$  повысится на 14%, а величина частоты  $p_{62}$  понизится на 5%. Таким образом, связанность частот вдоль оси  $Y$  и вокруг оси  $Z$  расширяет диапазон, в котором располагаются частоты  $p_{26}$  и  $p_{62}$ , примерно на 20%.

## Выводы

1. При конструировании подвески автомобильного двигателя необходимо так располагать опоры и подбирать жесткость упругих элементов, чтобы обеспечить меньшую связанность колебаний двигателя. Это приводит к тому, что все шесть частот его собственных колебаний располагаются в более узком диапазоне, кроме того, значительно упрощается расчет подвески.

2. Для подвесок двигателей, имеющих повышенную неравномерность крутящего момента ( $V$ -образные, шестицилиндровые двигатели с углом развала  $90^\circ$ ), следует располагать опоры в двух плоскостях симметрии и помещать центр жесткости подвески на оси наименьшего момента инерции силового агрегата, обеспечивая этим несвязанность колебаний в направлении действия крутящего момента.

3. При проектировании подвески автомобильных двигателей следует обязательно определять степень связанности частот собственных колебаний.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гроссман Е. П., Пановко Я. Г. Упругие колебания частей самолета. Оборонгиз, Л. 1947.
2. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. Физматгиз, М., 1960.
3. Скиндер И. Б., Тольский В. Е., Семенов Г. И. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.

# О единой методике испытаний гидротрансформаторов

Канд. техн. наук Ю. И. ЧЕРЕДНИЧЕНКО

Московский автозавод имени Лихачева

**В** НАСТОЯЩЕЕ время предприятия и научно-исследовательские организации, занимающиеся проектированием, изготовлением и исследованиями гидротрансформаторов по различным методикам и в различных условиях. Это затрудняет сопоставление полученных результатов и мешает полноценному использованию накопленного опыта. Поэтому представляется необходимым выработать единую методику испытаний автомобильных гидротрансформаторов, что облегчит рассмотрение их достоинств и недостатков и позволит более эффективно вести работы по улучшению их характеристик.

Принятие единой методики не исключает необходимости в различных специальных испытаниях, определяемых конкретными особенностями той или иной схемы использования гидротрансформатора либо задачами исследовательского характера.

Единая методика испытаний автомобильных гидротрансформаторов должна основываться на анализе работы гидротрансформатора на автомобиле, на исследованиях точности определения характеристик, а также на анализе влияния на характеристику условий испытаний. Единая методика должна предусматривать также единые нормы обработки и оформления полученных результатов.

В качестве единой предлагается методика, принятая в лаборатории гидротрансформаторов Московского автозавода имени Лихачева. Она основана на анализе результатов испытаний гидротрансформаторов различных типов, а также на отдельных теоретических разработках [1]. Основные положения этой методики сводятся к следующему.

В процессе испытаний гидротрансформатора определяются его основная и дополнительные характеристики. Основная ха-

рактеристика представляет собой зависимости коэффициента трансформации  $k$  и коэффициента входного момента  $M_1$  от передаточного отношения  $i$ . Она является характеристикой-паспортом, с которой можно сравнивать характеристики других гидротрансформаторов.

Дополнительные характеристики определяют более полно качества гидротрансформатора и возможные отклонения от основной характеристики при отклонениях от расчетной схемы условий его работы на автомобиле.

Методика определения основной характеристики следующая:

1. Приспособление для установки гидротрансформатора обеспечивает такую же установку рабочих колес, как в гидротрансформаторе автомобиля. Валы приспособления соединяются с приводным электродвигателем и тормозом карданными валами.

2. Испытания ведутся на масле турбинном Л при температуре его на выходе из гидротрансформатора  $t_{\text{ж}} = 90 \pm 2^\circ$ .

3. При испытаниях измеряются крутящие моменты на входном  $M_1$  и выходном  $M_2$  валах гидротрансформатора, а не  $M_2$  и реактивный момент на корпусе гидротрансформатора  $M_3$ , как это делается в некоторых организациях. Измерение  $M_1$  и  $M_2$  позволяет, как правило, более точно определять коэффициент трансформации и к.п.д., чем измерение  $M_2$  и  $M_3$  [1].

4. Избыточное давление в рабочей полости гидротрансформатора (давление питания) создается насосной установкой с независимым приводом ( $p_n = 4 \pm 0,5$  кг/см<sup>2</sup>).

5. Время выдержки на установленном режиме перед началом измерений 0,5—1,0 мин.

Масло турбинное Л рекомендуется в качестве рабочей жидкости при определении основной характеристики, так как его вязкость в зоне рабочих температур близка к вязкости рабочих жидкостей большинства автомобильных гидротрансформаторов.

при этих же температурах. Это масло более стабильно и имеет меньший допуск по вязкости, чем другие распространенные масла.

Давление питания  $p_n$  в различных гидротрещадках различно. Наиболее опасен в кавитационном отношении режим  $i=0$ . Испытания на этом режиме трех наиболее распространенных типов гидротрещадков показывают [1], что при увеличении давления питания свыше  $4 \text{ кг/см}^2$  максимальный коэффициент трансформации не увеличивается. Это происходит как при работе на масле турбинном Л, так и при работе на значительно более опасном в кавитационном отношении масле типа дизельного топлива. Поэтому давление питания  $p_n = 4^{+0.5} \text{ кг/см}^2$  обеспечит запас по кавитации и придаст методике необходимую определенность. Кавитационные качества гидротрещадков могут оцениваться одной из дополнительных характеристик.

К дополнительным характеристикам относятся:

1. Зависимость максимального коэффициента трансформации  $k_0$  от числа оборотов входного вала  $n_1$  на режиме  $i=0$  [1]. Характеристика снимается в диапазоне оборотов входного вала гидротрещадка  $n_1 = n_{x.x} - (n_1)_0$  [где  $n_{x.x}$  — число оборотов холостого хода двигателя и  $(n_1)_0$  — максимальные обороты двигателя при полностью заторможенной турбине  $n_2 = 0$ ].

Такая характеристика показывает, в какой степени величина  $k_0$  меньше своего максимального значения в начале разгона автомобиля с гидротрещадкой.

2. Зависимость максимального коэффициента трансформации от давления питания  $k_0 = k_0(p_n)$  на режиме  $i=0$  при оборотах  $n_1 = (n_1)_0$  [1].

Эта зависимость определяет кавитационные качества гидротрещадка и показывает, до какой величины можно снизить давление питания при работе гидротрещадки на автомобиле без ухудшения характеристики гидротрещадка вследствие кавитации (снижение давления  $p_n$  облегчает условия работы уплотнительных элементов гидротрещадка).

3. Характеристики при последовательном закреплении и освобождении рабочих колес [1], которые позволяют точнее выявить точки излома основной характеристики.

4. Основная характеристика, снятая на дизельном топливе. Сопоставление этой характеристики с основной позволяет оценивать чувствительность гидротрещадка к изменению вязкости рабочей жидкости.

5. Характеристика гидротрещадка на частичных нагрузках.

Дополнительные характеристики определяются с соблюдением максимального числа условий определения основной характеристики.

Как основную, так и дополнительную характеристики целесообразно определять на специальном стенде [1], в котором привод входного вала с гидротрещадка осуществляется балансирным электродвигателем с независимым питанием, а торможение выходного вала — индукторным тормозом.

Рассмотрим отдельные вопросы обработки результатов испытаний и их отображения в виде характеристик гидротрещадка.

Величины крутящих моментов на валах гидротрещадка  $M_1$  и  $M_2$ , измеряемые при стендовых испытаниях, включают в себя не только эффективные крутящие моменты на рабочих колесах, но и потери трения в соединительных карданных валах стенда  $M'$ , а также потери трения на входном и выходном валах приспособления для установки гидротрещадка  $M''$  и дисковые потери на рабочих колесах  $M'''$ . Эти потери при построении характеристик гидротрещадка учитывать не следует, так как потери  $M'$  малы, а потери  $M''$  и  $M'''$  скажутся на характеристике гидротрещадка так же, как в реальных условиях эксплуатации.

Определение характеристик, в которых исключены потери трения и дисковые потери (как и само определение этих потерь), следует отнести к специальным исследованиям. О потерях в комплексах гидротрещадков можно судить по величине отклонения коэффициента трансформации в зоне гидромурфы от значения  $k=1$  (рис. 1).

Нагрузочные качества гидротрещадка определяются характеристикой  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  или  $\lambda_1 \gamma = \lambda_1 \gamma(i)$ . Последнюю характеристику лучше применять при различных расчетах, связанных с использованием гидротрещадка, так как при этом нет необходимости в учете величины  $\gamma$ , определяемой сортом рабочей жидкости, которая может быть заменена уже после проведения расчетов или в результате испытаний созданных образцов. Кроме того, результаты испытаний показы-

вают [1], что характеристика  $\lambda_1 \gamma(i)$  при изменении удельного веса и температуры рабочей жидкости более стабильна, чем характеристика  $\lambda_1(i)$  — по крайней мере, для двух наиболее распространенных типов гидротрещадков.

Поэтому нагрузочные качества гидротрещадков лучше оценивать не характеристикой  $\lambda_1(i)$ , как это делается, например, в НАМИ, а характеристикой  $\lambda_1 \gamma(i)$ . Эту характеристику для удобства последующих расчетов лучше приводить

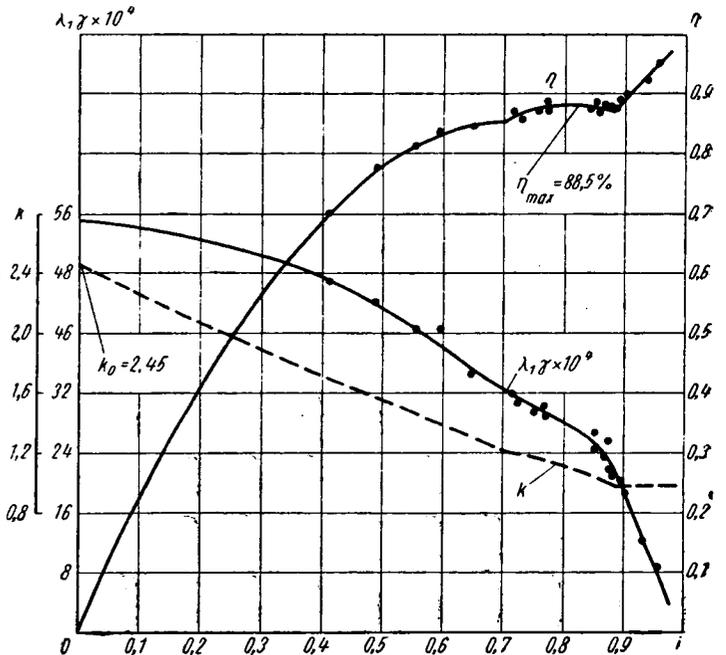


Рис. 1. Пример рекомендуемого оформления характеристики гидротрещадка ЗИЛ-111 № 4;  $D=328 \text{ мм}$ ; масло — турбинное Л;  $t_M=90^\circ$ ;  $E_{90}=1,51$ ;  $\gamma_{90}=850 \text{ кг/м}^3$ ;  $M_1=\text{const}=27 \text{ кгм}$ ;  $p_n=4 \text{ кг/см}^2$ .

в виде зависимости  $\lambda_1 \gamma \cdot 10^4 = \lambda_1 \gamma \cdot 10^4(i)$  и наносить на нее значения  $\lambda_1 \gamma \cdot 10^4$  в виде отдельных экспериментальных точек.

Характеристика гидротрещадка определяется зависимостями  $k = k(i)$  и  $\lambda_1 \gamma = \lambda_1 \gamma(i)$ . Однако характеристика к.п.д.  $\eta = \eta(i)$  дает наглядное представление о качестве гидротрещадка, оцениваемом обычно по величине максимального к.п.д. и по ширине зоны, в которой к.п.д. больше некоторого заданного значения. Поэтому целесообразно приводить эту характеристику в качестве основной с нанесением на нее экспериментальных точек, вычисленных на основе измерения величин  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $M_1$  и  $M_2$ , несмотря на то, что она является производной. Характеристику  $k = k(i)$ , которая наглядно оценивает качество гидротрещадка лишь в зоне малых  $i$ , можно наносить штриховой линией, не приводя экспериментальных точек.

Значения максимального коэффициента трансформации  $k_0$  и максимального к.п.д.  $\eta_{\text{max}}$  должны во избежание кривотолков указываться на характеристиках числами.

Надписи на характеристике должны исчерпывающе определять условия и особенности определения этой характеристики. Рекомендуется указывать следующие параметры и величины (независимо от принятой методики испытаний): тип гидротрещадка, активный диаметр рабочей полости  $D$ ; марку масла, примененного в качестве рабочей жидкости; температуру масла  $t_M$  при испытаниях (на выходе из гидротрещадка); фактическую вязкость масла при температуре  $t_M$ ; фактический объемный вес масла при температуре  $t_M$ ; характеристику режима, на котором велось испытание (например,  $M_1 = 27 \text{ кгм} = \text{const}$ ); фактическое давление подпитки при испытаниях  $p_n$ .

Пример рекомендуемого оформления дан на рис. 1.

Порядок отбора пробы масла для определения вязкости и удельного веса необходимо оговорить особо, так как в процессе испытаний вязкость масла может увеличиться за счет испарения легкокипящих фракций. Особенно это относится к маслам с малой вязкостью.

Наиболее правильным представляется отбор пробы масла из бачка работающей насосной установки для питания гидротрансформатора непосредственно перед началом определения характеристики. До отбора пробы для лучшего перемешивания масла гидротрансформатор должен прокручиваться (при работающей насосной установке). При этом масло должно обязательно пропускаться через охладители стэнда. Для определенности можно рекомендовать прокручивание не менее двух минут на режиме  $n_1 = 1000 \text{ об/мин} = \text{const}$  и  $i = i_{\text{max}}$ . Чтобы большее количество точек характеристики гидротрансформатора определялось при неизменной вязкости масла, предпочтительнее проходить характеристику гидротрансформатора «в обратную сторону» — от максимального значения передаточного отношения до режима  $i = 0$ , так как при малых значениях  $i$ , и особенно на режиме  $i = 0$ , наиболее возможны перегревы масла, изменяющие его вязкость.

Приведенные рекомендации необходимо дополнить выбором рационального режима испытаний.

Режим испытаний является наиболее важным, но наименее разработанным вопросом методики. Это объясняется чрезвычайно широким диапазоном работы гидротрансформатора на автомобиле.

Многие отечественные организации и зарубежные фирмы испытывают гидротрансформаторы на режиме постоянных оборотов входного вала  $n_1 = \text{const}$ .

Правила испытаний SAE [2] предусматривают следующие режимы испытаний гидротрансформаторов: 1)  $M_1 = \text{const}$ ; 2)  $n_1 = \text{const}$ ; 3) функция  $M_1 = M_1(n_1)$  имитирует характеристику двигателя. Однако эти правила не предусматривают, какой из режимов в каких случаях применять, и никак не определяют величин  $n_1$  и  $M_1$ .

Третий режим правил SAE кажется наиболее правильным, но он удобен своей сложностью. Эта сложность не является необходимой, так как небольшие изменения режима не сказываются на безразмерной характеристике гидротрансформатора.

Если, например, режим испытаний  $M_1 = M_1(n_1)$  соответствует внешней скоростной характеристике двигателя, то полученная характеристика гидротрансформатора отвечает реальным условиям его работы при движении автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя. Однако эта же характеристика незначительно отличается от характеристики гидротрансформатора при движении автомобиля с частично открытой дроссельной заслонкой, когда зависимость  $M_1 = M_1(n_1)$  существенно отличается от первоначальной.

Аналогичное положение складывается и при подборе размера гидротрансформатора для работы с двигателем, обладающим другой характеристикой, чем та, которую имитировали при испытаниях гидротрансформатора. Известно, что такие пересчеты справедливы в широких пределах. Поэтому соблюдение сложного режима испытаний также теряет свое первоначальное значение.

Соблюдение сложного режима движения входного вала гидротрансформатора затрудняет стендовые испытания. Следовательно, целесообразно принимать для испытаний более простой режим, чем имитация характеристики двигателя.

Рациональный режим испытаний гидротрансформаторов следует выбирать на основании его работы на автомобиле совместно с двигателем, а также на основе исследования влияния режима испытаний на получаемые характеристики.

Зону работы двигателя, определяющую режим работы входного вала гидротрансформатора, можно представить (рис. 2) криволинейным треугольником  $aAB$ , одной стороной которого  $AB$  является внешняя характеристика двигателя с учетом потерь на вспомогательные агрегаты, второй стороной  $aA$  — участок нагрузочной параболы, соответствующей максимальному значению коэффициента входного момента  $\lambda_1$  (обычно при  $i = 0$ ), и третьей стороной — кривая  $aB$ , соответствующая точкам работы двигателя при установившемся движении автомобиля с гидropередачей на горизонтальном участке хорошей дороги при значениях скорости от самой малой до максимальной.

Кривую  $aB$  можно легко построить по расчетным значениям  $n_2$  и  $M_2$  при различных скоростях движения данного автомобиля. Точка  $a$  соответствует таким оборотам двигателя, при которых автомобиль начинает «везти». Эту точку можно считать соответствующей нулевой скорости автомобиля.

Кривая  $aB$  строится для случая работы гидротрансформатора на последней передаче (обычно — прямая). Все возможные режимы двигателя лежат внутри треугольника  $aAB$ . За сторону  $AB$  не позволяют зайти возможности двигателя, а за сторону  $aA$  — возможности гидротрансформатора. За кривую  $aB$

нельзя зайти, так как она соответствует минимальной нагрузке на гидротрансформатор (горизонтальный участок хорошей дороги). При любом увеличении момента сопротивления движению автомобиля рабочая точка двигателя уходит с кривой  $aB$  внутрь зоны  $aAB$ .

Случай движения автомобиля с установившейся скоростью при работе гидротрансформатора через понижающую передачу, можно не учитывать, так как даже в трехскоростных

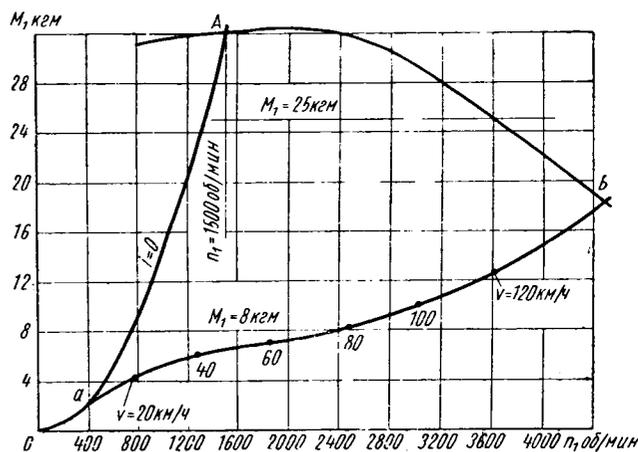


Рис. 2. Зона работы двигателя легкового автомобиля с комплексным гидротрансформатором.

трансмиссиях с гидротрансформатором установившееся движение со скоростью 20 км/ч и более осуществляется на прямой передаче, а при этом режим работы двигателя лежит на кривой  $aB$  (или выше).

Точка  $A$  соответствует случаю работы двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке, когда автомобиль заторможен. В реальном процессе разгона точка  $A$  не достигается, так как автомобиль начинает движение раньше, чем двигатель наберет обороты, соответствующие точке  $A$ . Время работы двигателя на участке  $aA$  очень мало и этот участок в расчете динамики обычно не учитывается. Основным является участок  $aB$ . По своей форме он значительно ближе к прямой  $M_1 = \text{const}$ , чем к прямой  $n_1 = \text{const}$ .

Рис. 2 относится к легковому автомобилю среднего класса с комплексным гидротрансформатором и двигателем мощностью 120 л. с. при полном весе автомобиля 2460 кг [3]. Во время разгона автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке крутящий момент двигателя изменяется в пределах 32—18 км. Если принять для испытаний гидротрансформатора среднее значение  $M_1 = 25 \text{ кгм} = \text{const}$ , то отклонения действительных значений крутящего момента от этой величины не превысят 30% от принятого  $M_1 = 25 \text{ кгм} \approx 0,8 M_{\text{дв. max}}$ .

Если для испытаний принимают режим  $n_1 = \text{const}$ , то обычно величину  $n_1$  выбирают примерно равной ее значению на режиме  $i = 0$  при полностью открытой дроссельной заслонке двигателя. В рассматриваемом примере это соответствует  $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ . Значение  $n_1$  при максимальной скорости автомобиля равно 4500 об/мин, что составляет уже 300% от принятого значения  $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ .

Испытания рассматриваемого гидротрансформатора при средних оборотах, равных 3000 об/мин, на режиме  $i = 0$  потребовали бы приложения крутящего момента, в 4 раза превышающего максимальный крутящий момент двигателя, а это обычно превышает механическую прочность элементов гидротрансформатора. Однако и при этом режим испытаний, как это видно из рис. 2, будет значительно отличаться от действительного режима работы гидротрансформатора на автомобиле.

Из изложенного следует, что для определения характеристик гидротрансформатора, используемых при расчете динамики автомобиля с гидropередачами, целесообразно принять режим  $M_1 = \text{const}$  как наиболее соответствующий реальному режиму работы гидротрансформатора на автомобиле.

Режим  $M_1 = \text{const}$  хорошо подходит и для определения характеристики, которую целесообразно использовать при расчете топливной экономичности автомобиля с гидropередачей. Этот расчет осуществляется главным образом для случая движения автомобиля по горизонтальному участку хорошей

дороги. Режим  $M_1 = 8 \text{ кгм} \approx 0,25 M_{\text{дв max}}$ , как это видно из рис. 2, хорошо соответствует режиму работы гидротрансформатора в широком диапазоне скоростей. Режим  $n_1 = \text{const}$  соответствует фактически лишь одному значению скорости автомобиля.

Построения рис. 2 относятся к комплексному гидротрансформатору с большой прозрачностью.

В случае применения непрозрачного гидротрансформатора все возможные режимы работы двигателя лежат на единственной нагрузочной параболе. При движении автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой режим работы двигателя лежит в точке пересечения нагрузочной параболы с внешней характеристикой двигателя. Если при испытаниях приводной двигатель работает в этой точке, то  $n_1$  и  $M_1$  остаются неизменными. Поэтому для испытаний непрозрачного гидротрансформатора режимы  $n_1 = \text{const}$  и  $M_1 = \text{const}$  эквивалентны.

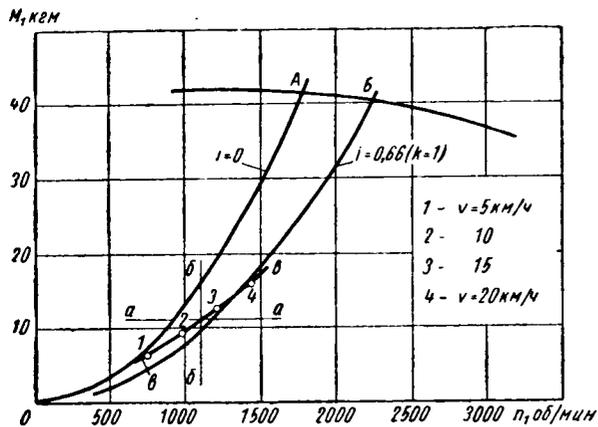


Рис. 3. Зона работы двигателя на автобусе ЗИЛ-129Б.

Практически все гидротрансформаторы обладают той или иной прозрачностью. На рис. 3 представлена характеристика входа трехступенчатого гидротрансформатора экспериментального автобуса ЗИЛ-129Б (с учетом передаточного числа зубчатой пары между двигателем и гидротрансформатором). Режим  $M_1 = \text{const}$  и в этом случае значительно ближе к реальным условиям работы гидротрансформатора при разгоне автобуса (участок АБ), чем режим  $n_1 = \text{const}$ .

Если для выбора режима испытаний на получение характеристики для расчетов топливной экономичности сопоставлять линию *вв* (рис. 3), соответствующую работе гидротрансформатора при установившемся движении автобуса по горизонтальному участку асфальтового шоссе, с линиями *аа* и *бб*, соответствующими режимам  $M_1 = \text{const}$  и  $n_1 = \text{const}$ , то может показаться, что режим  $n_1 = \text{const}$  близок к реальным условиям работы. Такое сопоставление имеет тот недостаток, что близость линий в данном случае существенно зависит от масштаба величин  $n_1$  и  $M_1$ . Для исключения этого фактора в верхней части рис. 4 нанесены в функции передаточного отношения  $i$  значения чисел оборотов  $n_1$ , соответствующие линиям *аа*, *бб* и *вв* (рис. 3). Принятый по рис. 3 режим  $M_1 = \text{const} \approx 0,25 M_{\text{дв max}}$  и в рассматриваемом случае установившегося движения ближе к реальным условиям работы гидротрансформатора на автомобиле, чем режим  $n_1 = \text{const}$ .

Построения нижней части рис. 4 приведены аналогично по значениям момента  $M_1$  на входном валу гидротрансформатора. Сопоставление линий подтверждают тот же вывод. Рассмотрение величин  $n_2$ , аналогичное рис. 4, даст те же результаты. Следовательно, режим испытаний  $M_1 = \text{const}$  во всех случаях значительно лучше соответствует реальным условиям работы гидротрансформатора на автомобиле, чем режим  $n_1 = \text{const}$ .

Для выбора максимального значения величины  $M_1 = \text{const}$  следует рассмотреть разгон автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке двигателя. Наиболее естественно принять за максимальное значение  $M_1$  среднее арифметическое  $M_{ср}$  крутящих моментов двигателя в точках А и Б (рис. 2 и 3) и выражать его в долях максимального крутящего момента двигателя. По рис. 2, характерному для легковых автомобилей,  $M_{ср} = 0,8 M_{\text{дв max}}$ . По рис. 3, характерному для автобусов, у которых гидротрансформатор используется только для

разгона,  $M_{ср} \approx 0,95 M_{\text{дв max}}$ . Для двигателей тяжелых автомобилей и некоторых автобусов, у которых гидротрансформатор имеет режим перехода на гидромфту и двигатель может работать по внешней характеристике в широком диапазоне изменения оборотов, можно принять  $M_{ср} \approx 0,9 M_{\text{дв max}}$ . Поэтому для испытаний гидротрансформаторов всех автомобилей за максимальное значение  $M_1$  можно принять  $M_1 \approx 0,9 M_{\text{дв max}}$ . Если имеется механическая передача между двигателем и входным валом гидротрансформатора, то, очевидно, следует брать значение крутящего момента двигателя, приведенное к входному валу гидротрансформатора.

Для рационального выбора нижнего предела величины  $M_1$  необходимо рассмотреть влияние этой величины на характеристики гидротрансформаторов различных типов.

На рис. 5 представлены результаты испытаний одного из первых вариантов гидротрансформатора ЗИЛ-111 на режиме  $M_1 = \text{const}$  при значениях  $M_1 = 42 \text{ кгм} = 0,9 M_{\text{дв max}}$  и  $M_1 = 27 \text{ кгм} \approx 0,6 M_{\text{дв max}}$ .

Эти характеристики практически совпадают по к.п.д. Значение коэффициента  $\lambda_{1\gamma}$  изменилось также несущественно. В качестве экспериментальных значений  $\lambda_{1\gamma}$  при  $i=0$  на рис. 5 нанесены значения, полученные из осредняющей прямой (рис. 6,

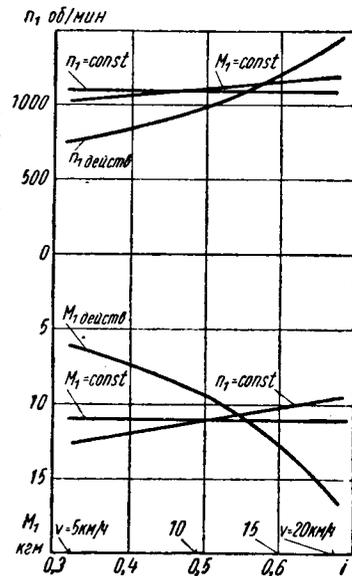


Рис. 4. Режимы работы входного вала гидротрансформатора ЗИЛ-129Б на автобусе.

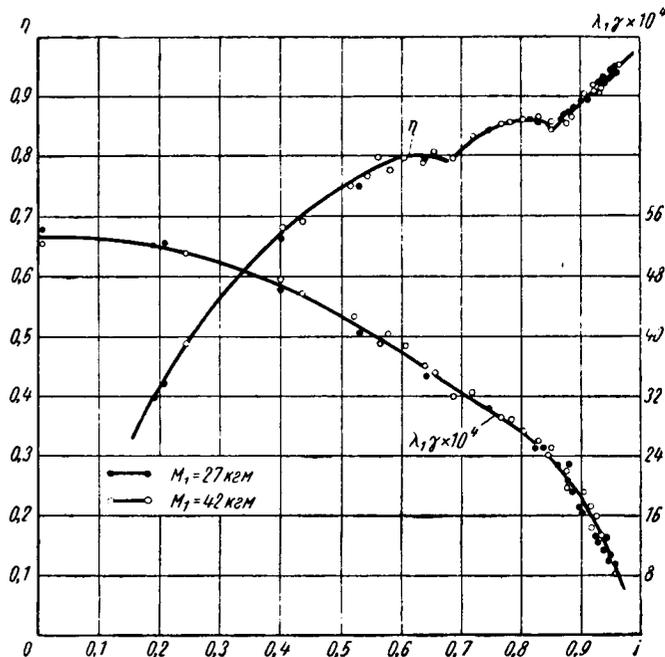


Рис. 5. Характеристика опытного гидротрансформатора ЗИЛ-111 при различных значениях  $M_1$ .

сплошная линия), построенной по результатам испытаний того же гидротрансформатора на режиме  $i = 0$  в диапазоне значений  $M_1 = 5-47 \text{ кгм}$ . На рис. 6 нанесены также значения максимального коэффициента трансформации  $k_0$ .

Из рис. 6 видно, что в испытанном гидротрансформаторе с возрастанием величины  $M_1$  коэффициент  $\lambda_{1\gamma}$  на режиме  $i=0$

уменьшается, а коэффициент  $k_0$  увеличивается. В диапазоне 20—47 кгм, что соответствует 0,45—1,0 максимального крутящего момента двигателя, с которым работает испытанный гидротрансформатор, величина  $k_0$  практически не изменяется.

Величина  $(\lambda_1\gamma)_0$  изменяется незначительно, но больше, чем величина  $k_0$ . При  $M_1 \approx 0,6 M_{\text{дв max}}$  величина  $(\lambda_1\gamma)_0$  на 3,5% больше, чем при  $M_1 \approx 0,9 M_{\text{дв max}}$ .

На рис. 6 приведены также зависимости коэффициентов  $(\lambda_1\gamma)_0$  и  $k_0$  от величины  $M_1$  для гидротрансформатора типа

Для обоих масел (рис. 7) при испытаниях на режиме  $M_1 = 40$  кгм по сравнению с результатами испытаний на режиме  $M_1 = 60$  кгм максимальный к.п.д. гидротрансформатора уменьшился примерно на 1% (83,5—82,5% и 80,5—79,7%), коэффициент  $k_0$  уменьшился примерно на 4% (4,67—4,49 и 4,06—3,89) и коэффициент  $(\lambda_1\gamma)_0$  уменьшился на 1,5—2% (15—14,7 и 13,5—13,3). Значения величины  $i \eta_{\text{max}}$  изменились с  $i=0,49$  до  $i=0,48$  для масла вязкостью  $E_{100}^{\circ} = 1,06$  и с  $i=0,5$  до  $i=0,475$

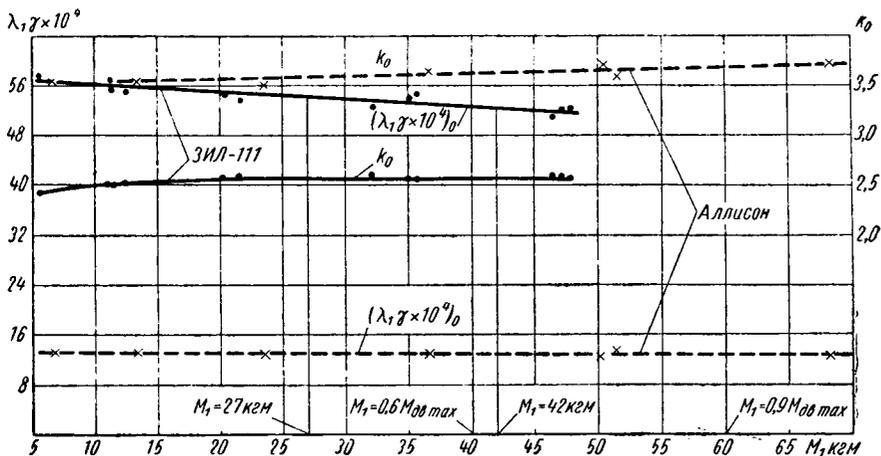


Рис. 6. Влияние  $M_1$  на коэффициенты  $k_0$  и  $(\lambda_1\gamma)_0$  гидротрансформаторов типов ЗИЛ-111 и Аллисон (режим  $i=0$ ).

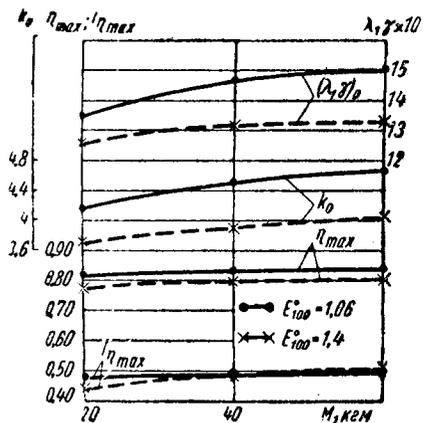


Рис. 7. Влияние  $M_1$  и вязкости масла на основные параметры трехступенчатого гидротрансформатора ЗИЛ-129Б.

Аллисон в диапазоне значений  $M_1 = 5 \div 68$  кгм (штриховые линии). В этом гидротрансформаторе изменение величины  $M_1$  мало сказалось на величинах  $(\lambda_1\gamma)_0$  и  $k_0$ . При увеличении  $M_1$  коэффициент  $(\lambda_1\gamma)_0$  несколько уменьшается, как и в гидротрансформаторе ЗИЛ-111, а коэффициент  $k_0$  увеличивается.

Значения  $k_0$  при  $M_1 = 40$  кгм  $\approx 0,6 M_{\text{дв max}}$ , взятое по усредняющей прямой, отличается от своего значения при  $M_1 = 60$  кгм  $\approx 0,9 M_{\text{дв max}}$  на 2%, а значение коэффициента  $(\lambda_1\gamma)_0$  отличается на 1%.

Из рис. 5 и 6 видно, что характеристики гидротрансформаторов типов ЗИЛ-111 и Аллисон, снятые на режиме  $M_1 = \text{const} = 0,6 M_{\text{дв max}}$  будут достаточно хорошо отражать преобразующие и нагрузочные качества этих гидротрансформаторов при максимальном и близком к максимальному крутящем моменте двигателя.

Наибольшего влияния величины  $M_1$  на безразмерную характеристику следует ожидать в гидротрансформаторах с большим количеством рабочих колес. На значительных участках рабочей полости таких гидротрансформаторов жидкость проходит по пространству, не занятому лопатками. Характер потерь энергии в этом пространстве иной, чем в межлопаточных пространствах рабочих колес.

На рис. 7 приведены сводные результаты влияния величины  $M_1$  на характерные параметры трехступенчатого гидротрансформатора ЗИЛ-129Б, с активным диаметром 460 мм, определенные при значениях  $M_1 = 20, 40$  и 60 кгм, что составляет соответственно 0,3, 0,6 и 0,9 максимального крутящего момента двигателя, с которым работает этот гидротрансформатор. Сплошные линии соответствуют испытаниям на масле вязкостью  $E_{100}^{\circ} = 1,06$  (близкое к дизельному топливу); штриховые — испытаниям на масле вязкостью  $E_{100}^{\circ} = 1,4$  (близкое к маслу турбинному Л). Давление питания, как и при испытаниях, результаты которых представлены на рис. 5 и 6, составляло  $p_n = 4 \text{ кг/см}^2$ . Температура рабочей жидкости  $t_{\text{ж}}$  при испытаниях составляла 90°. Из рис. 7 видно, что замена сорта рабочей жидкости изменила параметры  $k_0$ ,  $(\lambda_1\gamma)_0$  и  $\eta_{\text{max}}$ , но характер влияния на эти параметры величины  $M_1$  не изменился.

В рассматриваемом гидротрансформаторе с увеличением  $M_1$  коэффициент  $\lambda_1\gamma$  увеличился, а в гидротрансформаторах ЗИЛ-111 и Аллисон (см. рис. 6) — уменьшился. Следовательно, изменения режима испытаний по-разному могут сказаться на характеристиках различных гидротрансформаторов.

для масла вязкостью  $E_{100}^{\circ} = 1,4$ . Приведенные цифры показывают, что при изменении режима испытаний с  $M_1 \approx 0,9 M_{\text{дв max}}$  на  $M_1 = 0,6 M_{\text{дв max}}$  изменения основных параметров гидротрансформатора невелики, хотя и являются уже заметными. Поэтому значение  $M_1 \approx 0,6 M_{\text{дв max}}$  можно принять в качестве нижнего предела величины  $M_1$ . Тогда  $M_1 = 0,6 \div 0,9 M_{\text{дв max}}$ .

Для гидротрансформаторов всех типов можно рекомендовать с целью определения основной характеристики режим испытаний  $M_1 = \text{const} = 0,6 \div 0,9 M_{\text{дв max}}$ . Характеристика, определенная при таком режиме испытаний, может считаться характеристикой-паспортом, отражающей максимальные качества гидротрансформатора. Ее целесообразно использовать для динамических и тяговых расчетов автомобилей с гидропередачами и для сравнения гидротрансформаторов по качеству характеристик.

Из рис. 2 и 3 видно, что для режима испытаний, результаты которых целесообразно использовать для расчетов топливной экономичности, можно принять режим  $M_1 = \text{const} = 0,25 M_{\text{дв max}}$ . Совпадение этих цифр для легкового автомобиля и автобуса, несмотря на большую разницу в удельной мощности двигателей обоих автомобилей (50 и 15 л. с. на 1 т веса), объясняется тем, что для легкового автомобиля характерными с точки зрения расхода топлива являются средние скорости движения, а для автобуса при работе на режиме гидропередачи — малые.

Для других типов автомобилей характерный режим может отличаться от значения  $M_1 = 0,25 M_{\text{дв max}}$ . Однако характеристика гидротрансформатора при  $M_1 = \text{const} = 0,25 \div 0,3 M_{\text{дв max}}$  дает наглядное представление о возможном ухудшении основной характеристики при частичных нагрузках и ее желательно определять в качестве одной из дополнительных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чередниченко Ю. И. Научно-технический сборник «Строительные и дорожные машины», 1961, № 4.
2. „SAE Handbook“, 1957.
3. Чередниченко Ю. И. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1952, № 12.

# ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМОКАТКОВ НА ВЕСЕННЕЙ ПАХОТЕ

Канд. техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, Е. Б. КРАДИНОВ, В. Н. ГУСЕВ, Э. Е. АБРАМОВА

МВТУ имени Баумана, НИИШП

С ЦЕЛЮ установления основных параметров, характеризующих проходимость на пахоте экспериментальной тележки с пневмокатками 24"×36"—6": коэффициентов сопротивления качению, коэффициентов сцепления пневмокатков с грунтом, а также величины удельной силы тяги на крюке перед началом полного буксования, были проведены испытания. Тележка двигалась по полю, разравнивая комья свежеспанной земли и оставляя неглубокую ровную колею. Глубина

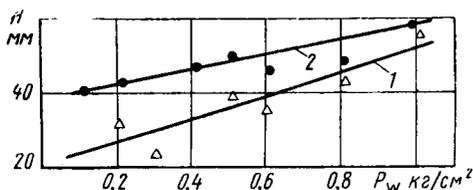


Рис. 1. Зависимость глубины колеи  $H$  на пахоте от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в пневмокатках:

1 — под передними пневмокатками; 2 — под задними пневмокатками.

колеи на пахоте в зависимости от внутреннего давления в пневмокатках показана на рис. 1. Колея, оставляемая пневмокатками, не препятствует последующим проездам, поэтому при передвижении по рыхлым уплотняющимся грунтам число проездов автомобилей на пневмокатках может быть неограниченным, причем условия проезда последующих автомобилей не только не ухудшаются, а заметно улучшаются.

Анализ грунта на месте испытаний показал наличие 60% глинистых составляющих. Влажность грунта во время испытаний оставалась в пределах, показанных в таблице.

Плотность грунта была многократно измерена плотномером Ревякина. Закон изменения сопротивления грунта вдавливаю представляется зависимостью

$$q_z = 2,1 z^{0,5},$$

где  $q_z$  — удельное давление на грунт;  
 $z$  — глубина осадки грунта.

Моменты сопротивления движению тележки определялись при различных значениях внутреннего давления воздуха в пневмокатках: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 и 0,8 кг/см<sup>2</sup>.

Место отбора проб	Весовая влажность в % на глубине в см		
	5	10	15
Северная сторона поля . . . . .	18,8	19,5	20,1
Южная сторона поля . . . . .	17,8	21,9	23,2

На пахоте выбирался ровный горизонтальный участок длиной не менее 50 м. Самоходная тележка проходила указанный путь с постоянной скоростью около 5 км/ч.

При установившемся прямолинейном движении тележки включалась регистрирующая аппаратура [1].

Графики моментов сопротивления движению на передних (а) и задних (б) пневмокатках в зависимости от внутреннего давления показаны на рис. 2.

Из приведенных графиков видно, что с уменьшением внутреннего давления до 0,5 кг/см<sup>2</sup> моменты сопротивления движению уменьшаются, а при дальнейшем снижении давления резко возрастают.

Коэффициент сопротивления качению тележки  $f$  подсчитывался по формуле

$$f = \frac{\Sigma P_{\kappa}^{\circ}}{G},$$

где  $\Sigma P_{\kappa}^{\circ}$  — сумма окружных усилий на пневмокатках;  
 $G$  — полный вес тележки.

Окружные усилия на передних и задних пневмокатках определялись по следующим формулам:

$$P_{\kappa_1}^{\circ} = \frac{M_{f_1}}{r_{\kappa}}, \quad P_{\kappa_2}^{\circ} = \frac{M_{f_2}}{r_{\kappa}},$$

где  $M_{f_1}$  и  $M_{f_2}$  — моменты на передних и задних пневмокатках;

$r_{\kappa}$  — радиус качения пневмокатков при приводе на оба моста.

Радиус качения пневмокатков определялся измерением пути, пройденного пневмокатком за определенное число оборотов:

$$r_{\kappa} = \frac{S}{2\pi n_{\kappa}},$$

где  $S$  — путь, пройденный пневмокатком;  
 $n_{\kappa}$  — число оборотов колеса.

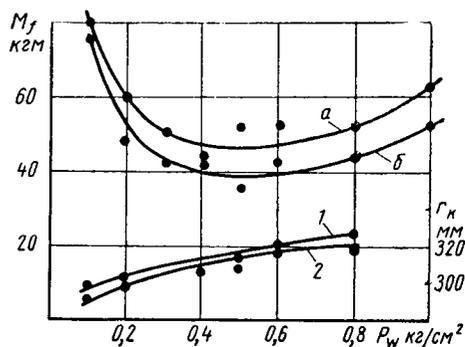


Рис. 2. Моменты сопротивления качению пневмокатков  $M_f$  в зависимости от внутреннего давления воздуха  $p_w$  и радиусы качения  $r_{\kappa}$  на пахоте.

На рис. 2 показано также изменение радиусов качения на пахоте  $r_{\kappa}$  переднего ведомого 1 и заднего 2 пневмокатков в зависимости от давления воздуха в них. Радиус качения пневмокатка мало изменяется в зависимости от внутреннего давления и по величине близок к свободному радиусу пневмокатка.

На графике коэффициента сопротивления качению пневмокатков на пахоте (рис. 3) видно, что коэффициент сопротивления качению задних пневмокатков на пахоте (кривая 2) меньше, чем коэффициент сопротивления качению передних пневмокатков, прокладываемых колею (кривая 1).

Важным показателем при определении проходимости автомобиля является величина крутящих моментов на колесах

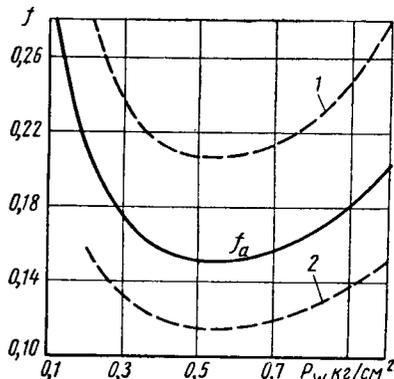


Рис. 3. Коэффициент сопротивления качению  $f$  на пахоте в зависимости от внутреннего давления  $p_w$  ( $f_a$  — для всей экспериментальной установки):

1 — для передних пневмокатков; 2 — для задних пневмокатков.

перед началом полного буксования. График крутящих моментов на передних и задних пневмокатках в зависимости от внутреннего давления показан на рис. 4. Следует отметить, что у пневмокатков переход к полному буксованию происходит очень резко, и этому моменту не предшествует работа колеса с большим частичным пробуксовыванием, как это наблюдается у шин нормального профиля. Поэтому момент начала полного буксования легко определяется по изменению нарастания кривой крутящего момента на осциллограмме.

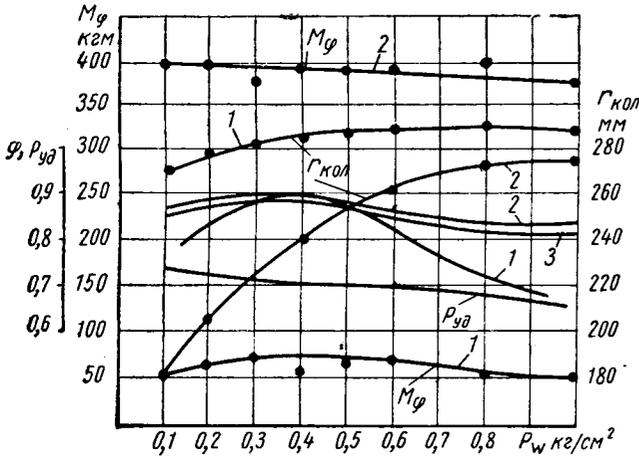


Рис. 4. Моменты сцепления пневмокатков на пахоте  $M_\phi$ , расстояния от центра пневмокатка до дна колеи перед началом полного буксования  $r_{кол}$ , коэффициенты сцепления пневмокатков на пахоте  $\phi$  и удельная сила тяги на крюке  $P_{уд}$  в зависимости от внутреннего давления воздуха в пневмокатках: 1 — для передних пневмокатков; 2 — для задних пневмокатков; 3 — для экспериментальной установки в целом.

Из указанного графика следует, что крутящий момент на задних пневмокатках с уменьшением давления постепенно растет. Распределение моментов между передними и задними пневмокатками зависит от многих причин и, в основном, от распределения веса машины по осям.

Рост момента и коэффициента сцепления с уменьшением внутреннего давления указывает на улучшение сцепления с грунтом при понижении давления в пневмокатках.

Поскольку при испытаниях величина максимальной силы сцепления колеса с грунтом не поддается непосредственным измерениям, эту величину определяют, исходя из крутящего момента на колесе перед началом полного буксования, регистрируемого тензометрической аппаратурой. Приближенно величину силы сцепления можно получить как отношение крутящего момента к радиусу приложения силы.

В литературе по теории автомобиля [2]—[4], когда расчеты или исследования связаны с установлением силовых соотношений, рекомендуется пользоваться так называемым динамическим радиусом  $r_d$  (расстоянием от плоскости опоры до центра колеса). При исследовании работы эластичного колеса на деформируемом грунте в этом случае необходимо знать смещение радиальной реакции по отношению к вертикальной линии, проходящей через центр колеса, и отклонение ее направления от вертикали. Эти величины также невозможно получить непосредственными измерениями. Поэтому в основу определения касательных реакций пневмокатка в контакте с грунтом положена методика, предложенная В. И. Кнорозом, И. П. Петровым, А. С. Шелухиным [5].

Коэффициент сцепления колеса с грунтом определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_k \cos \alpha_1}{r_c G_k \cos (\alpha_2 - \alpha_1)},$$

- где  $G_k$  — вес, приходящийся на колесо;
- $\alpha_2$  — угол между вертикалью и радиусом, проведенным в точку приложения силы сцепления;
- $\alpha_1$  — угол между вертикалью и радиусом, проведенным в точку приложения равнодействующей эпюры удельных давлений;
- $r_c$  — силовой радиус.

Приближенная схема расчета силового радиуса  $r_c$  принята при следующих допущениях:

1. Считаем, что сопротивление грунта вдавливанию подчиняется степенной зависимости  $q_z = q_0 Z^m$ , а эпюра удельных сил трения и сил среза грунта линейно зависит от нормальных давлений  $q_p$ . Тогда можно считать, что точки приложения сил  $T_{сг}$  и  $R_q$  совпадают, т. е.  $\alpha_1 = \alpha_2$ .

2. Считаем, что радиальная деформация  $\lambda_a$  в каждой точке поверхности контакта шины пропорциональна углу, образованному радиусом, проведенным в начальную точку контакта колеса с грунтом и текущим радиусом.

Зная координаты равнодействующей эпюры удельных давлений и характер деформации пневмокатка, можно определить величину силового радиуса и, следовательно, величину коэффициента сцепления.

Характер деформации пневмокатка определялся экспериментально при помощи специально спроектированного прибора [6].

На рис. 3 показаны также величины  $r_{кол}$  — расстояние от центра пневмокатка до дна колеи в момент начала полного буксования, необходимые для определения  $r_c$ .

На рис. 4 показаны зависимости коэффициентов сцепления переднего (кривая 1) и заднего (кривая 2) пневмокатков от внутреннего давления, а также зависимости среднего коэффициента сцепления для всей тележки в целом (кривая 3). Последняя определялась приближенно как отношение суммы горизонтальных проекций сил сцепления к сумме радиальных реакций по формуле

$$\varphi_a = \frac{T_{x_1} + T_{x_2}}{G_a},$$

где  $T_{x_1}$ ,  $T_{x_2}$  — горизонтальные составляющие равнодействующих сил сцепления передних и задних пневмокатков с грунтом.

Как видно из графика рис. 4, коэффициент сцепления падает с увеличением внутреннего давления.

Для сравнения с коэффициентом сцепления на этом рисунке показана зависимость удельной силы тяги

$$P_{уд} = \frac{P_{кр}}{G_a},$$

где  $P_{кр}$  — максимальная сила тяги на крюке;  $G_a$  — вес всей экспериментальной установки.

Максимальная сила тяги на крюке определялась путем измерения усилия, требующегося для протягивания прицепа, колеса которого постепенно затормаживаются. Сила тяги измерялась в момент начала буксования ведущих колес испытуемой машины. В качестве тормозного прицепа использовался автомобиль ГАЗ-69, вес которого близок по величине к весу тележки.

Кривая  $P_{уд}$  расположена значительно ниже кривой коэффициента сцепления. Разность ординат между этими кривыми характеризует потери на передвижение самой тележки. Величина  $P_{уд}$  является важным фактором при оценке проходимости колесной машины и может служить для сравнения проходимости различных машин на данной опорной поверхности.

Полученные данные свидетельствуют о хорошей проходимости пневмокатков на пахоте и хороших их тяговых качествах. Незначительно понижается сила тяги на крюке с повышением внутреннего давления воздуха в пневмокатках. Удельная сила тяги достигает 0,74 при давлении 0,1 кг/см<sup>2</sup> и снижается всего до 0,67 при внутреннем давлении 1,0 кг/см<sup>2</sup>.

Коэффициент сопротивления движению экспериментальной установки при отсутствии силы тяги на крюке составляет 0,15 при внутреннем давлении 0,5 кг/см<sup>2</sup>. Коэффициент сопротивления качению передних пневмокатков несколько выше (0,21), чем задних (0,11). Это объясняется большими затратами энергии на образование колеи у передних пневмокатков. Возможно и некоторое перераспределение моментов между осями установки из-за наличия циркуляции мощности. Этот вопрос требует специальных исследований. Потери на циркуляцию мощности не могут быть очень большими, так как при определении коэффициента сопротивления движению ведомых пневмокатков на пахоте была получена величина 0,14, мало отличающаяся от аналогичной величины для свободно движущейся установки (0,15). Сопротивление движению ведомых пневмокатков определялось при разобщенной трансмиссии, поэтому наличие циркуляции мощности в этом случае исключается.

Коэффициент сцепления пневмокатков с грунтом на пахоте достигает максимальной величины 0,9 при внутреннем давлении 0,4 кг/см<sup>2</sup> и падает всего до 0,82 при внутреннем давлении 1,0 кг/см<sup>2</sup>. При постепенном нагружении установки тяговой силой не наблюдалось пробуксовывания пневмокатков.

### Выводы

1. Пневмокатки оставляют на пахоте неглубокую колею, не увеличивающуюся при последующих проездах.
2. Коэффициент сопротивления движению экспериментальной установки на пневмокатках составляет 0,15 при оптимальном внутреннем давлении.
3. Наименьшее сопротивление движению по пахоте пневмокатки испытывают при внутреннем давлении 0,5 кг/см<sup>2</sup>.
4. Коэффициент сцепления на пахоте достигает 0,9.
5. Удельная тяга на крюке составляет 0,74 при внутреннем давлении 0,3 кг/см<sup>2</sup> и медленно понижается с повышением внут-

реннего давления. Высокие значения тяги на крюке позволяют считать целесообразным применение пневмокатков для работ на вспаханных грунтах.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Бочаров Н. Ф., Крадинов Е. Б., Гусев В. Н., Абрамова Э. Е. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.
2. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
3. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса. Изд. АН СССР, 1948.
4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Машгиз, 1961.
5. Кнороз В. И., Петров И. П., Шелухин А. С. «Автомобильная промышленность», 1961, № 4.
6. Бочаров Н. Ф., Крадинов Е. Б., Гусев В. И. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.

## Определение параметров агрегатов силовой передачи легковых автомобилей

Канд. техн. наук В. Ф. РОДИОНОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**РАЗРАБАТЫВАЯ** предварительную компоновку автомобиля, проектировщик должен хотя бы приблизительно установить размеры основных агрегатов шасси. Такая же задача стоит перед конструктором, разрабатывающим компоновку того или иного агрегата. При этом конструкторы обычно руководствуются результатами изучения близких по типу образцов автомобилей, анализом статистических данных, а также собственным опытом и интуицией. Решение этой задачи значительно упростилось бы и стало более определенным, если бы в распоряжении были зависимости, связывающие параметры агрегатов с основными показателями характеристики автомобиля. Эти соотношения также могли бы быть использованы для сравнительной оценки нагруженности агрегатов различных автомобилей.

Нахождение этих зависимостей складывается из нескольких отдельных задач: 1) выбора определяющего параметра, характеризующего размеры агрегата в целом; 2) нахождения зависимости между выбранным определяющим параметром и показателями характеристики автомобиля и 3) выбора критических условий нагружения агрегата или коэффициентов пропорциональности, соответствующих современной практике.

Для выбора размеров агрегатов силовой передачи необходимо располагать значением максимального крутящего момента двигателя  $M_{\partial}$ .

Сцепление. За определяющий параметр сцепления может быть принят наружный диаметр обшивки ведомого диска. Размеры сцепления выбирают исходя из обеспечения передачи максимального крутящего момента двигателя и рассеивания тепла, развиваемого при буксовании во время переключения передач.

Крутящий момент, передаваемый сцеплением,

$$M = FpfR_{mp},$$

где  $F$  — площадь трения;  
 $p$  — удельное давление;  
 $f$  — коэффициент трения;  
 $R_{mp}$  — радиус трения.

Поскольку между наружным и внутренним диаметрами обшивки ведомого диска сцепления существует более или менее постоянная зависимость, можно принять, что площадь трения будет пропорциональна второй степени линейных размеров сцепления, а радиус трения — первой.

Таким образом,

$$M = K'_c pfD_n^3,$$

где  $D_n$  — наружный диаметр обшивки ведомого диска;  
 $K'_c$  — коэффициент пропорциональности, зависящий только от соотношения между наружным и внутренним диаметрами обшивки ведомого диска.

Следовательно, крутящий момент, передаваемый сцеплением, изменяется в третьей степени линейных размеров, между тем как охлаждающаяся поверхность сцепления изменяется только во второй степени, поэтому удельное давление принимается примерно обратно пропорциональным линейным размерам или наружному диаметру обшивки ведомого диска сцепления

$$p = \frac{K''_c}{D_n},$$

где  $K''_c$  — коэффициент, оценивающий частоту пользования сцеплением и количество тепла, рассеиваемого сцеплением, и поэтому изменяющийся в зависимости от динамических качеств автомобиля, которые могут быть охарактеризованы отношением веса автомобиля к крутящему моменту двигателя.

Подставляя это выражение для удельного давления в формулу для передаваемого крутящего момента и применяя его к случаю передачи максимального крутящего момента двигателя, имеем

$$M_{\partial} = K'_c K''_c f D_n^2.$$

Таким образом,

$$D_n = K_c \sqrt{M_{\partial}},$$

где  $K_c$  — объединенный коэффициент пропорциональности.

Для легковых автомобилей можно принять

$$K_c = 0,708 \sqrt[2,22]{\frac{G_g}{M_{\partial}} \text{ см} \cdot \text{кгм}^{-\frac{1}{2}}},$$

где  $G_g$  — эксплуатационный полный вес автомобиля, равный сухому весу плюс 250 кг (относится ко всем легковым автомобилям с двумя и тремя рядами сидений).

Коробка передач. В качестве определяющих параметров коробки передач могут быть приняты межцентровое расстояние  $A$  и длина картера или, вернее, расстояние между наружными торцами подшипников первичного и вторичного валов  $B$  (рис. 1, 2, 3).

В основании зуба шестерни при передаче крутящего момента  $M$  действует напряжение изгиба

$$\sigma = K'_k \frac{M}{bt \frac{d_n}{2}}$$

где  $b$  — длина зуба;  
 $t$  — шаг;  
 $d_n$  — диаметр начальной окружности шестерни;  
 $K'_k$  — коэффициент, учитывающий форму и число зубьев, а также угол наклона линии зуба в случае шестерен с косыми зубьями и постоянный для геометрически подобных шестерен.

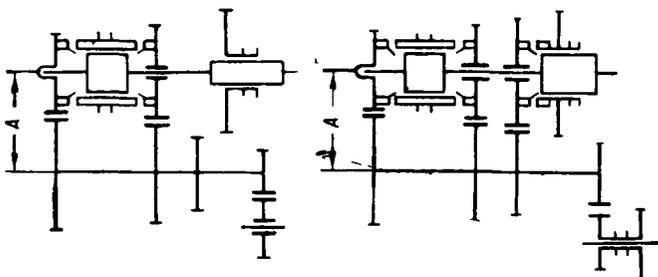


Рис. 1.

Рис. 2.

Для геометрически подобных шестерен вместо  $b$  и  $t$  можно подставить  $d_n$ , тогда

$$\sigma = K''_k \frac{M}{d_n^3}$$

где  $K''_k$  — коэффициент пропорциональности.

Применяя эту зависимость к шестерням коробки передач, можно записать

$$\sigma = K'''_k \frac{M_\partial}{A^3}$$

где  $A$  — межцентровое расстояние, пропорциональное диаметру начальной окружности любой из шестерен;  
 $K'''_k$  — новый коэффициент пропорциональности.

Таким образом,

$$A = \sqrt[3]{\frac{K'''_k}{\sigma} M_\partial}$$

Размеры коробок передач легковых автомобилей определяются усталостной прочностью материала шестерен, поэтому допустимое напряжение должно выбираться в зависимости от времени работы коробки на передачах, которое, в свою очередь, определяется динамическими качествами автомобиля или отношением его эксплуатационного полного веса к крутящему моменту двигателя  $\frac{G_\partial}{M_\partial}$ .

Коэффициент пропорциональности  $K'''_k$  в приведенной формуле для межцентрового расстояния будет постоянным только для геометрически подобных коробок передач. Различие в пропорциях коробок передач, в первую очередь в относительной ширине шестерен, приводит к изменению коэффициента пропорциональности  $K'''_k$ .

Величина  $\sqrt[3]{\frac{K'''_k}{\sigma}}$  можно заменить объединенным коэффициентом пропорциональности  $K_k$ , учитывающим допустимое напряжение в зубьях шестерен и поэтому зависящим от отношения  $\frac{G_\partial}{M_\partial}$  и различие в пропорциях коробок передач.

Таким образом,

$$A = K_k \sqrt[3]{M_\partial}$$

Можно принять

$$K_k = 0,28 \sqrt{\frac{G_\partial}{M_\partial}} \text{ см} \cdot \text{кгм}^{-\frac{1}{3}}$$

при относительно широких шестернях (коробка передач автомобиля «Победа») и

$$K_k = 0,32 \sqrt{\frac{G_\partial}{M_\partial}} \text{ см} \cdot \text{кгм}^{-\frac{1}{3}}$$

при относительно узких шестернях (коробка передач автомобиля ЗИЛ-110).

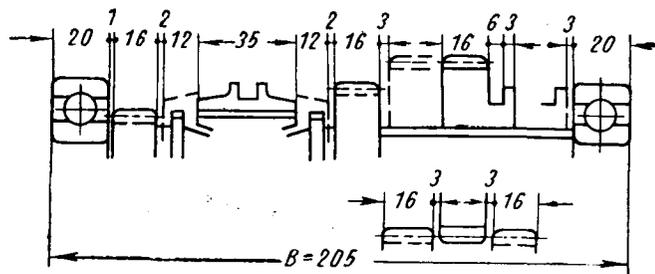


Рис. 3.

Второй определяющий параметр коробки передач — расстояние между наружными торцами подшипников первичного и вторичного валов  $B$  — зависит как от принципиальной схемы коробки передач, так и от ее межцентрового расстояния.

На рис. 1 и 2 приведены схемы распространенных трехступенчатой и четырехступенчатой коробок передач, а на рис. 3 — размерная цепочка, соответствующая схеме, изображенной на рис. 1, в предположении, что осевые размеры всех шестерен, муфт, подшипников и зазоров одинаковы.

Для коробки передач автомобиля «Победа», выполненной по схеме, показанной на рис. 1, межцентровое расстояние  $A$  составляет 74,6 мм при расстоянии между торцами подшипников  $B$ , равном 220 мм, т. е.  $B = 2,95 A$ .

Используя найденную зависимость для определенной коробки передач, путем построения размерной цепочки для условных значений осевых размеров можно найти такую же зависимость для коробки передач, выполненной по любой другой схеме.

Например, для коробки передач, показанной на рис. 2, построение размерной цепочки для условных значений осевых размеров дает расстояние между торцами подшипников, равное 224 мм. Таким образом,

$$B = 2,95 A \frac{224}{205} = 3,22 A.$$

Гидропередача. На легковых автомобилях, снабженных двигателями с большим рабочим объемом, получили распространение гидропередачи, состоящие из гидротрансформатора, установленного на месте маховика, и планетарной коробки передач с автоматическим управлением.

Для гидропередач характерно большое разнообразие принципиальных схем и конструктивных оформлений.

При наличии геометрически подобного прототипа гидротрансформатора для пересчета размеров может быть применено соотношение

$$D_B = D_A \sqrt{\frac{M_{1A} n_{1B}^2}{M_{1B} n_{1A}^2}}$$

где  $M_1$  — крутящий момент на входе;  
 $n_1$  — число оборотов в минуту ведущего вала;  
 $D$  — любой линейный размер гидротрансформатора, например наружный диаметр круга циркуляции.

Индексы  $A$  и  $B$  обозначают соответственно гидротрансформатор — прототип и проектируемый гидротрансформатор.

Размеры планетарной коробки передач определяются ее принципиальной схемой и размерами рабочих органов управления — муфтами и тормозами. Из-за большого разнообразия применяемых принципиальных схем и конструктивных оформ-

лений сделать какие-либо обобщения по размерам коробок передач и по зависимости последних от крутящего момента двигателя и других показателей характеристики автомобиля невозможно.

Считается, что габаритные размеры гидropередачи в целом не превышают размеров маховика, сцепления и коробки передач, которые она заменяет.

Карданные шарниры. В качестве определяющего параметра карданного шарнира можно принять расстояние между торцами шипов крестовины  $H$  (рис. 4).

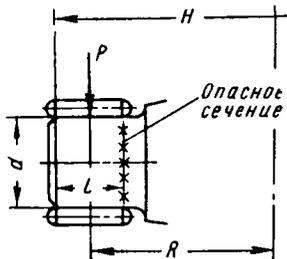


Рис. 4.

При передаче карданным шарниром крутящего момента опасное сечение крестовины у галтели шипа подвергается совместному действию изгиба и сдвига.

Сложное напряжение в опасном сечении

$$\sigma' = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

где  $\sigma$  — напряжение изгиба;  
 $\tau$  — напряжение сдвига.

Обозначим рабочую длину игл через  $l$ , диаметр шипа через  $d$ , а размер от оси шарнира до середины длины иглы через  $R$  и примем, что на шип действует усилие  $P$ , приложенное в середине длины иглы.

Подставляя значения напряжений изгиба и сдвига при принятых условных обозначениях в выражение для сложного напряжения и преобразуя его, получим

$$\sigma' = \frac{2,55 P}{d^3} (l + \sqrt{l^2 + 0,25 d^2}).$$

Определив отсюда величину  $P$  и умножив ее на  $2R$ , найдем значение передаваемого крутящего момента в зависимости от напряжения, действующего в опасном сечении.

Далее, приняв  $\sigma' = 1$  и разделив обе части нового уравнения на 100, получим удельный крутящий момент  $M_0$  в  $кгм$ , который создает в опасном сечении напряжение, равное  $1 кг/см^2$ :

$$M_0 = \frac{2 R a^3}{255 (l + \sqrt{l^2 + 0,25 a^2})}.$$

Для среднего карданного шарнира  $d = 0,2H$ ;  $l = 0,16 H$  и  $R = 0,41 H$ . Подставляя эти значения в выражение для удельного крутящего момента  $M_0$ , выразим его через определяющий параметр — размер  $H$ .

После подстановки и преобразования получим

$$M_0 = 7,35 \cdot 10^{-5} H^3.$$

Исходя из предположения о постоянном характере нагрузок крестовины карданного шарнира, его размеры определяют из условия, что крестовина не будет получать остаточных деформаций под действием максимального крутящего момента двигателя при включении первой передачи в коробке передач или крутящего момента, определенного по силе сцепления шин с дорогой при коэффициенте сцепления, равном 0,85, и полной нагрузке автомобиля, если он будет меньше первого момента.

За предел упругости для материала крестовины можно принять  $\sigma = 7000 кг/см^2$ , при этом карданный шарнир должен иметь коэффициент запаса не менее 2,0.

Таким образом,

$\frac{7000}{2,0} M_0$  больше или равен наименьшей из величин:  $M_0 i_1$

или  $\frac{G_2 \varphi r_k}{i_0}$ ,

где  $i_1$  — передаточное число первой передачи в коробке передач;

$G_2$  — вес, приходящийся на задние колеса при полной нагрузке, в  $кг$ ;

$\varphi = 0,85$  — коэффициент сцепления шин с дорогой;

$r_k$  — радиус качения шины в  $м$ ;

$i_0$  — передаточное число главной передачи.

Поэтому  $3500 \cdot 7,35 \cdot 10^{-5} H^3$  больше или равен наименьшей из величин  $M_0 i_1$  или  $\frac{0,85 G_2 r_k}{i_0}$ , откуда окончательно имеем  $H$  больше или равен наименьшей из величин

$$1,57 \sqrt[3]{M_0 i_1} \text{ или } 1,57 \sqrt[3]{\frac{0,85 G_2 r_k}{i_0}}.$$

При установке трансмиссионного тормоза следует принимать наибольшую из двух величин.

В случае применения гидropередачи максимальная сила тяги на колесах при трогании автомобиля с места всегда превышает силу сцепления шин с дорогой, поэтому следует принимать второе выражение.

Главная передача. За определяющий параметр гипoidной или спиральной конической главной передачи может быть принят диаметр начальной окружности ведомой шестерни  $d_k$ . Для гипoidной передачи, кроме того, определяющим параметром также будет величина смещения оси ведомой шестерни  $E$ .

Размеры шестерен главной передачи определяются усталостной прочностью зубьев на изгиб.

Напряжение изгиба, действующее в основании зуба шестерни,

$$\sigma = K'_{rn} \frac{P}{bt},$$

где  $P$  — окружное усилие, определенное для середины ширины зубчатого венца;

$b$  — длина зуба;

$t$  — шаг в середине ширины зубчатого венца;

$K'_{rn}$  — коэффициент пропорциональности, учитывающий как форму и угол наклона линии зуба, так и число зубьев, находящихся в зацеплении.

Поскольку уменьшение шага сопровождается увеличением числа зубьев, находящихся в зацеплении, для шестерен, выполненных по одним и тем же рекомендациям, можно принять

$$\sigma = K''_{rn} \frac{P}{b},$$

где  $K''_{rn}$  — новый коэффициент пропорциональности.

Таким образом, напряжение изгиба можно характеризовать отношением окружного усилия  $P$  к ширине зубчатого венца  $b$ . При одинаковых пропорциях зубьев окружное усилие можно определять не для середины ширины зубчатого венца, а на начальной окружности шестерни при условии соответствующего изменения допустимого значения отношения  $\frac{P}{b}$ .

Определенное таким образом отношение  $\frac{P}{b}$  не должно превышать  $1100 кг/см$  при включении в коробке передач первой передачи, если только оно не превышает отношения  $\frac{P}{b}$ ,

определенного по силе сцепления шин с дорогой при коэффициенте сцепления  $\varphi$ , равном 0,85, и полной нагрузке автомобиля.

В том случае, когда передаточное число первой передачи в коробке передач меньше 3, необходимо соблюдение еще одного условия:  $\frac{P}{b}$  на прямой передаче не должно превышать  $400 кг/см$ .

Сформулированные требования в применении к ведомой шестерне могут быть записаны следующим образом:

для первой передачи наименьшая из величин

$$\frac{100 M_0 i_1 i_0}{2} \text{ или } \frac{G_2 \varphi 100 r_k}{2} < 1100;$$

для прямой передачи

$$\frac{100 M_0 i_0}{2} < 400.$$

Ширина венца ведомой шестерни гипоидных и спиральных конических передач делается равной 0,155 диаметра начальной окружности. Подставляя  $b=0,155 d_n$  в приведенные зависимости и решая их относительно  $d_n$ , получаем:

для первой передачи  
 $d_n >$  наименьшей из величин

$$1,08 \sqrt{M_d i_1 i_0} \text{ или } 1,08 \sqrt{0,85 G_2 r_k};$$

для прямой передачи

$$d_n > 1,8 \sqrt{M_d i_0}.$$

За диаметр начальной окружности ведомой шестерни принимается наибольшее из значений  $d_n$ , полученных для первой и прямой передач.

В случае применения гидропередачи максимальная сила тяги на колесах при трогании автомобиля с места всегда превы-

шает силу сцепления шин с дорогой, поэтому для первой или нижней передачи следует принимать второе выражение.

Смещение оси ведущей шестерни гипоидной передачи  $E$  делается равным  $0,2 d_n$ .

Найденные упрощенные зависимости не могут заменить уточненные расчеты, проводимые параллельно конструктивной разработке агрегата или с целью углубленного исследования его свойств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач. Машгиз, 1960.
2. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля, Машгиз, 1947.
3. Condon W. T. "SAE" preprint № 403 B, 1961.
4. Gleason Works, Design Data for Automotive Drive Axles, Rochester, N. J., 1954.

## Эксплуатационные качества отечественных легковых автомобилей

Д-р техн. наук Д. П. ВЕЛИКАНОВ

Институт комплексных транспортных проблем Госплана СССР

ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ наиболее эффективного технического прогресса производства легковых автомобилей необходимо систематически изучать их эксплуатационные качества, выявлять их преимущества и недостатки.

Использование веса. Это качество является одним из основных. Оно не только характеризует расход металла и материалов в производстве, но главное определяет вес автомобиля при движении, а следовательно, определяет расход топлива и износ шин и, кроме того, влияет на динамические качества автомобиля. Использование веса автомобиля наиболее характерно выражается коэффициентом снаряженного веса, т. е. отношением веса в снаряженном состоянии (с полной заправкой, запасным колесом и инструментом) к величине полезной нагрузки, а также показателем (в кг) снаряженного веса, приходящегося на одного пассажира (включая водителя). Весовые параметры отечественных легковых автомобилей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка автомобиля	Число мест	Полезная нагрузка (в кг)		Вес автомобиля в кг			Коэффициент снаряженного веса	Показатель использования веса на пассажира в кг/м <sup>2</sup>
		от пассажиров	от багажа	сухой по ТУ	в снаряженном состоянии	полный		
ЗАЗ-965 „Запорожец“	4	300	20	600*	640	960	2,00	160
„Москвич-401“	4	300	—	810	855	1155	2,85	214
„Москвич-407“ (402)	4	300	40	910	990	1330	2,91	247
УАЗ-69А	5	375	50	1425	1536	1960	3,61	307
М-20 „Победа“	5	375	50	1360	1460	1885	3,44	292
М-21 „Волга“	5	375	50	1360*	1460	1885	3,50	298
ГАЗ-12	6	450	60	1800	1940	2450	3,80	323
ГАЗ-13 „Чайка“	7	525	70	1890*	2040	2635	3,43	292
ЗИЛ-110	7	525	70	2450	2575	3170	4,32	368
ЗИЛ-111	7	525	70	2600*	2750	3345	4,62	393

\* Фактический сухой вес в 1961 г. в среднем составлял для автомобилей: ЗАЗ-965 „Запорожец“ — 653 кг, М-21 „Волга“ — 1378 кг, ГАЗ-13 „Чайка“ — 1975 кг, ЗИЛ-111 — 2950 кг.

Несколько велик вес автомобиля М-21 «Волга». У однотипных автомобилей зарубежных конструкций вес меньше. Поэтому перед автозаводом поставлена задача снизить вес автомобиля М-21 «Волга», предусмотренный техническими условиями, не менее чем на 110 кг. Также необходимо у автомобилей ЗАЗ-965 «Запорожец», ГАЗ-13 «Чайка» и ЗИЛ-111 снизить фактический вес и довести его до требований технических условий.

Скоростные свойства. Эти свойства автомобиля характеризуются величиной тяги или динамического фактора на каждой передаче, максимальной скоростью, интенсивностью

разгона, эффективностью действия тормозов и средними скоростями движения в типичных условиях эксплуатации.

Для тягового расчета автомобиля, по методу акад. Е. А. Чудакова, необходимы скоростная характеристика двигателя и численные значения основных конструктивных параметров автомобиля. Такие данные для отечественных легковых автомобилей приведены на рис. 1 и в табл. 2. Расчеты для всех автомобилей произведены при полном их весе, указанном в табл. 1. Механический к.п.д. передачи принят во всех случаях 0,92, дорожное сопротивление на горизонтальных участках 0,02.

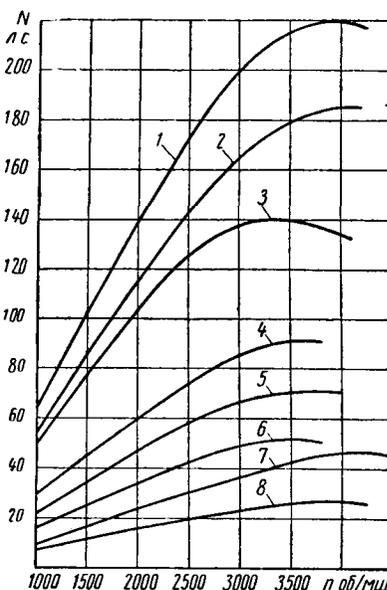


Рис. 1. Скоростные (внешние) характеристики двигателей легковых автомобилей:

- 1 — ЗИЛ-111; 2 — ГАЗ-13 «Чайка»; 3 — ЗИЛ-110; 4 — ГАЗ-12; 5 — М-21 «Волга»; 6 — М-20 «Победа»; 7 — «Москвич-407»; 8 — «Москвич-401».

На рис. 2 приведены динамические характеристики автомобилей «Москвич-401» модели 1949 г. и «Москвич-407», выпускаемого в настоящее время. На рис. 3 приведены динамические характеристики автомобиля М-20 «Победа» модели 1948 г. и автомобиля М-21 «Волга». Из этих графиков видно, насколько за последние два года улучшились динамические качества двух наиболее распространенных в СССР типов легковых автомобилей.

Таблица 2

Параметры	Численные значения параметров для разных автомобилей					
	ЗАЗ-965 «Запорожец»	«Москвич-402»	«Москвич-407»	М-21 «Волга»	ГАЗ-13 «Чайка»	ЗИЛ-111
Удельная мощность в л.с./т	22,9	26,3	33,8	37,1	74,0	65,7
Радиус качения колес в м	0,282	0,311	0,311	0,335	0,355	0,370
Фактор сопротивления воздуха в кгс/к <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	0,054	0,068	0,068	0,078	0,084	0,091
Максимальный динамический фактор на разных передачах:						
первая	0,327	0,287	0,324	0,343	0,314	0,75
вторая	0,195	0,138	0,155	0,215	0,182	0,46
третья	0,115	0,070	0,076	0,123	0,100	—
четвертая	0,074	—	—	0,073	—	—
Критическая скорость движения на разных передачах в км/ч:						
первая	10,8	15,5	18,3	17,3	21,5	—
вторая	18,1	31,4	37,2	27,2	36,4	—
третья	29,8	54,7	64,7	45,5	61,0	—
четвертая	43,2	—	—	65,9	—	—
Максимальный преодолеваемый подъем в % на разных передачах:						
первая	32,2	27,7	31,9	34,1	30,7	100,6
вторая	17,7	11,9	13,6	18,9	16,4	27,0
третья	9,6	5,0	5,6	10,3	8,0	9,0
четвертая	5,4	—	—	5,3	—	—
Максимальное ускорение на горизонтальной дороге на разных передачах в м/сек <sup>2</sup> :						
первая	1,70	1,58	1,77	1,81	2,00	—
вторая	1,33	0,98	1,12	1,45	1,36	—
третья	0,73	0,45	0,51	0,69	0,73	—
четвертая	0,49	—	—	0,48	—	—

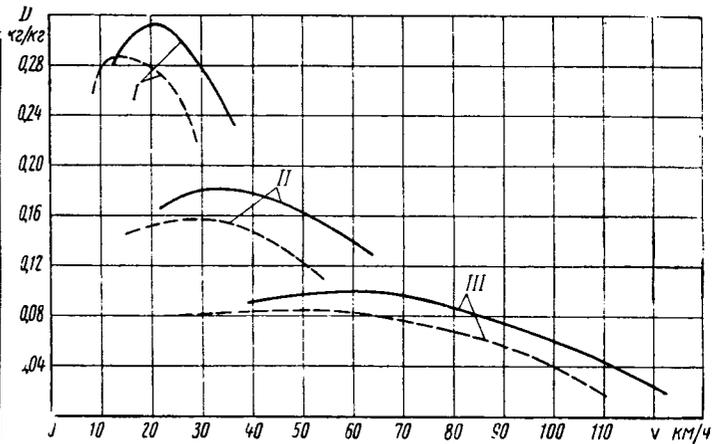


Рис. 3. Динамические характеристики автомобилей М-20 «Победа» (штриховые линии) и М-21 «Волга» (сплошные линии) на разных передачах в коробке передач (I—III — передачи).

Таблица 3

Марка автомобиля	Время в сек прохождения участка пути в м				
	50	100	150	200	400
«Москвич-401»	7,0	12,8	16,9	20,8	31,9
«Москвич-407»	6,2	10,2	13,1	15,8	25,0
М-20 «Победа»	6,8	10,6	13,8	16,8	27,5
М-21 «Волга»	6,6	10,0	12,9	15,6	25,0
М-21 «Волга» с автоматической коробкой передач	8,3	12,7	16,1	19,0	29,6
ГАЗ-12	6,4	10,2	13,3	15,9	25,0
ГАЗ-13 «Чайка»	5,8	8,6	11,2	13,4	21,2
ЗИЛ-111	—	—	—	15,4	—

В табл. 3 и на рис. 4 приведены результаты экспериментального определения интенсивности разгона автомобилей при движении с места с переключением передач.

Данные об интенсивности разгона автомобилей «Волга» с автоматической коробкой передач приведены для случая трогания с места и разгона без ручного переключения передач.

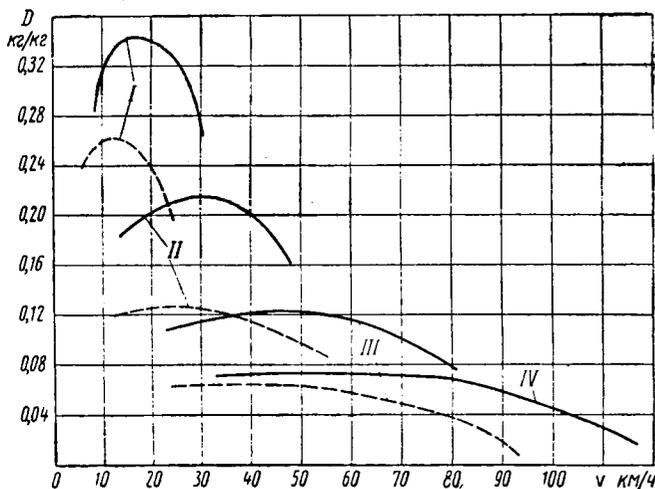


Рис. 2. Динамические характеристики автомобилей «Москвич-401» (штриховые линии) и «Москвич-407» (сплошные линии) на разных передачах в коробке передач (I—IV передачи).

Ниже приводятся максимальные скорости движения автомобилей (в км/ч), предусмотренные техническими условиями и установленные при государственных испытаниях автомобилей:

	По ТУ	При испытаниях
ЗАЗ-965 «Запорожец»	90	93,2
«Москвич-401»	90	91,7
«Москвич-407»	115	114,6
М-20 «Победа»	105	112,1
М-21 «Волга»	130	132,0*
ГАЗ-12	120	127,6
ГАЗ-13 «Чайка»	160	153,2
ЗИЛ-110	140	142,9
ЗИЛ-111	170	170,0

\* С гидромеханической силовой передачей — 127,5 км/ч.

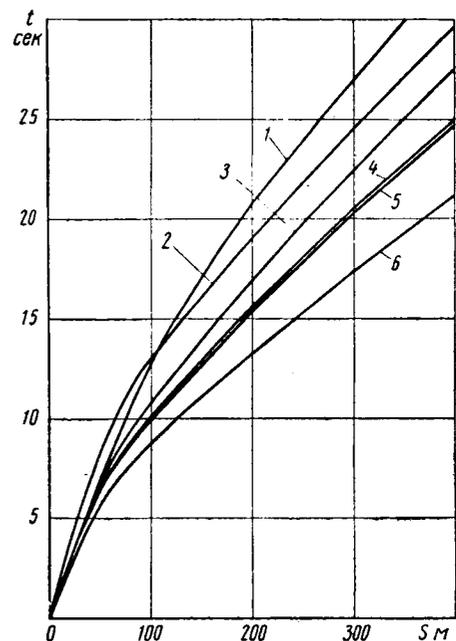


Рис. 4. Кривые интенсивности разгона разных автомобилей при движении с места:

1 — «Москвич-401»; 2 — М-21 «Волга» с автоматической коробкой передач; 3 — М-20 «Победа»; 4 — «Москвич-407»; 5 — М-21 «Волга»; 6 — ГАЗ-13 «Чайка».

т. е. при постоянном положении рычага управления передачами на позиции Д (движение). Интенсивность разгона этих автомобилей, особенно в начальный период, меньше, чем у автомобилей с механической коробкой передач.

Хотя интенсивность разгона автомобилей более позднего выпуска лучше, чем у автомобилей предшествовавших моделей, тем не менее у автомобилей массового производства она должна быть признана еще недостаточной. У большинства зарубежных однотипных автомобилей интенсивность разгона более высокая. Это объясняется сравнительно небольшой удельной мощностью двигателя на 1 т полного веса у отечественных автомобилей массового производства. Она составляет у автомобиля «Москвич-407» 34 л. с./т, а у зарубежных малолитражных автомобилей 45—50 л. с./т; у автомобиля М-21 «Волга» — 37 л. с./т, а у однотипных зарубежных — 53—58 л. с./т. В ближайшие годы повышение октанового числа отечественного бензина и появление возможности снижения веса автомобилей путем применения алюминия позволит повысить этот показатель.

Данные о средних технических скоростях движения легковых автомобилей, установленные при пробегах в разных дорожных условиях во время государственных или межведомственных испытаний, приведены в табл. 4. Эти данные являются средними по нескольким автомобилям каждой марки и большому числу ездовых и, поэтому, достаточно достоверны. Однако при сопоставлении по ним скоростных свойств разных автомобилей следует учитывать, что испытания каждого вида автомобиля проводились в разное время года, дорожные условия могли быть не вполне однородными и заданный испытателям скоростной режим мог также быть различным.

Таблица 4

Тип дороги	Средние технические скорости движения легковых автомобилей в км/ч							
	ЗАЭ-695 „Запорожец“*	„Москвич-401“*	„Москвич-402“*	„Москвич-407“*	М-20 „Победа“*	М-21 „Волга“*	ГАЗ-12	ГАЗ-13 „Чайка“*
С ровным усовершенствованным покрытием в хорошем состоянии . . . . .	73	52	60	70	63	76	70	90
С щебеночным или булыжным покрытием в хорошем состоянии . . . . .	50	46	—	46	51	52	53	56
С твердым покрытием в неровном, изношенном состоянии . . . . .	—	36	—	—	45	—	47	—
Грунтовая профилированная в хорошем состоянии . . . . .	41	45	—	45	50	—	56	52
Грунтовая разного качества и состояния . . . . .	32	32	24	—	—	34	35	36
Горная с ровным покрытием в хорошем состоянии . . . . .	43	34	42	46	38	43	39	52
Городская (проезды и улицы г. Москвы) . . . . .	30,3	28,6	31,1	39,7	32,4	32,7	33,0	37,5

Из приведенных данных видно, что несмотря на сравнительно небольшую мощность применяемых двигателей («Москвич-407» — 45 л. с.; М-21 «Волга» — 70 л. с.) отечественные легковые автомобили обладают скоростными качествами, обеспечивающими возможность их движения в разных дорожных условиях с достаточно высокими средними скоростями.

Безопасность движения автомобиля. Этот параметр определяется устойчивостью автомобиля против опрокидывания и бокового скольжения, управляемостью, эффективностью действия тормозов и надежностью действия всех органов управления, сигнализационного и другого оборудования.

Специальных исследований устойчивости отечественных легковых автомобилей не проводилось. При государственных и других испытаниях их устойчивость оценивалась по расчетным параметрам и главным образом субъективно, по суждениям экспериментаторов при пробеговых испытаниях в разных дорожных условиях.

В табл. 5 приведены численные значения средней ширины колес, высоты центра тяжести и коэффициента устойчивости против бокового опрокидывания легковых автомобилей при полной их нагрузке.

У всех моделей автомобилей наблюдается уменьшение высоты центра тяжести, увеличение ширины колес и соответствующее

увеличение коэффициента устойчивости против бокового опрокидывания.

Наилучшая устойчивость против бокового опрокидывания, характеризуемая наибольшим значением коэффициента 1,37, у автомобиля ГАЗ-13 «Чайка».

Таблица 5

Марка автомобиля	Средняя ширина колес в мм	Высота центра тяжести в мм		Коэффициент устойчивости против опрокидывания
		без нагрузки	с полной нагрузкой	
ЗАЭ-965 „Запорожец“*	1152	570	580	0,994
„Москвич-401“ . . . . .	1136	587	614	0,925
„Москвич-402“ и 407 . . . . .	1220	600	634	0,963
М-20 „Победа“ . . . . .	1362	618	717	0,950
М-21 „Волга“ . . . . .	1415	615	714	0,990
ГАЗ-12 . . . . .	1480	667	702	1,060
ГАЗ-13 „Чайка“ . . . . .	1535	550*	560*	1,370
ЗИЛ-110 . . . . .	1560	650	710	1,100
ЗИЛ-111 . . . . .	1610	643	700	1,150

\* По данным завода - изготовителя.

У современных легковых автомобилей потеря устойчивости обычно начинается с бокового скольжения задних колес, и опрокидывание является лишь следствием заноса. Боковое скольжение колес возникает при движении автомобиля с большой скоростью по мокрой или скользкой дороге. В этих условиях более подвержены боковому заносу автомобили, у которых большая часть веса приходится на передние колеса и меньшая его часть на задние ведущие колеса. Такие автомобили наиболее подвержены заносу, особенно при движении без пассажиров на задних сиденьях, при движении под уклон и при резком снижении скорости, т. е. в случаях, когда нагрузка на заднюю ось дополнительно снижается, а также при изношенном протекторе шин задних колес.

Наиболее подвержен боковому заносу при движении по скользкой дороге автомобиль ГАЗ-13 «Чайка», у которого без пассажиров на заднюю ось приходится наименьшая часть веса (табл. 6). Учитывая, что этот автомобиль рассчитан на высокие скорости движения и часто используется без пассажиров на задних сиденьях и без багажа, вождение его при скользком состоянии дороги требует особенно большой осторожности.

Таблица 6

Марка автомобиля	Часть веса автомобиля, приходящая на заднюю ось, в %		Коэффициент поворачиваемости	
	без нагрузки	с полной нагрузкой	без нагрузки	с полной нагрузкой
ЗАЭ-965 „Запорожец“ . . . . .	59,5	59,8	1,47	1,49
„Москвич-407“ . . . . .	46,7	53,7	0,88	1,16
М-21 „Волга“ . . . . .	49,3	53,0	0,97	1,12
ГАЗ-13 „Чайка“ . . . . .	46,0	51,7	0,85	1,08
ЗИЛ-111 . . . . .	48,2	51,8	0,95	1,08

Сравнительно с другими автомобилями также неблагоприятно распределяется вес по осям у автомобилей «Москвич-407» и ГАЗ-12 без нагрузки, что также требует повышенной осторожности их вождения при скользком состоянии дороги.

При сухом состоянии дороги, когда сцепление шин с дорогой достаточно велико, боковые силы, действующие на автомобиль вследствие эластичности шин, вызывают качение колес с боковым уводом. При этом устойчивость движения автомобиля в зависимости от боковой эластичности шин характеризуется коэффициентом поворачиваемости

$$\eta_n = \frac{G_n K_n}{G_n K_s}$$

где  $G_n$  и  $G_s$  — нагрузки соответственно на переднюю и заднюю оси;

$K_n$  и  $K_s$  — коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей.

Автомобили, у которых величина этого коэффициента меньше единицы, имеют недостаточную поворачиваемость и движение их при действии боковой силы более устойчиво, чем автомобилей с излишней поворачиваемостью, у которых величина этого коэффициента больше единицы.

У современных легковых автомобилей на колесах передней и задней осей применяются одинаковые по конструкции шины с практически одинаковым внутренним давлением. Поэтому коэффициенты их сопротивления уводу практически равны между собой ( $K_n \approx K_z$ ) и коэффициент поворачиваемости автомобиля может приближенно приниматься равным отношению веса, приходящегося на заднюю ось, к весу, приходящемуся на переднюю ось ( $\eta_n \approx \frac{G_z}{G_n}$ ).

В табл. 6 приведены данные о весе автомобилей, приходящемся на заднюю ось в состоянии без нагрузки (снаряженный вес) и с полной нагрузкой в % от полного веса автомобиля и соответствующие им величины коэффициентов поворачиваемости.

Из таблицы видно, что у всех автомобилей без нагрузки, кроме ЗАЗ-965 «Запорожец» и ЗИЛ-110, коэффициент поворачиваемости меньше единицы. Лучшей устойчивостью против действия боковых сил при движении по сухой дороге обладает автомобиль ГАЗ-13 «Чайка» без нагрузки, у которого коэффициент поворачиваемости 0,85.

При полной нагрузке у всех автомобилей коэффициент поворачиваемости больше единицы.

В табл. 7 приведены результаты экспериментального определения тормозного пути легковых автомобилей при их торможении с разных начальных скоростей движения, установленные при государственных испытаниях.

Таблица 7

Марка автомобиля	Вес автомобиля на 1 см <sup>2</sup> площади тормозных накладок в кг/см <sup>2</sup>	Тормозной путь в м с разных скоростей движения в км/ч			
		30	50	70	80
ЗАЗ-965 «Запорожец»	3,77	5,7	15,2	—	—
«Москвич-401»	2,10	6,8	16,5	35,4	—
«Москвич-402»	1,81	6,0	17,0	30,5	—
«Москвич-407»	1,81	5,4	16,5	—	47,0
М-20 «Победа»	1,85	5,6	15,0	30,7	43,1
М-21 «Волга»	1,56	5,6	15,7	32,0	—
ГАЗ-12	2,17	5,7	16,8	32,6	42,4
ГАЗ-13 «Чайка»	1,73	5,4	15,4	—	41,8
ЗИЛ-110	2,04	3,8	11,4	33,5	—
ЗИЛ-111	1,74	5,5	—	—	—

Тормозные пути, указанные в таблице, взяты средними по двум или более образцам автомобилей. Испытывались новые автомобили, находящиеся во вполне исправном техническом состоянии.

Тормозные пути у всех автомобилей не превышают требуемых по техническим условиям на современные легковые автомобили (7,2 м со скорости 30 км/ч и 18 м со скорости 50 км/ч). Показатель веса автомобиля, приходящегося на 1 см<sup>2</sup> суммарной площади всех тормозных накладок, характеризует тепловую напряженность тормозов и износостойкость трущихся поверхностей. Из таблицы видно, что он наиболее высок у автомобилей ЗАЗ-965 «Запорожец», ГАЗ-12 и ЗИЛ-110. Испытания показали, что при движении на спусках большого протяжения (15—20 км) на горных дорогах Крыма температура тормозных накладок достигала на автомобилях ГАЗ-12 — 278° и ЗИЛ-110 — 250°. При этом тормозные качества этих автомобилей резко ухудшались, длина тормозного пути увеличивалась более чем в 2 раза в сравнении с длиной при температуре накладок в допустимых пределах до 200°. На новых однотипных моделях автомобилей ГАЗ-13 «Чайка» и ЗИЛ-111 этот недостаток устранен путем увеличения площади тормозных накладок.

Для автомобилей, максимальная скорость движения которых более низкая, допускается более высокий вес на

1 см<sup>2</sup> площади тормозных накладок. Тем не менее, у автомобиля «Запорожец» этот показатель, равный 3,77 кг/см<sup>2</sup>, чрезмерно велик.

Топливная экономичность автомобилей. Этот показатель оценивается экономической характеристикой, выражающей минимальный расход топлива при разных постоянных скоростях движения, и средними расходами топлива в разных дорожных условиях.

Экономические характеристики отечественных легковых автомобилей с полной нагрузкой, полученные экспериментально при государственных испытаниях, приведены на рис. 5.

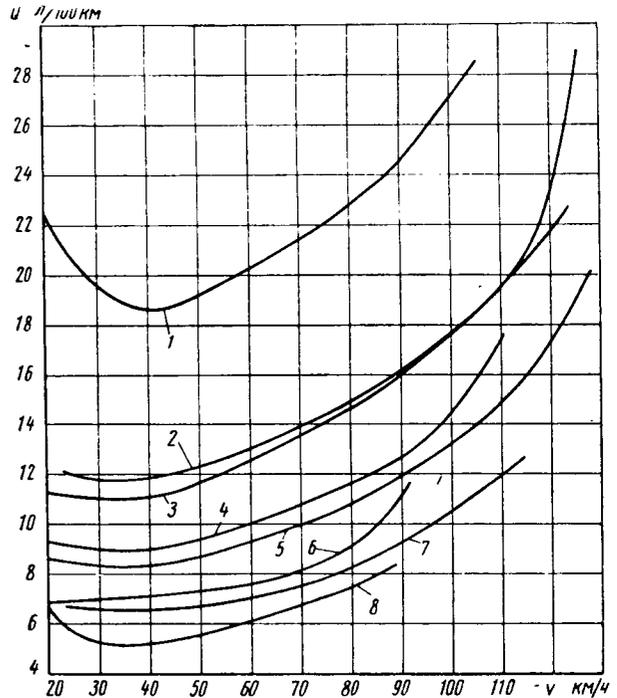


Рис. 5. Экономические характеристики автомобилей с полной нагрузкой:

1 — ЗИЛ-110; 2 — ГАЗ-13 «Чайка»; 3 — ГАЗ-12; 4 — М-20 «Победа»; 5 — М-21 «Волга»; 6 — «Москвич-401»; 7 — «Москвич-407»; 8 — ЗАЗ-965.

В табл. 8 приведены параметры, характеризующие топливную экономичность автомобилей, указаны средние пути свободного качения автомобилей с начальной скорости 50 км/ч, которые были измерены при испытаниях по установлению экономических характеристик. Как известно, умелое использование наката автомобиля позволяет существенно снижать расход топлива, особенно при движении по холмистой местности.

Из табл. 8 видно, что наименьшие расходы топлива на пассажира достигаются на автомобилях ЗАЗ-965 «Запорожец» и

Таблица 8

Марка автомобиля	Путь свободного качения в м	Минимальный расход топлива по экономической характеристике в л на 100 км	Параметры минимального расхода топлива			Емкость топливного бака в л	Эксплуатационная норма расхода топлива в л на 100 км	Запас хода в км	
			на пассажира (включая водителя)	на пассажира (исключая водителя)	на 1 т полного веса автомобиля			максимальный при минимальном расходе (по экономической характеристике)	при расходе по эксплуатационной норме
ЗАЗ-965 «Запорожец»	370	5,2	1,30	—	5,42	24	—	462	—
«Москвич-401»	392	7,0	1,75	—	6,05	31	9,0	443	344
«Москвич-402»	487	6,7	1,67	—	5,03	35	10,0	522	350
«Москвич-407»	487	6,5	1,62	—	4,89	35	10,0	538	350
УАЗ-69А	—	11,9	2,38	2,97	6,07	75	16,5	630	454
М-20 «Победа»	524	9,0	1,80	2,25	4,77	55	13,5	611	407
М-21 «Волга»	533	8,3	1,66	2,07	4,40	60	13,0	723	461
ГАЗ-12	608	11,0	1,83	2,20	4,48	80	18,5	727	432
ГАЗ-13 «Чайка»	590	11,8	1,69	1,96	4,46	80	—	679	—
ЗИЛ-110	580	18,6	2,66	3,10	5,86	80	27,0	430	296
ЗИЛ-111	—	18,0	2,57	3,00	5,37	76	—	422	—

«Москвич-407», а на 1 т полного веса — на автомобилях М-21 «Волга», ГАЗ-12, ГАЗ-13 «Чайка» и М-20 «Победа».

В табл. 9 приведены средние расходы топлива автомобилями с полной нагрузкой в разных дорожных условиях, установленные в пробегах при государственных испытаниях.

Таблица 9

Тип дороги	Средний расход топлива в л/100 км разными автомобилями							
	«Запорожец»	«Москвич-401»	«Москвич-402»	«Москвич-407»	М-20 «Победа»	М-21 «Волга»	ГАЗ-12	ГАЗ-13 «Чайка»
С ровным усовершенствованным асфальтовым покрытием . . . . .	7,5	8,0	9,2	10,0	10,8	12,2	18,0	18,8
С щебеночным или булыжным покрытием в хорошем состоянии . . . . .	8,5	8,8	—	10,8	12,0	—	19,5	—
С твердым покрытием в неровном, изношенном состоянии . . . . .	—	9,8	—	—	12,8	—	20,5	—
Грунтовая, профилированная в хорошем состоянии . . . . .	9,7	9,4	—	10,8	12,1	12,3	17,0	21,0
Горная с ровным покрытием . . . . .	8,6	8,9	10,6	10,6	11,6	12,8	17,0	20,6
Городская (проезды и улицы Москвы) . . . . .	8,6	9,0	—	11,1	11,6	13,6	17,1	—
Городская по маршрутам: с наиболее интенсивным движением . . . . .	9,0	9,4	10,7	11,6	11,6	14,3	18,8	22,4
с разной интенсивностью движения . . . . .	8,4	8,6	9,8	10,6	11,5	13,0	16,2	—

Средние расходы топлива у автомобилей «Волга» и «Москвич-407» несколько выше, чем эксплуатационные. Это объясняется повышенными скоростями движения во время испытаний данных автомобилей, в сравнении со скоростями испытаний других автомобилей (см. табл. 4). Для этих моделей характерны средние расходы топлива, установленные по 22 автомобилям, участвовавшим в 1960 г. в туристическом пробеге по странам народной демократии — Польше, ГДР и Чехословакии. При этом средние расходы топлива за 6500 км по разным автомобилям составили для «Москвича-407» — 9,6 л/100 км; М-21 «Волги» — 10,8 л/100 км; М-21 «Волги» с автоматической коробкой передач — 11,5 л/100 км; М-20 «Победы» — 11,3 л/100 км.

Расходы топлива автомобилями «Москвич-407» и «Волга» выше, чем однотипными зарубежными автомобилями. Это происходит вследствие того, что на отечественных автомобилях применяются двигатели со сравнительно низкой степенью сжатия 6,6—7,0 из-за низкого октанового числа бензина, которым пока еще снабжается автомобильный парк СССР.

В ближайшем будущем, в результате проводимой реконструкции нефтепереработки бензин будет иметь более высокое октановое число, что даст возможность увеличить степень сжатия двигателей до 7,5—8,0. Это позволит снизить эксплуатационные расходы топлива автомобилями типа «Москвич» и «Волга» на 12—15%.

Проходимость автомобиля. Конструкции большей части легковых автомобилей создаются для эксплуатации по дорогам с твердым ровным покрытием, однако всегда возможны случаи необходимости движения по мокрым грунтовым дорогам, по заснеженным дорогам или в других затрудненных дорожных условиях. Поэтому проходимость имеет существенное значение для всех легковых автомобилей.

В табл. 10 приведены конструктивные параметры, характеризующие проходимость автомобилей.

Дорожные просветы и углы свеса у всех отечественных легковых автомобилей больше, чем у зарубежных. Это определяет лучшую их проходимость при движении по не-

ровным и грунтовым дорогам. Наименьший угол заднего свеса 15° у автомобиля ГАЗ-13 «Чайка». Автомобильям этого типа редко приходится съезжать с благоустроенных дорог, однако такая величина угла заднего свеса является для них недостаточной.

В табл. 10 указаны, определенные расчетом, максимальные подъемы, преодолеваемые автомобилями на низшей передаче при движении по грунту с большим сопротивлением качению ( $f=0,1$ ). Этот показатель характеризует тяговые качества автомобиля в условиях бездорожья. Как видно из таблицы, наилучшей проходимостью по запасу тяги обладает автомобиль со всеми ведущими колесами УАЗ-69А, преодолевающий подъемы до 100%, т. е. до 45°, а также автомобили с гидротрансформаторами в силовой передаче автомобиля ГАЗ-13 «Чайка» — 85% и ЗИЛ-111 — 50%.

В этой же таблице указаны, определенные расчетом, наибольшие подъемы, которые могут преодолеваться автомобилями на ровной наиболее скользкой дороге ( $\varphi=0,1$ ), определяемые условиями сцепления ведущих колес с дорогой. Наименьшие подъемы 3,1% преодолеваются автомобилем ГАЗ-13 «Чайка» вследствие того, что у него наименьшая часть веса приходится на задние ведущие колеса. Наименьший подъем в этих условиях преодолевается автомобилем со всеми ведущими колесами УАЗ-69А, а также автомобилем ЗАЗ-965 «Запорожец» — 4,5%, у которого благодаря расположению двигателя в задней части кузова большая часть веса приходится на задние ведущие колеса.

Совпадение следов передних и задних колес имеет большое значение при движении по неплотному грунту или снегу. При этом наименьшее сопротивление движению у автомобилей, у которых задние колеса катятся по уплотненному следу передних колес и не затрачивается дополнительное усилие на расширение этого следа. В этом отношении наиболее рациональные конструкции автомобилей УАЗ-69А, «Москвич-402» и «Москвич-407».

Удобство использования автомобиля. Утомляемость пассажиров при езде в автомобиле в основном зависит от плавности его хода. Она оценивается характером колебаний пассажиров при движении по дорогам различной степени ровности. При проводившихся государственных испытаниях плавность хода автомобилей детально не исследовалась. Косвенная характеристика плавности хода автомобилей может быть получена из рассмотрения параметров жесткости их подвески по данным НАМИ, приведенным в табл. 11. В этой таблице указаны статические жесткости подвески, шин, а также приведенные жесткости, выражающие количество килограммов нагрузки, вызывающих прогиб на 1 см.

Из таблицы видно, что разница между жесткостью упругих элементов передней и задней осей у всех автомобилей сравнительно невелика, что является положительным в отношении плавности хода.

В табл. 12 приведены параметры, характеризующие удобство сидения пассажира в автомобиле. В этой таблице высота над сиденьем включает прогиб подушки под весом пассажира; расстояния от края переднего сиденья до педалей и до упора для ног (наклонного пола) указаны при среднем положении сиденья.

Параметры, приведенные в таблице, показывают, что на автомобиле М-21 «Волга» недостаточно расстояние от края переднего сиденья до упора для ног. Для наиболее удобного положения ног оно должно составлять около 550 мм, при глубине сиденья 470—500 мм.

Таблица 10

Марка автомобиля	Просветы в мм		Радиус продольной проходимости в м	Углы свеса при полной нагрузке в град		Шины			Максимальный преодолеваемый подъем по грунту ( $f=0,1$ ) в %	Максимальный преодолеваемый подъем на наиболее скользкой дороге ( $f=0,15$ , $\varphi=0,1$ ) в %		
	под передней осью	под задней осью		передний	задний	Размер	Площадь отпечатка в см <sup>2</sup>	Удельное давление на дорожку в кг/см <sup>2</sup>		Максимальный подъем по грунту ( $f=0,1$ ) в %	с полной нагрузкой	без нагрузки
	Передних	Задних										
ЗАЗ-965 «Запорожец»	200	200	2,3	36	25	5,20—13	118	1,6	2,4	23	4,5	4,5
«Москвич-407»	200	200	2,9	33	19,5	5,60—15	170	1,8	2,1	24	3,9	3,2
УАЗ-69А	210	210	1,9	45	35	6,50—16	215	1,9	2,4	100	8,5	8,5
М-21 «Волга»	210	195	2,9	28	19	6,70—15	213	2,1	2,3	22	3,8	3,4
ГАЗ-13 «Чайка»	180	210	5,6	24	15	8,20—15	280	2,3	2,4	85	3,7	3,1
ЗИЛ-111*	205	208	8,0	26	17	8,90—15	350	2,3	2,5	50	3,7	3,3

\* Наименьший дорожный просвет под крестовиной рамы 180 мм.

Таблица 11

Марка автомобиля	Статическая жесткость в кг/см				Приведенная жесткость оси		Статический прогиб подвески в см	
	передней подвески	задней подвески	передних шин	задних шин	передней	задней	передней	задней
«Москвич-401» . . . . .	34	39	390	415	31	36	3,4	4,8
«Москвич-407» . . . . .	34	46	360	360	31	41	3,7	3,8
УАЗ-69А . . . . .	119	78	460	510	95	68	0,9	6,7
М-20 «Победа» . . . . .	48	53	440	490	43	48	3,3	6,0
М-21 «Волга» . . . . .	49	44	330	370	43	39	2,8	10,3
ГАЗ-12 . . . . .	60	59	415	590	52	54	3,1	5,6
ГАЗ-13 «Чайка» . . . . .	55	52	440	460	49	47	2,7	8,6
ЗИЛ-110 . . . . .	51	48,5	480	510	46	42	3,8	8,3
ЗИЛ-111 . . . . .	80	68	520	520	69	60	2,8	6,8

Таблица 12

Параметры	УАЗ-965 «Запоро- жец»	«Моск- вич-401»	«Моск- вич-407»	УАЗ-69А	М-20 «Победа»	М-21 «Волга»	ГАЗ-12	ГАЗ-13 «Чайка»	ЗИЛ-110	ЗИЛ-111
Высота сиденья в мм:										
переднего . . . . .	315	320	320	415	370	375	345	365	310	360
заднего . . . . .	360	370	350	440	380	365	375	400	360	370
Глубина сиденья в мм:										
переднего . . . . .	380	480	460	450	470	460*	450	430	480	480
заднего . . . . .	380	470	510	480	470	465	510	470	500	510
Ширина подушки сиденья в мм:										
переднего . . . . .	440×2	1050	1180	470×2	1330	1365	1400	1510	1380	1600
заднего . . . . .	1300	1135	1220	1370	1420	1455	1240	1460	1280	1400
Высота над сиденьем в мм:										
передним . . . . .	935	955	935	940	1050	955	1050	1050	1000	990
задним . . . . .	835	930	920	960	980	910	960	890	915	905
Расстояние от края переднего сиденья до упора для ног в мм:	600	550	510	540	515	485	490	640	600	625
Расстояние от края сиденья до педалей в мм:	480	445	416	420	400	350	370	460	410	470
Расстояние от рулевого колеса до спинки сиденья в мм:	370	320	360	340	335	340	330	310	350	350
Расстояние от рулевого колеса до подушки сиденья в мм:	320	130	168	140	155	160	170	170	130	150

\* В 1961 г. введено новое сиденье глубиной 440 мм.

Недостаточна глубина сидений на автомобилях ЗИЛ-111, «Чайка», ГАЗ-12 и у автомобиля М-21 «Волга», выпускаемого заводом с 1961 г. Недостаточно расстояние от рулевого колеса до подушки сиденья на автомобилях ЗИЛ-110, «Москвич-401» (130 мм) и УАЗ-69А (140 мм), особенно при зимней одежде водителя. Наиболее желательная величина этого расстояния 180—200 мм.

На автомобилях М-21 «Волга», ГАЗ-12 и ЗИЛ-110 педали расположены слишком близко к краю сиденья на расстоянии 350, 370 и 410 мм вместо наиболее удобного 420—450 мм.

Кроме высказанных отдельных замечаний, можно признать, что сиденья по своей конструкции достаточно удобны.

В табл. 13 приведены параметры, характеризующие обзорность, маневренность и компактность габаритных размеров автомобилей, от которых зависит удобство вождения.

Обзорность характеризуется длиной невидимой зоны перед автомобилем с места водителя. Показатель компактности выражает габаритную площадь автомобиля на одно пассажирское место (включая водителя).

Из таблицы видно, что минимальный радиус поворота по колее наружного колеса слишком велик у автомобилей «Москвич-407» и «Москвич-401». У однотипных автомобилей зарубежного производства минимальные радиусы поворота обычно не превышают 5 м («Симка-Аронд» — 4,9 м; «Вокхол» — 5 м; «Хилман-Минкс» — 5 м). В новой модели автомобиля «Москвич», подготавливаемой к производству в 1963 г., радиус поворота уменьшен до 5 м.

На всех автомобилях установлены обычные контрольно-измерительные приборы. Практически это те же приборы, которые применяются уже много лет без существенных изменений. Современный высокий уровень развития науки и техники позволяет признать, что этих приборов недостаточно для обес-

печения надлежащего удобства использования автомобиля. На всех отечественных легковых автомобилях, учитывая особенности их эксплуатации, было бы полезно дополнительно ввести приборы, показывающие водителю: состояние, температуру и уровень масла в картере двигателя; интенсивность искрообразования в системе зажигания; состояние аккумуляторной батареи: переобогащение рабочей смеси во впускном трубопроводе; уровень жидкости в системе охлаждения.

Конструкции отечественных легковых автомобилей непрерывно совершенствуются в отношении удобства технического обслуживания. Увеличиваются сроки между выполнениями отдельных операций, улучшается доступность к местам, требующим обслуживания, устраняется необходимость смазки отдельных узлов ходовой части, уменьшается трудоемкость отдельных операций, улучшается качество инструмента. Тем не менее, уход и техническое обслуживание автомобилей все еще требуют большой затраты труда и времени. По действующим нормативам на каждые два списочных легковых автомобиля один человек должен быть постоянно занят техническим обслуживанием.

Радикальных мер по улучшению удобства и снижению трудоемкости ухода и технического обслуживания в конструкции отечественных легковых автомобилей пока еще не вносится.

В этом вопросе заслуживает внимания быстро распространяющийся в конструкциях зарубежных легковых автомобилей опыт увеличения запаса хода между смазками узлов шасси и другими видами обслуживания до 50 тыс. км и более. На 50% моделей легковых автомобилей США, выпускаемых в 1962 г., уже введены сроки между техническими обслуживаниями в пределах 48—56 тыс. км\*.

Такие высокие пробеги между техническими обслуживаниями достигаются путем герметизации пористых маслоснаполненных элементов в конструкциях узлов, специальным подбором смазывающих материалов, применением

синтетических полиуретановых втулок, повышением стабильности регулировок и креплений. Все эти мероприятия доступны и исключительно эффективны для применения в отечественном автомобилестроении.

Таблица 13

Марка автомобиля	Длина невидимой зоны перед автомобилем в м	Минимальный радиус поворота в м	Габаритные размеры в мм			Показатель компактности в м <sup>2</sup> /пасс
			Длина	Ширина	Высота без нагрузки	
УАЗ-965 «Запорожец» . . . . .	3,8	5,0	3330	1395	1380	1,16
«Москвич-407» . . . . .	6,6	5,8	4055	1540	1560	1,56
М-21 «Волга» . . . . .	7,2	6,1	4830	1800	1620	1,74
ГАЗ-13 «Чайка» . . . . .	8,3	7,3	5630	2010	1625	1,62
ЗИЛ-111 . . . . .	10,3	7,5	6140	2040	1640*	1,75

\* Автомобиль в нагруженном состоянии.

Преобладающая часть легковых автомобилей хранится в зимнее время на открытых стоянках или в неотапливаемых гаражах. Поэтому вполне закономерно обеспечить удобство их использования в зимнее время путем оборудования устройствами, обеспечивающими легкий пуск двигателя при температуре воздуха хотя бы до —25÷—30°.

У отечественных легковых автомобилей, в отличие от зарубежных, кузова расположены сравнительно высоко над опор-

\* «SAE» № 11, 1961, стр. 30.

ной плоскостью колес, что обеспечивает им лучшую проходимость. Однако при этом увеличивается забрызгивание грязью из-под колес соседних и встречных автомобилей. Этот недостаток может быть существенно уменьшен введением в конструкцию автомобилей фартуков за задними колесами и улучшением конфигурации крыльев.

Приведенные в статье параметры, характеризующие эксплуатационные качества отечественных легковых автомобилей, и

критическая их оценка предназначаются не только для дальнейшего совершенствования их конструкции, но могут быть также широко применены в практической работе автотранспортных хозяйств.

Систематическое изучение эксплуатационных качеств автомобилей обеспечивает наиболее успешный прогресс отечественного автомобилестроения и наиболее эффективное использование автомобилей, находящихся в эксплуатации.

## Исследование дополнительных потерь и износов шин

С. П. КАНАНИХИН

**В** НАСТОЯЩЕЕ время влияние неравномерности распределения тангенциальных сил между мостами на эксплуатационные характеристики автомобиля или вовсе не оценивается, или оценивается частично — дополнительными расходами топлива. При этом дополнительные потери и износы агрегатов раздаточного привода не приводятся, что в основном объясняется большой сложностью их непосредственного экспериментального определения.

Определение дополнительных потерь и износов агрегатов раздаточного привода облегчается, если применять развернутые характеристики изменения потерь и износов агрегатов, охватывающие тяговый, нейтральный и тормозной режимы их работы.

При построении развернутых графиков потерь и износов шин, охватывающих все указанные режимы, требуются выражения для перехода от крутящих моментов  $M_k$  к полным окружным усилиям  $P_k^\circ$  и от тормозных усилий  $P_m$  к полным тормозным моментам  $M_m^\circ$ , поскольку на тяговом режиме к колесу подводится крутящий момент, а на тормозном — тормозная сила.

Выражение для преобразования крутящего момента в полное окружное усилие  $P_k^\circ$  — подведенную теоретическую тангенциальную силу — можно получить следующим образом.

Момент сопротивления качению ведущего колеса можно выразить как через коэффициент потери силы  $\eta_c$ , так и через разность между моментом на полуоси и моментом на валу бегового барабана  $M_b$ :

$$M_f = M_k(1 - \eta_c) = M_k - KM_b, \quad (1)$$

где  $K$  — коэффициент трансформации момента передачи колесо — барабан.

Под коэффициентом  $K$  понимается параметр, учитывающий соотношение радиуса качения свободного колеса  $r_k^\circ$  и радиуса барабана  $r_b$ , а под  $\eta_c$  — соотношение сил — тяговой  $P_k$  и подведенной  $P_k^\circ$ .

После некоторых преобразований получим зависимость между крутящим моментом  $M_k$  и тяговым усилием  $P_k$  через  $\eta_c$  и  $r_k^\circ$  колеса:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k^\circ} \eta_c. \quad (2)$$

Подставив в эту формулу вместо  $P_k$  разность  $P_k^\circ - P_f$ , а затем вместо силы сопротивления качению колеса  $P_f$  выражение  $P_k^\circ (1 - \eta_c)$ , получим зависимость между  $M_k$  и  $P_k^\circ$ :

$$P_k^\circ = \frac{M_k}{r_k^\circ}. \quad (3)$$

В некоторых условиях, например при испытаниях на стенде, более удобно вместо момента  $M_k$  измерять тяговое усилие  $P_k$ . Выражение для определения  $P_k^\circ$  через  $P_k$  может быть получено подстановкой в формулу к.п.д. колеса, работающего на беговом барабане, вместо момента  $M_b$  произведе-

дения  $P_k r_b$ , вместо угловых скоростей колеса и барабана соответствующие их радиусы, а вместо  $M_k$  произведения  $P_k^\circ r_k^\circ$ :

$$P_k^\circ = \frac{P_k r_k^\circ}{\eta_k r_k}. \quad (4)$$

Выражения для определения полных тормозных моментов могут быть получены аналогичным образом.

Таким образом, для перехода от моментов  $M_k$  и тяговых усилий  $P_k$  к полным окружным усилиям  $P_k^\circ$  необходимо иметь значения радиусов качения  $r_k^\circ$ , радиусов качения  $r_k$  и к.п.д. колеса  $\eta_k$ .

Экспериментальные исследования проводились на трехосном стенде, который имеет гладкие стальные беговые барабаны диаметром 1000 мм.

Испытаниям подвергались шины 12.00—20" модели И-178, протекторы которых были изношены на 50%.

Испытания, кроме специальных, проводились при температурах протектора шин 45—50°, скоростях 8—10 км/ч, давлении воздуха в шинах 3,0 кг/см<sup>2</sup> и нагрузке на колесо 1625 кг.

Шины при испытаниях работали в системе трехосного автомобиля. Для исключения влияния перераспределения тангенциальных сил между мостами и колесами на параметры отдельных колес был выключен электрический вал стенда и сняты межбарабанные муфты.

Параметры, характеризующие тяговый и мощностной баланс колес автомобиля, измерялись с помощью следующей аппаратуры: крутящие моменты на валах беговых барабанов — балансирными весами; крутящие моменты на полуосях — тензометрической аппаратурой; динамические радиусы колес — оптическим приспособлением, измерявшим расстояние от центра колеса до поверхности барабана. Динамический радиус колеса  $r_d$ , измеренный этим методом, получается несколько заниженным, поскольку поверхность соприкосновения колеса с беговым барабаном криволинейная. Однако получающаяся в результате этого ошибка сравнительно небольшая и поэтому ею можно пренебречь.

Радиусы качения колеса находились из выражения

$$r_k = 500 \frac{n_b}{n_k},$$

где  $n_b$  и  $n_k$  — числа оборотов соответственно барабана и колеса.

Величины износов шины определялись путем взвешивания резиновой стружки, для сбора которой устанавливались специальные подставки и экраны.

Влияние тангенциальных сил на потери и износы шин. Потери на качение колеса могут быть оценены мощностью сопротивления качению и к.п.д. колеса. Опубликованные ранее формулы для определения к.п.д. колеса [1]—[3] неудобны тем, что для определения по ним величины  $\eta_k$  колеса требуется измерять подводимый к колесу момент, который можно измерить достаточно точно только на стенде с беговыми барабанами, имеющим специальное весовое устройство. Кроме того, эти формулы выражают суммарные потери на качение свободного колеса и на передачу тангенциальной силы, в то время как при анализе потерь ведущего колеса возникает необходимость делить их на составляющие.

Для этих целей введем коэффициент  $\eta'_k$ , учитывающий только потери, связанные с передачей тангенциальной силы.

Коэффициент  $\eta_k$  может быть определен делением мощности на валу бегового барабана на разность между мощностями, подводимыми к ведущему и свободному колесам.

Кроме того, этот коэффициент может быть также определен по формуле, полученной аналитически, выражением через радиусы колеса затрат энергии на изменения окружной и радиальной деформаций шины, вызываемые приложением тангенциальной силы

$$\eta'_k = \frac{r_k r_d}{r_k r_d} \quad (5)$$

где  $r_k, r_d$  — радиусы ведущего колеса;  
 $r_k, r_d$  — радиусы свободного колеса.

Характеристики изменения величины  $\eta'_k$  в зависимости от усилия  $P_k$ , определенные двумя указанными методами, хорошо совпадают.

На основе коэффициента  $\eta'_k$ , который определяется из выражения (5), могут быть составлены развернутые формулы для определения мощности сопротивления качению и к.п.д. колеса, не требующие для экспериментального определения измерения крутящих моментов на полуосях, а следовательно, значительно упрощающие экспериментальное определение этих параметров.

Потери мощности на качение ведущего колеса запишем в следующем виде:

$$N_{f\theta} = N_f^\circ + \Delta N_{f\theta}$$

где  $N_f^\circ$  — мощность сопротивления качению свободного колеса;

$\Delta N_{f\theta}$  — прирост мощности сопротивления качению, вызываемый передачей тягового усилия.

Заменив

$$N_f^\circ = \frac{P_f v_k^\circ}{75} \quad \text{и} \quad \Delta N_{f\theta} = \frac{P_k v_k}{75} \left( \frac{r_d r_k^\circ}{r_d r_k} - 1 \right),$$

получим развернутую формулу для определения потерь мощности на качение ведущего колеса:

$$N_{f\theta} = \frac{P_f v_k^\circ}{75} + \frac{P_k v_k}{75} \left( \frac{r_d r_k^\circ}{r_d r_k} - 1 \right). \quad (6)$$

Скорости  $v_k^\circ$  и  $v_k$ , входящие в эту формулу, должны соответствовать одной угловой скорости. При их несоответствии величину скорости  $v_k$  необходимо умножить на величину отношения угловых скоростей свободного и ведущего колеса

$$\frac{\omega_k^\circ}{\omega_k}$$

Подставив выражение (6) в формулу мощности сопротивления ведущего колеса  $N_{f\theta}$ , определяемую через к.п.д. колеса  $N_{f\theta} = N_k (1 - \eta_k)$ , получим развернутое выражение для определения к.п.д. колеса:

$$\eta_{kv} = \frac{1}{\frac{P_f v_k^\circ}{P_k r_k} + \frac{r_d r_k^\circ}{r_d r_k}} \quad (7)$$

В случае тормозного режима работы колеса получены следующие формулы для определения  $N_{fm}$  и  $\eta_{km}$ :

$$N_{fm} = \frac{P_m v_k}{75} \left( 1 - \frac{r_d r_k^\circ}{r_d r_k} \right); \quad (8)$$

$$\eta_{km} = \frac{r_d r_k^\circ}{r_d r_k} \left( 1 - \frac{P_f r_k^\circ}{P_k r_k} \right). \quad (9)$$

Поскольку силы  $P_f^\circ$  и  $P_f^\theta$  практически равны, а экспериментально  $P_f^\theta$  определяется проще, чем  $P_f^\circ$ , то в формулу (7) можно подставлять вместо  $P_f^\circ$  значения  $P_f^\theta$ .

Сила сопротивления качению ведомого колеса  $P_f^\theta$  может быть определена либо экспериментально, либо расчетом по эмпирическим формулам, приведенным в работе [4].

Зависимость к.п.д., мощности сопротивления качению и радиусов колеса от тангенциальных сил на различных режимах его работы показана на рис. 1.

Графики изменения этих параметров в зависимости от  $P_k^\circ$  и  $P_m$  построены таким образом, что начала ординат тягового и тормозного режимов совмещены соответственно с мощностями сопротивления качению ведомого и свободного колес. Такие графики позволяют исследовать указанные параметры не

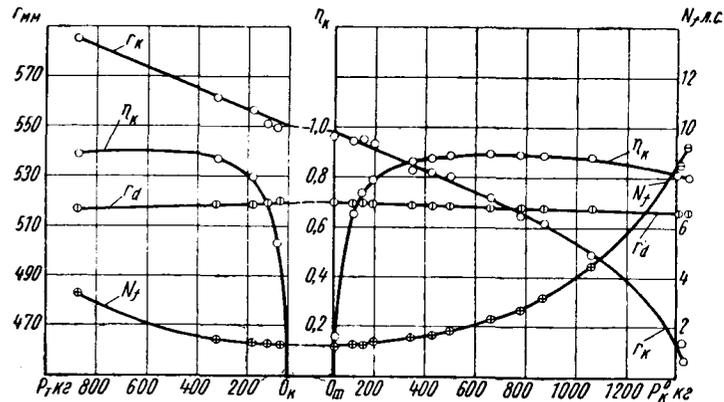


Рис. 1. Зависимость к.п.д., мощности сопротивления качению и радиусов левого среднего колеса автомобиля от тангенциальных сил на различных режимах его работы.

только на тяговом ( $P_k^\circ$ ) и тормозном ( $P_m$ ) режимах работы колеса, но и на нейтральном режиме.

Из рис. 1 и формул (5)—(9) видно следующее:

1. К.п.д. колеса  $\eta_k$  на режимах: свободное колесо — нейтральное колесо — ведомое колесо — равен нулю. По мере увеличения  $P_k^\circ$  ( $P_m$ ) к.п.д. колеса вначале растет, а затем уменьшается. При буксующем и скользящем колесе к.п.д. колеса, согласно формулам, равен нулю.

Наличие двух разрывов непрерывности в графике к.п.д. колеса в зоне нейтрального режима его работы объясняется тем, что в этой зоне поток мощности дважды меняет свое направление: вначале на валу бегового барабана, а затем на полуоси.

2. Суммарные потери ведущего колеса могут быть оценены только мощностью сопротивления его качению, поскольку они включают не только потери силы, но и потери скорости.

Мощность сопротивления качению колеса на режимах: свободное колесо — нейтральное колесо — ведомое колесо — практически постоянное. На нейтральном режиме работы колеса мощность  $N_f$  равна сумме мощностей, подводимых к нему от полуоси и от барабана. По мере увеличения сил  $P_k^\circ$  и  $P_m$  мощность  $N_f$  возрастает по степенной зависимости.

Потери ведущего колеса превышают потери свободного колеса на различных передачах в коробке передач и раздаточной коробке при равномерном распределении крутящих моментов между колесами в 1,08—6,54 раза. Величина этого соотношения с уменьшением давления воздуха в шине уменьшается, а с уменьшением нагрузки на колесо увеличивается. Из этого следует, что соотношение между потерями свободного и ведущего колес должно быть оптимальным.

3. Величины  $\eta_k$  и потерь мощности на тяговом и тормозном режимах работы колеса практически одинаковые.

4. Потери на передачу тягового усилия состоят в основном из потерь на окружную деформацию шины, включающую потери на трение элементов шины о поверхность дороги и на гистерезис. Радиальная деформация шины при передаче колесом тягового усилия изменяется сравнительно мало. Это под-

зеркавает актуальность проводимых в настоящее время изысканий методов снижения степени проскальзывания колеса относительно опорной поверхности без существенного увеличения гистерезисных потерь. Снижение степени проскальзывания шины относительно опорной поверхности позволяет, как указывается в последних работах, повысить, кроме того, пробег шин и проходимость автомобиля.

5. Зависимости радиуса качения ведущего колеса  $r_{кв}$  от величины  $P_k^{\circ}$  и радиуса качения тормозного колеса  $r_{кт}$  от величины  $P_m$  могут быть записаны следующим образом:

$$\begin{aligned} r_{кв} &= r_k^{\circ} - \lambda P_k^{\circ}; \\ r_{кт} &= r_k^{\circ} + \lambda P_m, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $\lambda$  — коэффициент динамичности радиуса качения колеса (коэффициент изменения  $r_k$  от  $P_k^{\circ}$  и  $P_m$ ).

На потери колеса оказывает влияние нагрузка, давление воздуха в шинах, скорость, температурный режим, качество опорной поверхности и другие параметры.

При этом следует отметить, что характер влияния нагрузки  $R_k$  и давления воздуха  $p_v$  на  $\eta_k$  непостоянный (рис. 2 и 3). Он изменяется с ростом сопротивления движению, что объясняется изменением характера зависимостей  $r_k$  от  $R_k$  и  $p_v$  с ростом сопротивления движению.

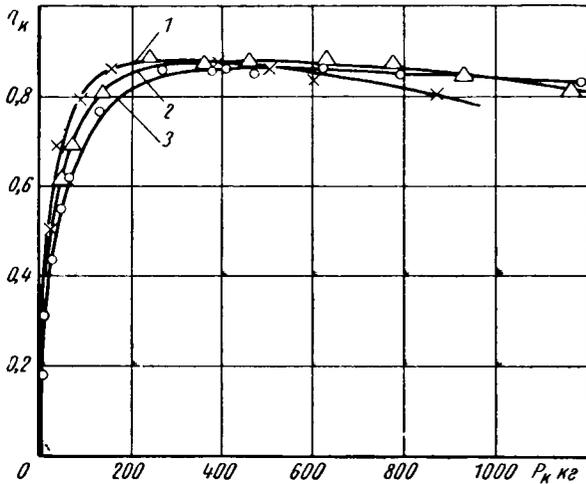


Рис. 2. Зависимость к.п.д. левого заднего колеса автомобиля от тягового усилия при нагрузках: 1 — 830 кг; 2 — 1400 кг; 3 — 1625 кг.

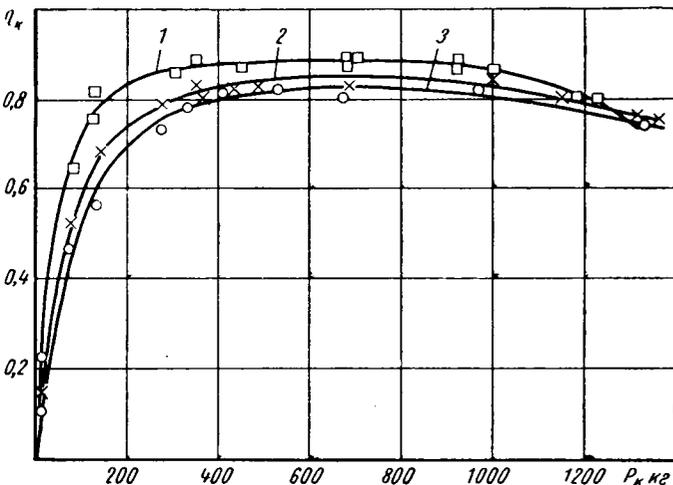


Рис. 3. Зависимость к.п.д. правого среднего колеса автомобиля от тягового усилия при давлениях воздуха в шинах: 1 — 3,0 кг/см<sup>2</sup>; 2 — 2,0 кг/см<sup>2</sup>; 3 — 1,5 кг/см<sup>2</sup>.

Результаты экспериментальных исследований влияния нагрузки, давления воздуха и скорости приведены на рис. 2, 3 и 4. Характер изменения к.п.д. колеса от скорости и тягового усилия при снятии тяговой характеристики аналогичен характеру последней.

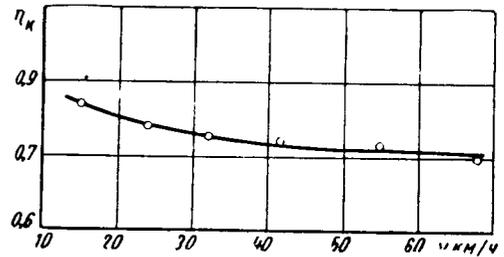


Рис. 4. Зависимость к.п.д. колеса от скорости ( $P_k=145$  кг).

При изменении температуры протектора шины с 25 до 55° (давление воздуха постоянно) величина  $\eta_k$  увеличилась на 0,03.

Кривые к.п.д. колес мостов тележки трехосного автомобиля имеют несколько различные характеры. Это в основном объясняется перераспределением радиальных нагрузок от тягового усилия на крюке и крутящих моментов, передаваемых мостами. Однако указанные различия становятся существенными только при тяговых усилиях на крюке, превышающих 1600 кг.

На износ протектора шин оказывают влияние нагрузка, давление воздуха в шинах, тяговое усилие и другие параметры.

Влияние тягового усилия на износ  $I$  шины при различных давлениях воздуха и нагрузках на колесо показано на рис. 5.

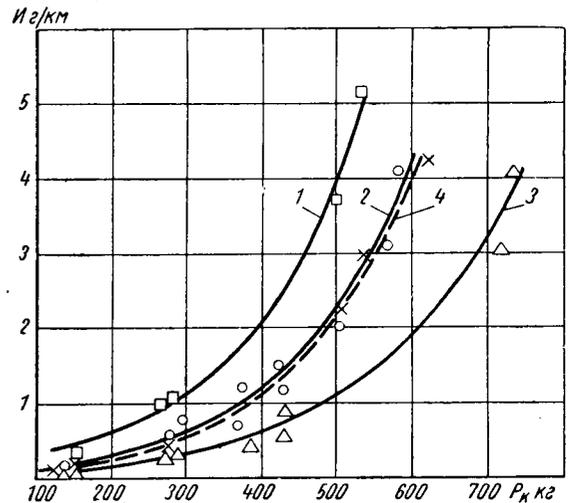


Рис. 5. Зависимость износа шины от тягового усилия при трех нагрузках на колесо и двух давлениях воздуха в шинах: 1 — 830 кг, 2,0 кг/см<sup>2</sup>; 2 — 1400 кг, 2,0 кг/см<sup>2</sup>; 3 — 1625 кг, 2,0 кг/см<sup>2</sup>; 4 — 1625 кг, 3 кг/см<sup>2</sup>.

По мере увеличения силы  $P_k$  износ протектора возрастает по степенной зависимости.

По данным зарубежных исследований [5], при умеренных скольжениях износ шины растет пропорционально квадрату силы, износостойкости материала и упругости шины (параметру, обратному гистерезису) и уменьшается обратно пропорционально радиальной жесткости шины.

Из рис. 5 следует, что в приведенном диапазоне изменения силы  $P_k$  износ протектора увеличивается по мере уменьшения нагрузки и с повышением давления.

Соотношение износов шин свободного и ведущего колеса изменяется от сопротивления движению еще в больших пределах, чем соотношение потерь в шинах.

Анализируя рис. 2, 3 и 5, можно установить, что влияние давления воздуха и нагрузки на износ протектора шины противоположно их влиянию на потери. Таким образом, соотношение потерь в шинах и износов протекторов при номинальных

нагрузках и давлениях воздуха в шинах должно быть оптимальным. Для обеспечения этого, а также оптимального соотношения между потерями на качение свободного и ведущего колес автомобиля номинальные нагрузки и давление воздуха в шинах необходимо задавать с учетом тяговых нагрузок колес и изменения давления воздуха от нагрева. При использовании негруженого автомобиля в качестве тягача для снижения интенсивности износа протектора шин целесообразно снижать давление воздуха в шинах пропорционально их разгрузке.

Влияние неравномерности распределения тангенциальных сил между мостами на потери и износ шин автомобиля. При неравномерном распределении тангенциальных сил между мостами возникают дополнительные потери и износы шин автомобиля, что объясняется нелинейностью изменения потерь и износов от тангенциальных сил.

Неравномерность распределения тангенциальных сил между мостами автомобиля вызывается кинематической неуравновешенностью раздаточного привода и отключением от него части ведущих мостов. Будем оценивать ее наибольшим из отклонений  $P_N$  тангенциальных сил мостов от средней.

Величина  $P_N$ , вызываемая отключением от раздаточного привода части мостов, зависит от числа отключенных ведущих мостов и сопротивления движению.

Величина  $P_N$ , вызываемая кинематической неуравновешенностью раздаточного привода автомобиля, зависит от величины последней и от коэффициента  $\lambda$ , которые, в свою очередь, зависят от большого числа факторов: нагрузки на платформе, дорожных условий и др.

Кинематическая неуравновешенность раздаточного привода может быть как постоянной по величине и по знаку, так и переменной. В последнем случае величина  $P_N$  будет еще зависеть от податливости раздаточного привода закручиванию.

Неравномерность распределения тангенциальных сил между мостами автомобиля в ряде случаев достигает значительных величин (см. таблицу).

Соотношение передаточных чисел приводов мостов	Характер движения	Сила $P_N$ в кг	
		Муфта не заблокирована	Муфта заблокирована
1,000	Поворот $R_{min}$ Прямолинейное	-75 26+43	-750 26+43
1,026	Прямолинейное	-150-385	-395-385
1,054	Прямолинейное	-150-775	-800-775

Примечание. При работе автомобиля на стенде величины  $P_N$  были на 20-50% меньше, чем при движении на асфальте различного качества.

Дополнительные потери мощности на качение колеса автомобиля, неравномерно нагруженных тангенциальными силами, могут быть определены по следующим формулам:

$$\Delta N_{N-p} = \sum N_{fpi} - \sum N_{fpi}; \quad (11)$$

$$\Delta N_{N-p} = \sum N_p \tau_{kpi} - \sum N_{ni} \tau_{kni},$$

где  $N_p, N_{fpi}, \tau_{kpi}$  — соответственно подведенная мощность, мощность сопротивления качению и к.п.д. колес мостов при их равномерной тяговой нагрузке;

$N_{ni}, N_{fni}, \tau_{kni}$  — соответственно подведенная мощность, мощность сопротивления качению и к.п.д. колес мостов при их неравномерной тяговой нагрузке.

Дополнительные потери мощности на качение колес, как следует из рис. 6, с увеличением  $P_N$  растут по степенной зависимости, крутизна роста при прочих равных условиях возрастает по мере увеличения сопротивления движению автомобиля.

Значения дополнительных расходов топлива, соответствующих дополнительным потерям в шинах, могут быть определены

на основе зависимостей мощности от часовых расходов топлива для заданных скоростных режимов работы двигателя [6].

Характеристика изменения дополнительных износов (рис. 6) аналогична соответствующей характеристике изменения дополнительных потерь на качение. При прочих равных условиях крутизна роста  $\Delta I_{N-p}$  от  $P_N$  будет увеличиваться с ростом давления воздуха в шинах, с уменьшением нагрузки на колеса и с увеличением сопротивления движению автомобиля.

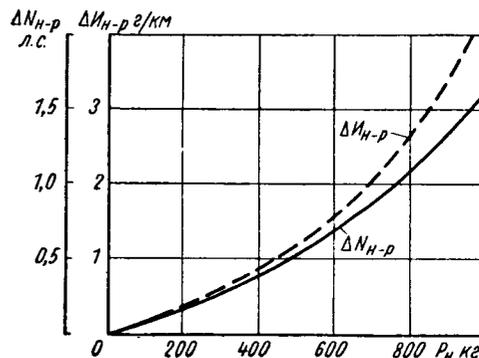


Рис. 6. Зависимость дополнительных потерь и износов шин трехосного автомобиля от неравномерности распределения тангенциальных сил между его мостами,  $\Sigma P_K = 1200$  кг.

При наличии в раздаточном приводе автомобиля кинематической неуравновешенности шины будут изнашиваться неравномерно, в результате чего величина износа, очевидно, будет постепенно уменьшаться. Это необходимо учитывать наряду с другими факторами при разработке правил по перестановке шин между мостами.

Дополнительные потери и особенно износы шин, вызываемые неравномерностью распределения тангенциальных сил между мостами, могут быть существенными. Так, например, при  $P_N = 250$  кг и  $\Sigma P_K = 1200$  кг потери в шинах трехосного автомобиля увеличиваются на 5% (рис. 1 и 6), а износы шин на 25% (рис. 5 и 6).

Таким образом, с точки зрения эксплуатационных характеристик тяговое усилие выгоднее распределять равномерно на все ведущие мосты автомобиля, чем на их часть (при равномерной развеске).

Анализ конструктивных схем современных двух- и трехосных автомобилей позволяет сделать следующие выводы.

Если мост подключен к раздаточному приводу дифференциально, то не следует предусматривать принудительное его отключение от раздаточного привода.

При наличии в раздаточном приводе муфты свободного хода не следует в него вводить большие кинематические несоответствия между передаточными числами приводов мостов и, следовательно, отключать мосты в большом диапазоне изменения сопротивления движению автомобиля. Муфта должна отключать мост в том случае, если  $P_N$  при его подключении превышает величину  $P_N$  с отключенным мостом (например, на повороте).

В целях уменьшения  $P_N$  целесообразно проводить специальные конструктивные и эксплуатационные мероприятия, снижающие величину кинематической неуравновешенности раздаточного привода автомобиля. Раздаточный привод желательно иметь как можно более податливым закручиванию, поскольку с увеличением податливости темпы роста  $P_N$  на неустановившихся режимах компенсации переменных кинематических неуравновешенностей уменьшаются. Это имеет существенное значение при движении автомобиля по неровным дорогам.

Дифференциал целесообразно вводить в тех случаях, когда в раздаточном приводе автомобиля при движении его в характерных условиях возникает значительная кинематическая неуравновешенность. При этом желательно устанавливать такой дифференциальный механизм, который обеспечивал бы равномерное распределение крутящих моментов между мостами, когда это не ухудшает проходимость и экономичности автомобиля, и делал бы их в наименее выгодном отношении, когда это их ухудшает.

## Выводы

1. Потери и износы шин, вызываемые тяговой нагрузкой автомобиля, могут быть значительно большими по сравнению с потерями и износами шин на режиме свободного качения колес автомобиля.

Соотношение износов ведущего и свободного колеса автомобиля изменяется от сопротивления движению еще в больших пределах, чем соотношение потерь в шинах.

Это необходимо учитывать при назначении тягового режима, радиальной нагрузки и давления воздуха для шин автомобиля.

2. Дополнительные потери, особенно износы шин, вызываемые неравномерностью распределения тангенциальных сил между мостами, могут быть значительными. Для их снижения

необходимо проводить специальные конструктивные и эксплуатационные мероприятия.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Качество автомобильного колеса. Изд-во АН СССР, 1948.
2. Куликов Н. К. «Автомобильная промышленность», 1958, № 9.
3. Погосбеков П. И. «Автомобильная промышленность», 1961, № 9.
4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Авто-трансиздат, 1960.
5. Schallamach A. «Commercial transport», IX, 1960.
6. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Воениздат, 1957.

# О специальных конструкциях такси и прокатного автомобиля

(В порядке обсуждения)

**Н. М. МОРОШКИН**

Управление таксомоторного транспорта

**П**ЕРСПЕКТИВНЫЙ типаж легковых автомобилей<sup>1</sup> должен разрабатываться прежде всего в соответствии с требованиями эксплуатации. Прежде всего должна быть поставлена задача создания базовых легковых автомобилей общественного пользования — такси и прокатных автомобилей. Эксплуатация этих автомобилей резко отличается от эксплуатации автомобилей общего назначения, поэтому необходимо разработать специальную конструкцию такси и прокатного автомобиля.

Такси должен быть очень надежным, с равнопрочными агрегатами, с компоновкой вагонного типа. Чтобы двигатель был надежным в работе, он должен иметь достаточно большой объем (не менее 1,5 л). Нужно предельно упростить техническое обслуживание автомобиля-такси, применить шарниры, не требующие смазки, и т. д. Автоматизация трансмиссии, облегчающая управление автомобилем, не должна усложнять конструкции и обслуживания автомобиля. Двери целесообразно выполнить раздвижными, причем достаточно иметь одну переднюю (левую) и одну широкую заднюю (правую) двери. Панели облицовки, часто повреждаемые, желательно выполнить съемными, а также устранить типичные для автомобилей общего назначения излишние выступающие и декоративные детали, усложняющие мойку кузова. Необходимо предусмотреть в конструкции такси легкую смену агрегатов.

Прокатный автомобиль должен быть надежным, утилитарным, вместительным, приспособленным в первую очередь для туризма (крепление палатки, складной лодки, размещение багажа и т. д.).

На базе этих двух основных моделей автомобилей должны быть созданы модификации — для сельских районов, микро-автобусы, фургоны, санитарные автомобили.

Наряду с предлагаемыми типажом автомобилями индивидуального пользования типа 2(+2) (двухместные с дополнительными детскими сиденьями) необходимо выпускать также четырехместные автомобили и применять их не только для индивидуального пользования, но и для проката. Возможность использования прокатных автомобилей владельцами автомобилей индивидуального пользования (в выходные дни, для поездок в отпуск) представляется маловероятной.

Ю. А. Долматовский верно указывает, что специальные ведомственные автомобили (персональные и дежурные), кроме небольшого числа «представительских» автомобилей, не нужны. Учреждения должны пользоваться не прокатными автомобилями, как это предложено в статье, а такси вместо дежурных автомобилей, тем более что в дневные часы такси наименее загружены.

Маршрутные такси следует считать скорее малыми автобусами, соответственно должна быть решена и их конструкция. Использовать на маршрутной службе легковые автомобили типа ГАЗ-12, как правильно указывается в статье, нецелесообразно.

Предусматривается разработка перспективной конструкции такси. Необходимо, чтобы эта конструкция точно соответствовала требованиям эксплуатирующих такси организаций.

Вместе с тем нужно принять меры к обеспечению этих автомобилей таксометрами современной конструкции; пускового подогревателя и другого оборудования, а также позаботиться о гаражах для автомобилей общественного пользования.

**ЕВГЕНИЙ БОРИСОВИЧ АРМАНД**

1903 — 1963 г.

27 февраля 1963 г. после тяжелой и продолжительной болезни скончался заместитель начальника управления сельскохозяйственных машин и автомобилей — один из старейших работников автомобильной промышленности — Евгений Борисович Арманд.

Весь жизненный путь Евгения Борисовича был связан с развитием отечественного автомобилестроения.

С 1933 по 1941 гг. Е. Б. Арманд работал инженером-конструктором, заместителем главного конструктора и начальником ОТК Московского автозавода им. Лихачева и с 1941 по 1944 г. — главным инженером и начальником ОТК Уральского автозавода.

С 1944 г. Евгений Борисович работал в центральных органах автомобильной промышленности на руководящей технической работе — в Министерстве автомобильной промышленности и Госплане федерации, а с 1959 г. — в Государственном комитете по автоматизации и машиностроению.

За работу в автомобильной промышленности Е. Б. Арманд имеет ряд правительственных наград. В 1950 г. ему было присвоено звание Лауреата Государственной премии.

Более 10 лет Евгений Борисович являлся членом редколлегии журнала «Автомобильная промышленность».

Светлая память о Евгении Борисовиче, как о крупном специалисте, чутком руководителе и отзывчивом товарище сохранится у всех, кто с ним работал.

<sup>1</sup> Долматовский Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1962, № 2.

# Стенд для испытания ведомого диска сцепления

В. Т. КУЗЬМИЧЕВ

Московский автозавод имени Лихачева

НА МОСКОВСКОМ автозаводе имени Лихачева спроектирован и внедрен в производство стенд для испытания ведомого диска сцепления в сборе автомобиля ЗИЛ-130.

На стенде проверяется гаситель крутильных колебаний диска на момент трения, который задается в пределах 2—4 кгм при нагружении гасителя моментом 30 кгм, и на угол закручивания 1°30'—1°50' при нагружении моментом 45 кгм. Контроль указанных параметров осуществляется при закручивании гасителя в обе стороны.

Разработка стенда осложнялась тем, что нужно было найти средства, позволявшие при относительно большом рабочем диапазоне шкалы измерительного прибора (до ±50 кгм) изме-

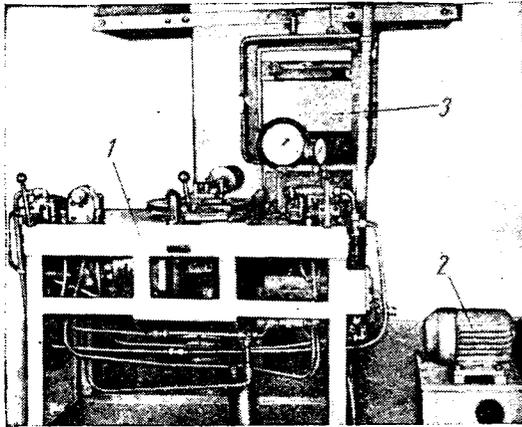


Рис. 1.

рять величины порядка 2 кгм с достаточной степенью точности.

Задача была успешно решена применением тензометрического метода измерения с использованием стандартного электронного потенциометра ЭПП-09.

Стенд (рис. 1) состоит из трех основных частей: механизированного испытательного приспособления 1, насосной станции 2 и электронного измерительного прибора 3.

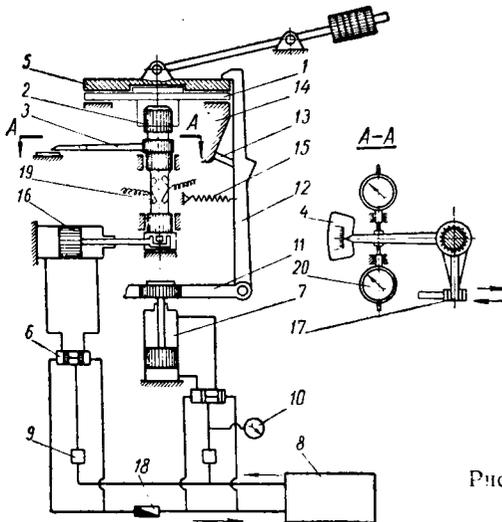


Рис. 2.

Принципиальная схема работы стенда (без электронного прибора) показана на рис. 2. Испытуемый ведомый диск 1 шлицевым отверстием ступицы устанавливается на вал 2 до упора в поверхность стола приспособления. В этом положении стрелка 3, жестко соединенная с валом, устанавливается

на среднее, нулевое деление градуированием шкалы 4. Затем на испытуемый диск опускается крышка 5, и золотник 6 цилиндра 7 переводится в положение, показанное на схеме. Масло из масляной станции 8, проходя через клапан 9 (правый) ограничения давления, поступает в верхнюю полость цилиндра 7. Давление масла контролируется манометром 10. Шток цилиндра 7, опускаясь, перемещает вниз коромысло 11, на концах которого на осях смонтированы три прихвата 12. Последние упорами 13 скользят по скосу поверхности 14, прижимаясь к ней пружинами 15. Таким образом, прихваты заходят на крышку 5 и при ее помощи закрепляют испытуемый диск на столе приспособления.

Закручивание испытуемого диска производится с помощью цилиндра 16, включаемого в работу левым золотником 6. Шток цилиндра заканчивается толкателем двухстороннего действия, в котором находится рычаг 17, жестко соединенный с нижним концом вала 2. Плавность закручивания осуществляется регулятором 18. Два тензометрических датчика 19 (активных), наклеенных на шейку вала, меняя сопротивление, передают деформацию вала на электронный прибор. Закручивание диска производится до 30 кгм (по показаниям электронного прибора). Положение стрелки 3 в зависимости от направления закручивания фиксируется по одному из индикаторов 20. После этого диск закручивается до 45 кгм, и в этот момент снимается показание стрелки 3 по шкале 4, определяющее величину угла закручивания гасителя.

Плавно переключая регулятор 18, постепенно уменьшают величину закручивания вала до зафиксированного ранее показания индикатора 20 и снимают вторично показание электронного прибора. Разность между показаниями прибора и первоначальным (30 кгм) определяет собой удвоенную величину момента трения в гасителе диска сцепления.

Переключая золотник 6 в другое крайнее положение, аналогично проверяют гаситель при закручивании в другую сторону. По окончании проверки золотник 6 цилиндра 16 ставят в нейтральное положение (на слив), а переключением золотника цилиндра 7 освобождают проверенный диск.

Электрическая схема измерения крутящего момента, прилагаемого к валу стенда, приведена на рис. 3.

Две пары проволочных тензометрических датчиков соединены по схеме моста. Одна из пар датчиков — активная 1 наклеена на шейку вала стенда, а вторая пара — компенсационная 2 наклеена на панели в тумбе электронного прибора и служит для компенсации колебаний температуры. Сопротивление каждого из датчиков составляет 170 ом. Мост питается от автомобильного аккумулятора 3 напряжением 6 в.

Диагональ моста АВ подсоединена на вход электронного потенциометра ЭПП-09, питаемого от сети переменного тока напряжением 220 в.

Принцип работы электросхемы состоит в том, что если сохраняется равенство произведений плеч тензометрического моста (сопротивлений датчиков)

$$R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4 \quad (1)$$

то в точках А и В разность потенциалов равна нулю, и, следовательно, стрелка электронного прибора находится в среднем, нулевом положении. Если же происходит закручивание вала, то активные датчики  $R_1$  и  $R_2$ , наклеенные на вал таким образом, что один из них растягивается, а другой сжимается, ме-

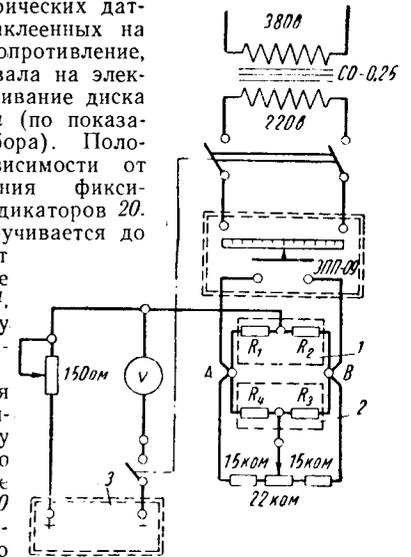


Рис. 3.

няют свое сопротивление: у одного из датчиков оно увеличивается, а у другого — уменьшается. Равенство (1) нарушается, и в диагонали моста появляется разность потенциалов, фиксируемая электронным прибором прямо пропорционально прилагаемому крутящему моменту.

Вследствие некоторых отклонений в характеристиках тензометрических датчиков равенство плеч моста в начальном их положении достигается введением двух дополнительных постоянных сопротивлений по 15 кОм и одного регулируемого сопротивления 22 кОм.

В случае изменения напряжения тока, подаваемого для питания тензометрического моста, возникают дополнительные погрешности в тарировке шкалы прибора. Во избежание этого в цепь питающего аккумулятора введен реостат, регулировкой которого напряжение поддерживается постоянным. Величина напряжения установлена 5 в и контролируется вольтметром. Электронный прибор заэкранирован.

Электросхема включается от одного пакетного переключателя. Время прогрева аппаратуры прибора составляет примерно 1,5 мин.

Тарировка шкалы электронного прибора производилась в комплексе с тензометрическим мостом. При этом вал с наклеенными тензометрическими датчиками подвергался деформа-

циям на крутильной машине в обе стороны. В соответствии с этим шкала прибора протарирована в обе стороны от среднего, нулевого значения.

Диаметр шейки вала, на которой наклеены тензометрические датчики, назначен исходя из допустимой величины напряжения кручения 1500 кг/см<sup>2</sup> при крутящем моменте 50 кгм. Вал изготовлен из стали 40Х с твердостью RC 35—38.

Необходимая чувствительность работы электронного прибора и, следовательно, достаточная точность снятия отсчетов по его шкале были достигнуты подбором ряда сопротивлений в самом приборе. Так, участок шкалы, соответствующий 50 кгм, занимает протяженность 115 мм при цене деления 1 кгм. Это позволяет производить отсчеты по шкале с точностью до 0,5 деления. Учитывая, что величина измеряемого момента трения в гасителе колебаний за счет методики контроля удваивается, погрешность работы стенда в целом не превышает 0,25 кгм.

Точность работы стенда во время эксплуатации периодически проверяется динамометрическим ключом, насадка которого устанавливается на головку вала стенда.

Внедрение стенда устранило пропуск бракованных сцеплений на сборку автомобиля и необходимость последующей переборки их.



## Прибор для автоматического регулирования плотности тока гальванических ванн

Р. Г. ЯШУНСКИЙ, И. И. ЛЕВИНА

НИИТАвтопром

ДО НАСТОЯЩЕГО времени существовали два метода поддержания постоянной плотности тока: 1) регулирование плотности тока по датчику, помещаемому в гальваническую ванну; 2) поддержание постоянной величины напряжения на штангах ванны.

Эти оба метода не обеспечивают требуемой точности регулирования. В первом случае значительные погрешности вызываются тем, что ток в цепи датчика меняется в зависимости от места положения датчика в ванне, изменения его поверхности в результате обрастания металлом, кроме того, не учитываются переходные сопротивления между крючками подвесок и штангой ванны и т. п. Второй случай допускается использовать только при изменении площади поверхности деталей в пределах  $\pm 10$ — $15\%$  от нормальной загрузки. Во всех остальных случаях плотность тока на деталях существенно изменяется. В НИИТАвтопроме разработан прибор для поддержания постоянства плотности тока в гальванических ваннах.

При создании прибора были поставлены следующие задачи:

1. Средняя плотность тока на деталях в ванне должна поддерживаться постоянной с точностью  $\pm 10\%$  при изменении загрузки ванны от 10% максимальной возможной и при колебаниях технологических параметров ванны в допустимых пределах.

2. В гальваническую ванну не должно загружаться какое-либо вспомогательное устройство.

3. Прибор должен быть максимально прост и надежен в работе, система регулирования должна быть построена на бесконтактном принципе.

В основу работы прибора положен принцип регулирования напряжения на штангах ванны по такому закону, при котором поддерживалась бы постоянная средняя плотность тока на деталях независимо от поверхности загруженных деталей.

Известно, что при увеличении поверхности загружаемых в ванну деталей и постоянном значении напряжения на ванне суммарный ток ванны растет медленнее, чем поверхность деталей, и плотность тока на деталях падает. Для поддержания постоянного значения средней плотности тока на деталях с увеличением их поверхности необходимо повышать напряжение, подводимое к штангам ванны. Такая зависимость на-

пряжения  $U$  на ванне от суммарной поверхности деталей при постоянной плотности тока на деталях, снятая на лабораторной кислотной ванне, приведена на рис. 1. В связи с тем, что при постоянной плотности тока суммарный ток ванны пропорционален поверхности деталей, по оси абсцисс на рис. 1 вместо значений площади поверхности деталей может быть отложен суммарный ток ванны. Такая кривая может быть названа вольт-амперной характеристикой ванны.

Как показали лабораторные исследования, а затем эксперименты, проведенные на промышленных ваннах, вольт-ам-

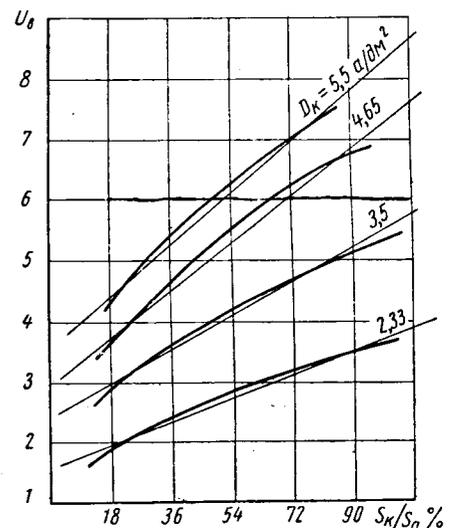


Рис. 1. Вольт-амперные характеристики гальванической ванны,  $U = f(s)$  при  $D = \text{const}$ .

перная характеристика для основных видов гальванических ванн может быть с большой точностью заменена прямой линией. На рис. 1 приведена такая аппроксимация для лабораторной ванны. Наибольшая погрешность в рабочем диапазоне изменения поверхности деталей для ряда лабораторных исследований при аппроксимации действительной вольт-амперной характеристики ванны прямой линией не превышала 5—7% от среднего значения напряжения.

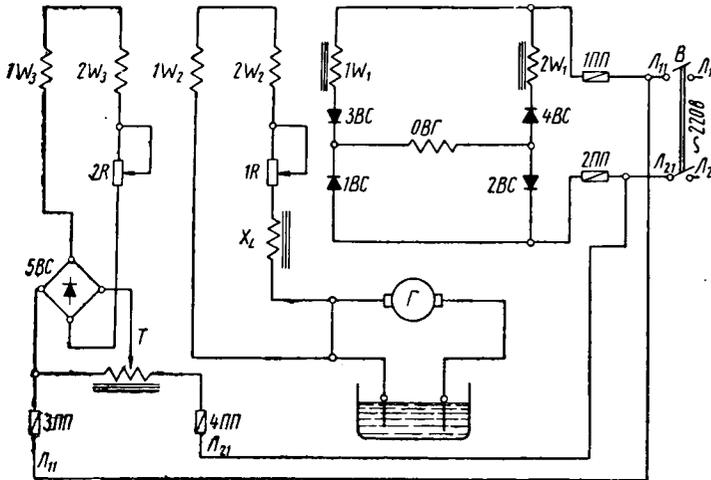


Рис. 2. Принципиальная схема прибора для регулирования плотности тока.

Прямолинейная аппроксимация вольт-амперной характеристики ванны была положена в основу работы описываемого прибора. Промышленные испытания прибора на никелевых серноокислых ваннах, цианистой цинковой, цианистой медной и ванне хромирования показали, что погрешность регулирования плотности тока в различных условиях не превышает 10%. Этот факт дает основание утверждать, что прямолинейная аппроксимация вольт-амперной характеристики этой группы ванн вполне правомочна.

Описываемый в настоящей статье прибор был сконструирован применительно к работе с генератором мощностью 30 квт; напряжением 6/12 в; током 5000/2500 а; с обмоткой возбуждения 110 в.

Принципиальная схема прибора приведена на рис. 2. Основным элементом схемы является магнитный усилитель  $1W_1 - 2W_1$ . Обмотка возбуждения генератора ОВГ питается от сети 220 в через магнитный усилитель  $1W_1 - 2W_1$  и селеновые выпрямители, включенные по схеме с внутренней обратной связью по току. Обмотки  $2W_3 - 2W_3$  служат в качестве обмоток смещения. Обмотки  $2W_2 - 2W_2$  осуществляют положительную обратную связь по току ванны. Сопротивление  $2R$  служит для стабилизации тока обмотки смещения. Регулирование тока смещения осуществляется с помощью автотрансформатора  $T$ . Сопротивление  $1R$  служит для регулирования тока обмотки обратной связи (коэффициента усиления). Дроссель  $X_L$  служит для ограничения токов высших гармоник, возникающих в контуре обмоток обратной связи.

Обмотка положительной обратной связи  $1W_2 - 2W_2$  подключается к началу и концу шины, идущей от генератора к катодной штанге ванны.

Таким образом, обмотка магнитного усилителя оказывается подключенной параллельно шине, питающей ванну, и через нее будет всегда проходить ток, пропорциональный общему току ванны. Распределение тока между шиной и обмоткой обратно пропорционально их сопротивлениям. Чтобы по обмотке усилителя протекал ток, необходимый для создания заданного подмагничивания, омическое сопротивление ее должно быть мало — около 0,05 ом.

Обмотка обратной связи подключается параллельно катодной шине для того, чтобы исключить влияние на систему регулирования токов утечки на корпус ванны и т. п., замыкающихся через анодную шину.

При изменении поверхности загруженных в ванну деталей изменяется величина суммарного тока ванны, а следовательно, и части его, протекающей через обмотку обратной связи. Под действием обратной связи произойдет в соответствии с изме-

нением тока понижение или повышение напряжения на обмотке возбуждения генератора.

Степень роста напряжения с увеличением тока ванны (коэффициент усиления обратной связи) определяется отношением тока, протекающего по шине, к току, протекающему через обмотку усилителя. Эта величина регулируется с помощью сопротивления  $1R$ .

Очевидно, что при настройке прибора коэффициент усиления обратной связи должен быть выбран таким образом, чтобы изменение напряжения на генераторе в результате изменения тока ванны (под действием обратной связи) соответствовало вольт-амперной характеристике ванны.

Практические измерения показали, что вольт-амперные характеристики ванны при различных значениях плотности тока в диапазоне изменения плотности тока  $\pm 50\%$  практически параллельны. С увеличением заданной плотности тока повышается начальное напряжение на ванне  $U_{нач}$  (рис. 3). Наклон характеристик не меняется. При перенастройке прибора с одной плотности

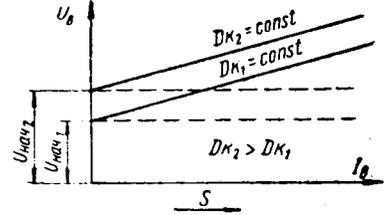


Рис. 3. Кривая изменения напряжения на ванне в зависимости от силы тока при разных плотностях тока.

тока на другую в пределах  $\pm 50\%$  требуется только изменить ток в обмотке смещения магнитного усилителя  $1W_3 - 2W_3$  с помощью автотрансформатора  $T$ , чем устанавливается новое значение начального напряжения  $U_{нач}$  генератора. Коэффициент обратной связи изменять не следует.

При изменении плотности тока в больших пределах сказывается зависимость поляризационного потенциала на границах электрод—электролит от плотности тока. Наклон вольт-амперной характеристики ванны несколько изменяется. В этом случае при перенастройке прибора необходимо, кроме тока смещения магнитного усилителя, изменить коэффициент обратной связи обмотки обратной связи  $1W_2 - 2W_2$  с помощью сопротивления  $1R$ .

Следует отметить, что такие перенастройки прибора должны производиться крайне редко, так как обычно ванна настраивается на оптимальный режим работы и прибор обеспечивает заданную точность регулирования при колебании технологических параметров ванны в допустимых пределах. Переход на работу с другой плотностью тока происходит при внедрении новых технологических процессов или подобных случаях.

Первоначальная настройка прибора для работы с ванной производится при загрузке в ванну двух-трех партий деталей с различной по величине, но известной поверхностью. По известной величине поверхности деталей и заданной величине средней плотности тока расчетом определяется суммарный ток ванны для каждой партии деталей, затем в ванну поочередно загружаются эти партии деталей и регулировкой в цепи обмотки смещения устанавливается требуемое значение суммарного тока ванны. При этих значениях тока измеряется напряжение на штангах ванны. По полученным нескольким точкам строится спрямленная вольт-амперная характеристика ванны  $U_B = f(I_B)$  и определяется величина начального напряжения на штангах ванны при токе, равном нулю. При разгруженной ванне и подключенной обмотке обратной связи с помощью обмотки смещения устанавливается на штангах ванны величина начального напряжения, полученная из вольт-амперной характеристики. Затем при завешенной одной из партий деталей с помощью сопротивления в цепи обратной связи  $1R$  устанавливается требуемое значение суммарного тока ванны. После этого установка считается настроенной. Далее можно завесить другие партии деталей с известной площадью поверхности деталей и убедиться в том, что значение суммарного тока ванны не будет отличаться от требуемого значения более чем на 10%. Иногда может понадобиться небольшая подналадка с помощью сопротивления  $1R$  для получения минимального отклонения действительной величины суммарного тока ванны от заданной для всех партий завесок (компенсировать влияние нелинейности вольт-амперной характеристики ванны). Желательно, чтобы поверхности деталей, используемых при наладке партий, отличались значительно и охватывали минимально и максимально возможные поверхности деталей, обрабатываемых в

ванне. В этом случае после дополнительной поднастройки при завеске всех партий можно гарантировать, что прибор будет работать с максимальной точностью при всех загрузках ванны.

В тех случаях, когда предполагается преимущественная работа с деталями одной поверхности, целесообразно добиться наибольшей точности получения заданной величины суммарного тока ванны при загрузке этих деталей.

В дальнейшем в процессе эксплуатации ванны дополнительной наладки прибора не требуется.

Заводские испытания прибора проводились в арматурном цехе Московского автозавода им. Лихачева на ваннах никелирования, цинкования, меднения и хромирования.

1. Определение погрешности регулирования, вызванной прямолинейной аппроксимацией вольт-амперной характеристики ванны, производилось неоднократными измерениями суммарного тока ванны при различных площадях поверхности загружаемых деталей и неизменных технологических параметров ванны. В табл. 1 и 2 приведены результаты этих измерений соответственно для ванн цинкования, никелирования, меднения и хромирования.

2. Влияние колебаний различных технологических параметров ванны на точность регулирования определялось путем неоднократных изменений суммарного тока ванны при различных значениях исследуемого параметра и постоянных значе-

Таблица 1

Число лотков ванны цинкования	Ток ванны в а	Напряжение на ванне в в	Число лотков ванны никелирования	Ток ванны в а	Напряжение на ванне в в
0	0	6,9	3	750	7,5
1	300	7*	4	1000	7,7
2	500	7,2	5	1250	7,9

\* Несколько повышенное количество деталей на лотке.

Таблица 2

Тип ванны	Число подвесок	Общая площадь поверхности деталей в дм <sup>2</sup>	Ток ванны в а	Напряжение на ванне в в	Средняя плотность тока в а/дм <sup>2</sup>
Ванна никелирования	0	0	0	7,5	0
	1	112	300	7,75	2,67
	2	224	600	8,75	2,67
	3	336	900	9,6	2,67
Ванна меднения	0	0	0	6,0	0
	1	112	490	6,75	4,37
	2	224	950	7,75	4,23
	3	336	1420	8,2	4,23
Ванна хромирования	0	0	9	6,4	0
	1	7	320	5,9	45,7
	2	14	650	6,6	46,4
	3	21	1000	7,25	47,5

## Сульфоцианирование режущих инструментов

Д-р техн. наук Э. И. ФЕЛЬДШТЕЙН, П. А. МИШИН, Е. И. СОКОЛОВА, З. Э. ФЕЙГИН

Минский автозавод

НА МИНСКОМ автозаводе разработан и внедрен в производство технологический процесс упрочнения инструмента за счет диффузии азота и серы одновременно. Такое сочетание позволило повысить поверхностную твердость и снизить коэффициент трения.

В качестве цианирующей составляющей применяется цианистый натрий NaCN, в качестве сернистой — пирит FeS<sub>2</sub>. Исследования по подбору оптимального состава ванны производились на образцах из стали P9 и P18, прошедших закалку и трехкратный отпуск с твердостью RC 62—64. Опробовано несколько вариантов ванн: высокопроцентная, среднепроцентная и низкопроцентная цианистые ванны с различным содер-

Таблица 3

Технологический параметр	Средняя плотность тока в а/дм <sup>2</sup>	Максимальное отклонение отдельных измерений от среднего значения в а/дм <sup>2</sup>
Концентрация сернистого никеля в г/л:	213,6	+0,09 -0,08
	235,3	+0,11 -0,16
Воздушное перемешивание электролита:	с перемешиванием	+0,16 -0,09
	без перемешивания	+0,18 -0,07
Площадь анодов в дм <sup>2</sup> :	280	+0,02 -0,05
	400	+0,16 -0,15
Кислотность электролита:	6pH	+0,16 -0,09
	5,8 pH	+0,25 -0,15
	5,2 pH	+0,02 -0,05
Температура электролита в °C:	41	+0,07 -0,06
	42	+0,09 -0,10
	43	+0,06 -0,08
	44	+0,09 -0,14
	45	+0,09 -0,08

ниями остальных величин. Одновременно изменялась площадь поверхности загружаемых деталей. В табл. 3 приводятся результаты измерений для ванны никелирования. Аналогичные эксперименты проводились на всех типах ванн.

Как видно из табл. 3, изменение технологических параметров ванны в пределах, допустимых по технологии процесса, оказывает влияние на работу прибора. Однако изменения средней величины плотности тока во всех случаях лежат в пределах допустимой погрешности ( $\pm 10\%$ ). Прибор не требует перенастройки при корректировке электролита ванны, уменьшении площади анодов, колебаниях температуры и т.п.

3. Влияние колебаний напряжения сети не исследовалось специально. Прибор был подключен к цеховой сети без стабилизатора напряжения и погрешности, вызываемые колебаниями питающего напряжения, накладывались на погрешности, вызываемые изменениями технологических параметров ванн. В связи с тем, что все измерения проводились многократно и в различное время суток, результаты получены как при повышенном, так и при пониженном напряжении сети. Во всех случаях погрешность не превышала  $\pm 10\%$  от заданного значения плотности тока, что дает основание считать допустимой работу прибора без стабилизации питающего напряжения.

жанием пирита от 1 до 10%. При подборе состава ванны оценивалась по жидкотекучести, скорости истощения, контрольные образцы — по наружному виду, твердости, глубине и структуре сульфоцианированного слоя. Наилучшие результаты дала среднепроцентная цианистая ванна 35—45% NaCN и 1,5% пирита (0,3—0,5% S в ванне). Образцы, обработанные в этом составе, имеют светло-серую гладкую поверхность и сохраняют свои размеры. При большем содержании серы заметны следы разредания на поверхности.

Микроструктура сульфоцианированного слоя выявлялась травлением в 4%-ном растворе азотной кислоты в этиловом спирте и имеет вид темнотравящейся зоны без резкой грани-

цы с нижележащей основной структурой,  $\epsilon$ -фазы при обработке образцов в указанном составе не обнаруживается. Глубина сульфоцианированного слоя 0,010—0,025 мм. Твердость образцов возрастает до 960—1100 ед. по Виккерсу (исходная твердость V 850—890).

На рис. 1 приведены кривые истощаемости группы CN при различном содержании серы. На рис. 2 дан график истощаемости среднепроцентной ванны с содержанием 1,5% пирита. Ванна работала в течение 100 ч с освежением через 50 ч.

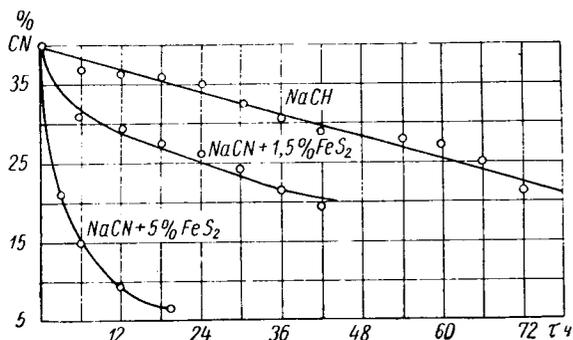


Рис. 1.

Глубина проникновения серы исследовалась с помощью изотопа серы  $S^{35}$ . Радиоактивная сера вводилась в ванну принятого состава в виде соединения  $FeS_2^{35}$  из расчета 12 мкюри на 1 кг состава ванны. Из стали P18 (закаленной и отпущенной HRC 63—64), стали 30XГТ (в состоянии поставки) и серого чугуна были изготовлены цилиндрические образцы

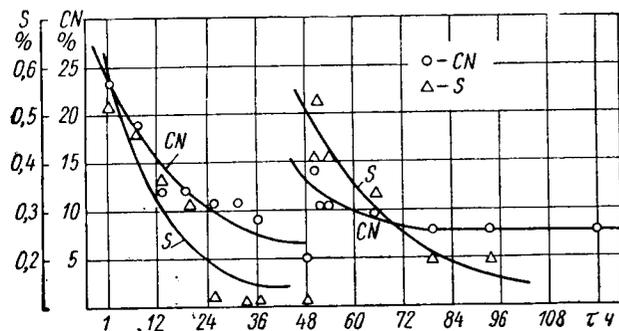


Рис. 2.

диаметром 10 мм, высотой 10 мм. Одна из торцовых поверхностей, на которой измерялась радиоактивность, шлифовалась до чистоты 10-го класса. По три образца из каждого материала обрабатывались в ванне в течение 30 мин. После сульфоцианирования образцы имели светло-серую матовую поверхность. Глубина проникновения серы  $S^{35}$  в поверхность образцов определялась путем послойного сошлифования на наждачной бумаге M28 по 2—4 мк и измерения радиоактивности исследуемой поверхности. В качестве воспринимающего устройства использовался счетчик МСТ-17.

Изменение интенсивности радиоактивного излучения  $S^{35}$  по глубине поверхностного слоя показано на рис. 3. Из этого графика видно, что глубина проникновения серы при сульфоцианировании составляет: для стали P18 (а) — 16 мк, для стали 30XГТ (б) 27 мк, для серого чугуна (в) — 24 мк.

Сульфоцианирование проводится при температуре  $560^{\circ} \pm 10^{\circ}$ . Время выдержки инструмента в ванне  $\tau$  составляет 5—20 мин в зависимости от назначения и размеров инструмента. Предварительно инструмент подогревается до  $t=300-400^{\circ}$ . После сульфоцианирования инструмент в подвешенном состоянии охлаждается на спокойном воздухе до температуры цеха, после чего промывается в горячей воде до полного удаления соли, просушивается и замачивается в масле или протирается тряпкой, смоченной в масле. При сульфоцианировании необходимо соблюдать все правила по технике безопасности, принятые для цианирования.

В процессе разработки состава ванны и отработки технологии сульфоцианирования проводились сравнительные испытания стойкости инструмента, сначала на небольшом количестве

инструментов, затем на больших партиях. Так, в лабораторных условиях испытывались сверла диаметром 14 мм в количестве 100 шт. Для исследования брались сверла без дополнительной обработки, цианированные и сульфоцианированные. Средняя стойкость цианированных сверл оказалась выше неупрочненных на 5,7%, сульфоцианированных — на 33% выше неупрочненных. Испытания проводились при сверлении стали 60С2, с твердостью В 269—277, с подачей  $S=0,2$  мм/об, со скоростью  $v=13,6$  м/мин, без охлаждения.

Эффективность сульфоцианирования разнообразных инструментов изучалась в производственных условиях. Сравнивалась стойкость инструментов: без дополнительной химико-термической обработки; цианированных на Горьковском автозаводе и сульфоцианированных в ванне, разработанной на Минском автозаводе. Таким путем обеспечивалась большая эффективность сравнения цианирования и сульфоцианирования.

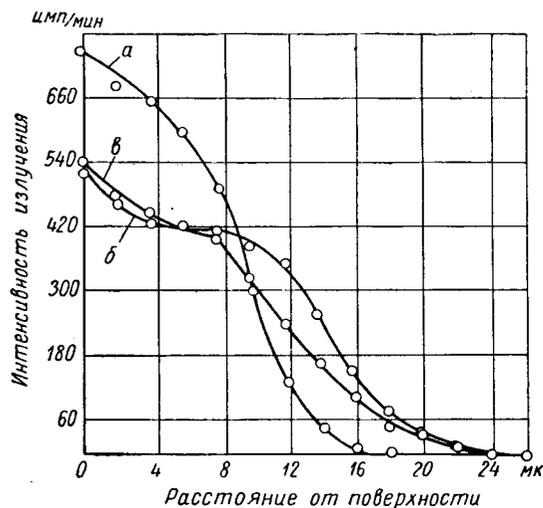


Рис. 3.

Испытывались по 3—4 обычных, цианированных и сульфоцианированных инструмента следующих видов: сверла диаметром 14 и 11,8 мм, зенкеры диаметром 31 мм, развертки — 35 мм, фасонные призматические резцы, метчики машинные для резьбы M22×2,5 и M14×2, круглые гребенки к резьбонарезным головкам M16×2; M30×2; M28×2; червячные шлицевые фрезы диаметром 90 мм; зуборезные долбки диаметром 110 мм. Испытания проводились при одинаковых условиях работы (станок, приспособление, обрабатываемый материал, геометрия заточки, охлаждение). Каждый инструмент перетачивался по 3—4 раза. Инструмент считался непригодным к дальнейшей эксплуатации (затупленным) при значительном износе, потере размеров или неудовлетворительной чистоте обработанной поверхности.

Результаты испытаний приведены в таблице. Все виды инструмента, прошедшие сульфоцианирование, показали стойкость выше, чем обычные и цианированные.

Опыт работы сульфоцианированным инструментом в течение года и дополнительные производственные испытания за такой же период окончательно доказали, что сульфоцианирование значительно повышает стойкость режущего инструмента. Процесс сульфоцианирования внедрен в производство с января 1962 г. Операция сульфоцианирования была распространена на следующие виды инструмента: резьбонарезной инструмент с шагом 1 мм и более; зуборезный инструмент (долбки, фрезы червячные, резцы зубострогальные и зуборезные и др.); резцы автоматные разные; осевой инструмент, сверла, развертки, зенкера диаметром 14 мм и выше (фрезы разные нестандартные и другие виды инструментов).

Внедрение процесса сульфоцианирования для упрочнения режущего инструмента из быстрорежущей стали дало заводу 25 000 руб. экономии в год.

Учитывая вредное действие цианистого натрия, планом работ Центральной заводской лаборатории на 1962—1963 гг. предусматривается исследование в направлении использования нетоксичного цианирующего состава ванны с применением мочевины и поташа, разработанного НИИТАвтомпромом.

Наименование инструмента	Деталь и обрабатываемый материал	Режим резания ( $v, s, f$ ) и смазка, охлаждающая жидкость	Вид обработки инструмента	Средняя стойкость	
				в шт.	в %
Сверло диаметром 14 мм ГОСТ 888-41	Лонжероны рам, сталь 19ХГС	21 м/мин, 0,3 мм/об, 7 мм, эмульсия	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	72	100
				96	133
				102	142
Сверло диаметром 11,8 мм ГОСТ 888-41	Кронштейн, КЧ 37-12	18,6 м/мин, 0,2 мм/об, 5,9 мм	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	73	100
				113	154
				133	182
Метчик М22×2,5	Картер редуктора, СЧ 37-12	13 м/мин, 30% сульфорезола, и 70% керосина	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	72	100
				101	140
				120	166
Метчик М14×2	Кронштейн, КЧ 37-12	22 м/мин	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	82	100
				115	140
				133	162
Круглые гребенки к резьбо-нарезной головке, резьба М16×2	Стремянка, сталь 40Х	22 м/мин, сульфорезол	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	123	100
				133	108
				177	143,9
Круглые гребенки к резьбо-нарезной головке, резьба М30×2	Рычаг, сталь 40Х	12 м/мин, сульфорезол	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	114	100
				133	116,7
				152	133,3
Круглые гребенки к резьбо-нарезной головке, резьба М27×2	Стремянка, сталь 35	13,5 м/мин, сульфорезол	Обычная Сульфоцианирование	103	100
				104	100,9
Фасонный резец	Болт, сталь 35	40 м/мин, 0,15 мм/об, 2,5 мм, сульфорезол	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	382	100
				420	109,9
				438	114,7
Зенкер диаметром 31 мм	Шестерня, сталь 45	27,2 м/мин, 0,3 мм/об, 1,5 мм, эмульсия	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	413	100
				466	128
				570	138
Развертка диаметром 35 мм	Тормозная колодка СЧ 18-36	9 м/мин, 1,5 мм/об, 5% эмульсия	Обычная Цианирование Сульфоцианирование	268	100
				285	107
				300	112
Червячная фреза диаметром 90 мм	Полуось заднего моста, сталь 38ХГС	32 м/мин, 0,5 мм/об	Обычная Сульфоцианирование	110	100
				117	106,3
Зуборезный долбяк диаметром 110 мм	Шестерня редуктора, сталь 38ХГС	10,6 м/мин	Обычная Сульфоцианирование	50	100
				69	138

### Выводы

1. Проведенные исследования показали, что глубина проникновения серы в поверхностный слой сульфоцианированных инструментов составляет 0,016—0,03 мм; наиболее работоспособной является цианистая ванна с содержанием 35—45% NaCN и пирита 1,5% FeS<sub>2</sub>; твердость поверхностного слоя ре-

жущих инструментов в результате сульфоцианирования повышается на 3—4 ед. по Роквеллу (шкала С).

2. Стойкость сульфоцианированных инструментов превышает стойкость неупрочненного инструмента в 1,1—2 раза и стойкость цианированных инструментов в 1,1—1,4 раза.

3. В результате сульфоцианирования уменьшается налипания обрабатываемого материала на ленточки и задние поверхности инструментов. На некоторых операциях это способствует улучшению чистоты обработанной поверхности.

## Использование малых агрегатных станков для групповой обработки деталей

С. М. ЗОННЕНБЕРГ

Московский автозавод имени Лихачева

МОСКОВСКИЙ автозавод имени Лихачева проектирует и изготавливает для своих нужд малые агрегатные станки, на которых производится многоинструментальная комплексная обработка деталей. Успешно применяются малые агрегатные станки с поворотным столом (диаметром 700, 900 и 1200 мм) с вертикальной осью вращения, а также станки барабанного типа. Такие станки занимают немного места, обслуживаются одним рабочим.

На малых агрегатных станках устанавливаются гидравлические силовые головки с ходом шпинделя 130, 170, 190 и 250 мм

и индивидуальными электродвигателями мощностью 1—2,8 кВт, механические головки с копирной подачей с ходом шпинделя 70 мм и резьбонарезные силовые головки механического действия, позволяющие нарезать резьбу с шагом 1; 1,25; 1,5; 1,75 и 2 мм.

Малые агрегатные станки автозавода имени Лихачева состоят из нормализованной базы и специальной наладки; поворотного стола с механизмом поворота стола при помощи мальтийского креста; пневматического механизма прижима планшайбы поворотного стола; пневматического фиксатора, нож

которого входит в прикрепленные к периферии планшайбы делительные призмы и шнека для механической уборки стружки. Специальная наладка станков состоит из деталей и узлов, связанных непосредственно с обрабатываемыми элементами на данном станке.

В наладку входят кронштейны и стойки для силовых головок, установленные на поворотном столе зажимные приспособления, специальные насадки к силовым головкам, режущий инструмент и другие специальные узлы.

Эти станки проектируются в основном для обработки одной определенной детали, которая на разных позициях станка обрабатывается последовательно различными инструментами.

С целью максимального использования высокопроизводительных малых агрегатных станков с высокой концентрацией режущего инструмента, а также для сокращения себестоимости деталей, уменьшения количества станков участка целесообразно проектировать малые агрегатные станки для обработки группы однотипных деталей.

Групповая обработка деталей на универсальных и агрегатных станках обычно связана с переналадкой приспособлений и инструментов, на что требуется определенное время и при этом теряется точность наладки. В массовом производстве это не совсем удобно. Поэтому конструкторы автозавода имени Лихачева при проектировании станков для групповой обработки деталей сразу предусматривают возможности обработки на данном станке несколько деталей без переналадки приспособлений и инструментов путем создания специальных конструкций приспособлений и инструментов, а также создания специальной схемы электроуправления станков, позволяющей при необходимости отключать те или иные силовые головки. Это значительно упрощает обслуживание станков и улучшает условия их эксплуатации.

Обрабатываемые детали можно разбить на две группы.

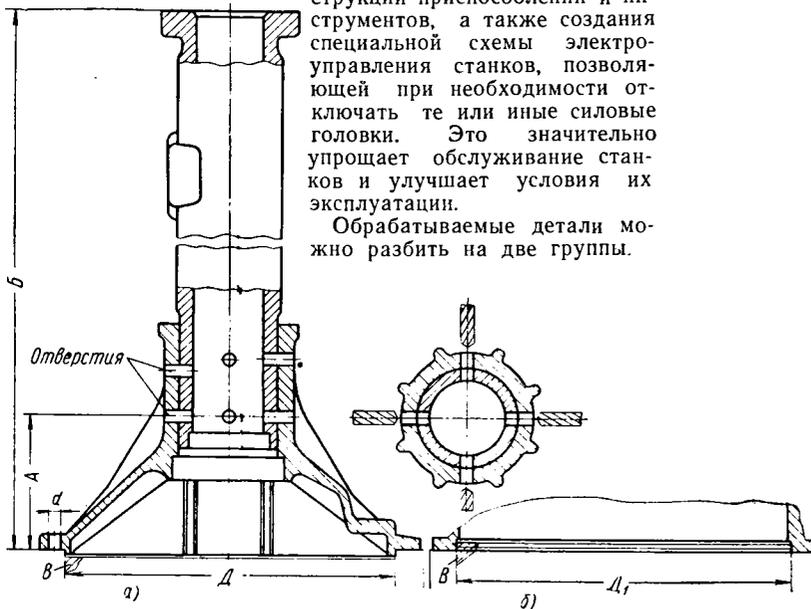


Рис. 1. Обрабатываемые детали.

Однотипные детали с одинаковыми базовыми поверхностями и обрабатываемыми элементами, отличающиеся расстояниями расположения обрабатываемых элементов от базовой поверхности. Рассмотрим пример групповой обработки крышки картера заднего моста и картера переднего моста автомобиля ЗИЛ-157 с кожухом полуоси в сборе.

В группу обрабатываемых деталей входят три крышки и три картера, которые отличаются между собой формой базовых поверхностей при их равных абсолютных размерах (рис. 1, а). Крышки имеют выступающий буртик размером  $D$ , картеры — расточку  $D_1$  (рис. 1, б). Кроме того, крышки и картеры отличаются друг от друга и расстоянием  $A$  обрабатываемых отверстий от опорной базовой плоскости. Крышки и картеры имеют также по три типоразмера  $B$ . Таким образом, в группе обрабатываемых деталей расстояние  $A$  имеет два размера, расстояние  $B$  имеет шесть размеров в пределах от 385 до 945 мм.

Во всех узлах необходимо сверлить восемь одинаковых отверстий под заклепки диаметром 12 мм, идентично расположенных в два ряда. Отверстия расположены в обоих рядах друг под другом. Это дает возможность каждую пару отверстий, находящуюся в одной вертикальной плоскости, сверлить

одновременно одной двухшпиндельной сверлильной насадкой, прикрепленной к пиноли силовой головки.

Таким образом, все восемь отверстий обрабатываются четырьмя радиально расположенными сверлильными головками (рис. 1). На рисунке сверла показаны штриховыми линиями.

Однотипные по размерам базы и одинаково расположенные во всех деталях обрабатываемые отверстия одного диаметра дают возможность сгруппировать все эти детали и обработать их на одном малоагрегатном станке СТ-1400.

С этой целью на станке установлено специальное пневматическое приспособление для базирования крышек и картеров, а также смонтирован и специальный пневматический цилиндр с длинным ходом штока (рис. 2), обеспечивающий зажим всех деталей с различной высотой.

Деталь центрируется по диаметрам  $D$  и  $D_1$  и в угловом положении по отверстию  $d$  (рис. 1).

Поскольку на станке обрабатываются детали с двумя различными по форме посадочными диаметрами, то в приспособлении предусмотрена подвижная плита.

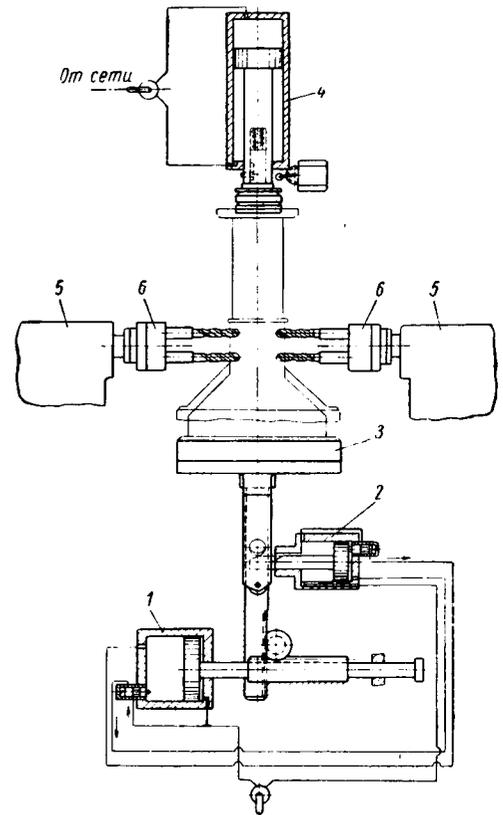


Рис. 2. Принципиальная схема станка.

Для установки детали с выступающим буртиком подвижная плита  $B$  при помощи рычажной системы опускается в нижнее положение. В этом случае деталь центрируется по внутреннему диаметру стола приспособления. Для установки детали по внутренней расточке  $D_1$  подвижная плита  $B$  поднимается вверх выше уровня стола, и изделие центрируется по наружному диаметру  $D_1$  плиты. Положения плиты устанавливаются соответственно делительным пальцем.

Поскольку обрабатываемые отверстия в детали расположены на двух разных расстояниях  $A$  от опорной плоскости (рис. 1), а отверстия в обоих случаях сверлятся одним и тем же инструментом, то при сверлении отверстий с более высоким уровнем расположения приспособление находится в нижнем положении, на опорной плоскости станины (рис. 2).

В случае сверления отверстий с низким уровнем расположения все приспособление при помощи пневматического цилиндра  $1$  с установленной деталью поднимается вверх и на данном уровне поддерживается через ролик клином специального пневматического цилиндра  $2$ , установленного на станине станка.

Станок состоит из станины с установочным приспособлением  $3$  и пневматического цилиндра  $4$  для зажима деталей, че-

тырех силовых головок 5 с двухшпиндельными насадками 6 и электропневматической аппаратуры для управления станком.

Аналогичный пример для обработки детали типа вала показан на рис. 3, где приведена схема обработки рычагов переключения передач автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-164А на четырехпозиционном малом агрегатном станке СТ-1520.

Эти детали отличаются между собой общей длиной в выпрямленном состоянии с разницей 45 мм.

На малом агрегатном станке обрабатываются следующие элементы: паз А, плоскости Б, В и Г малой сферы, задний конец Е рычага.

В качестве базовых поверхностей принимаются обточенные большая и малая сферы.

Как видно из чертежа детали, оба рычага имеют одинаковые базовые поверхности и обрабатываемые элементы, отличаются только расстоянием от центра большой сферы до торца нарезанного расстояния.

Рычаги обрабатываются поочередно в двухместном приспособлении на четырехпозиционном малом агрегатном станке с поворотным столом диаметром 1200 мм.

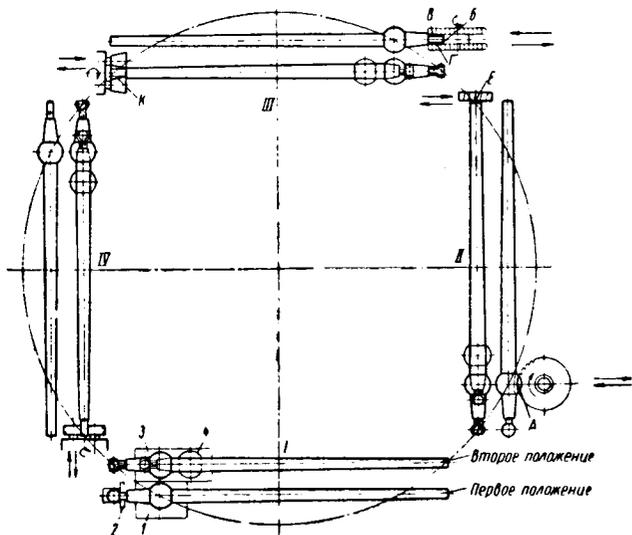


Рис. 3. Схема обработки рычагов переключения автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-164А на агрегатном станке.

Деталь устанавливается большой сферой в призме I (рис. 3) позиции I приспособления, а цилиндрической частью малой сферы по призме 2.

На позиции II станка производится фрезерование пазов А большой сферы фрезой, расположенной горизонтально. На позиции III станка фрезеруются набором фрез плоскости Б, В и Г малой сферы.

Чтобы можно было обработать оба рычага на одном станке общей инструментальной наладкой, необходимо расположить детали в двух позициях приспособления таким образом, чтобы обрабатываемые торцы Е обеих деталей лежали в одной плоскости. Для этого детали обрабатываются в двухместном приспособлении, где смонтированы две призмы 3 и 4 с переключением деталей из первого положения во второе положение. Длинная деталь устанавливается в обоих положениях по призмам I и 3, лежащим в одной плоскости.

Короткая деталь устанавливается в первом положении по призме I, а во втором положении по призме 4.

Такое расположение деталей обеспечивает возможность обработать одной инструментальной наладкой в первом положении — на позиции II паз А в большой сфере; на позиции III — плоскости Б, В и Г малой сферы. На позиции IV в первом положении деталь не обрабатывается.

После одного оборота стола на загрузочной позиции деталь из первого положения приспособления переключается во второе положение с установкой детали по большой сфере и пазу А.

Теперь соответственно на позиции II фрезеруются торцы Е в соответствии с длиной детали, на позиции III производится обточка заднего конца К рычага, на позиции IV — нарезка резьбы М12 патронами типа АКМЭ. Таким образом, за два оборота стола полностью обрабатывается любой рычаг, причем после каждого оборота стола снимается готовая деталь.

Станок состоит из станины с поворотным столом, нормализованных силовых головок с гидравлической подачей и резбно-нарезной головки. На поворотном столе установлены четыре двухместных приспособления с пневматическим зажимом детали и автоматическим поворотом зажимных кулачков.

Подобные рычаги для автомобилей ЗИЛ-150 обрабатывались на трех универсальных станках и обслуживались тремя рабочими. В настоящее время рычаги обрабатываются на одном агрегатном станке и обслуживаются одним рабочим. При этом время обработки сокращено на 0,286 мин.

Однотипные детали с одинаковыми базовыми поверхностями, а также одинаковыми или различными обрабатываемыми элементами, сгруппированные по несколько деталей. Такие детали одновременно или поочередно обрабатываются одной общей инструментальной наладкой в многоместном приспособлении на многопозиционном станке. На рис. 4 показана схема комплексной групповой обработки верхней а и нижней б крышек тормозного крана грузового автомобиля Московского автозавода имени Лихачева на шестипозиционном малом агрегатном станке ст. 1536 с поворотным сто-

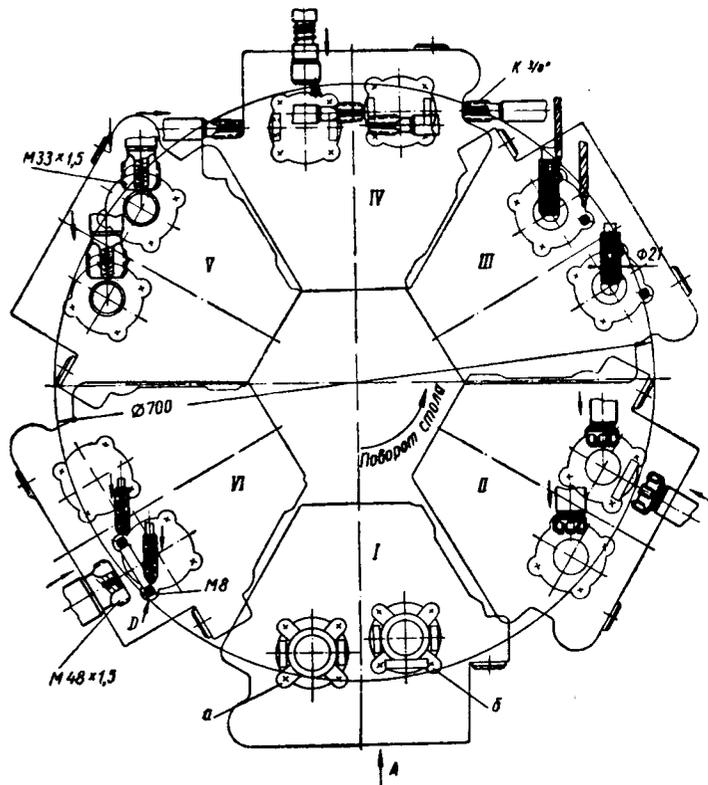


Рис. 4. Схема обработки верхней и нижней крышек тормозного крана на агрегатном станке.

лом диаметром 700 мм. Заготовки деталей выполнены из цинкового сплава. В обеих деталях имеются одинаковые элементы обработки: нарезание резьбы К 3/8" в двух противоположных плоскостях, зенкерование отверстия под резьбу М33 и нарезание резьбы М33 в верхней плоскости, развертывание литого отверстия диаметром 21 мм.

Кроме того, в нижней крышке дополнительно зенкеруется литое отверстие под резьбу М48 и нарезается резьба М48 в передней плоскости, а также рассверливаются два отверстия под резьбу и нарезается резьба М8 в двух боышках Д.

Приспособление для групповой обработки деталей составлено таким образом, что на станке могут одновременно обрабатываться две разные детали (одна верхняя и одна нижняя крышки) или две одинаковые детали (две верхние или две нижние крышки). Такая компоновка станка дает возможность широко использовать станок с любой комбинацией обрабатываемых деталей. Схема электроуправления станка позволяет при необходимости выключать любую силовую головку, оставив в работе лишь головки, соответствующие обрабатываемым деталям. Так, например, при обработке только одних верхних крышек, в которых нет резьбовых отверстий М48 и М8, вы-

ключаются горизонтальные головки на позициях II, IV и VI и вертикальные головки на позициях III и VI. Кроме того, в зависимости от обрабатываемых деталей устанавливается соответствующий режущий инструмент: при обработке только одних нижних крышек с резьбовыми отверстиями М48 и М8 устанавливаются на горизонтальных головках (позиции II, IV и VI) по два инструмента для обработки отверстий М48, а на вертикальных головках (позиции III и VI) — по четыре инструмента для обработки отверстий М8. При обработке разных деталей на горизонтальных головках позиции II, IV и VI устанавливаются по одному инструменту для обработки отверстий М48 и соответственно на вертикальных головках (позиции III и VI) по два инструмента для обработки двух отверстий М8, как показано на рис. 4.

С целью удобства размещения горизонтальных метчиков для нарезания конических резьб К 3/8" в двух противоположных плоскостях одновременно в двух деталях, последние расположены на каждой позиции ступенчато (рис. 4).

В приспособление детали устанавливаются по двум отверстиям и прижимаются к опорной плоскости.

Станок оснащен шестью автоматизированными двухместными пневматическими зажимными приспособлениями с автоматическим зажимом детали, четырьмя гидравлическими и пятью резьбонарезными силовыми головками с соответствующими насадками, в также двумя автоматизированными передвижными столиками для отвода горизонтальных резьбонарезных головок на позиции IV при повороте планшайбы стола.

Программа, которая сейчас выполняется при одноосменной работе на одном агрегатном станке одним рабочим, ранее выполнялась на трех станках тремя рабочими.

В данную группу деталей могут быть также включены однотипные детали с правым и левым изображением, которые могут обрабатываться также на одном станке.

В правом и левом корпусе поворотного кулака автомобиля ЗИЛ-157 необходимо обработать следующие элементы:

- 1) сверлить и нарезать резьбу М10×1,5 в двенадцати отверстиях в верхнем фланце;
- 2) сверлить и нарезать резьбу М6×1 в двенадцати отверстиях в нижнем фланце;
- 3) сверлить и нарезать резьбу М14×2 в четырех отверстиях в двух противоположных фланцах;
- 4) сверлить, зенкеровать и развернуть два отверстия диаметром 22+0,04 мм в боковом крыле;
- 5) зенкеровать и развернуть отверстие диаметром 25+0,05 мм в ушке.

Все эти отверстия обрабатывались ранее на девяти универсальных станках, которые занимали площадь 72 м<sup>2</sup> и составляли целую линию станков, обслуживаемую тремя рабочими.

По новой технологии эти отверстия обрабатываются на двух малых агрегатных станках ст. 1344 и ст. 1349 с многоинструментальной наладкой (41 инструмент), снабженных специальными автоматически действующими пневматическими приспособлениями, на которых могут обрабатываться поочередно детали правого и левого расположения на автомобиле (правые и левые детали).

Оба станка обслуживаются двумя рабочими и занимают площадь около 32 м<sup>2</sup>.

Сложность полной обработки детали с одной установки заключается в том, что деталь, во-первых, является правой и левой, а, во-вторых, обработку необходимо вести как на верхней и передней плоскостях, так и на опорной плоскости, а также плоскости, обращенной к центру стола.

Поэтому обработку всех указанных элементов пришлось распределить на два малоагрегатных шестипозиционных однотип-

ных станка с поворотным столом диаметром 1200 мм. На обоих станках обрабатываются поочередно правые и левые детали. Правые и левые детали имеют общие базовые поверхности. Для того чтобы можно было обработать на одном станке, не меняя приспособления, правые и левые детали, в приспособлении предусмотрены два расположенных по правой и левой стороне от базирующего пальца упорных сухаря, к которым поочередно прижимаются базовые плоскости соответственно правой и левой детали.

На малом агрегатном станке ст. 1408 обрабатываются четыре типа деталей.

По конфигурациям эти детали разделяются на передние и задние кронштейны, а каждый из них — на правый и левый. Таким образом, имеются всего четыре вида деталей. Все четыре вида деталей имеют общие базовые поверхности. Эти детали имеют однотипные обрабатываемые поверхности: два отверстия и площадки, которые обрабатываются цекованием.

Кроме того, в передних кронштейнах (правых и левых) обрабатываются по три вертикальных отверстия, а в задних кронштейнах (правых и левых) обрабатываются по четыре отверстия. Агрегатный станок сконструирован таким образом, что однотипные отверстия и площадки всех четырех видов деталей обрабатываются одним горизонтально расположенным инструментальным приспособлением.

Вертикально расположенные отверстия в передних и задних (правых и левых) кронштейнах различно расположены относительно базового отверстия. Они не могут быть обработаны одной инструментальной наладкой, поэтому обрабатываются разными насадками и на разных позициях. По схеме обработки на каждом приспособлении устанавливаются по две детали (правая и левая).

При обычной обработке на станке по одной детали последняя на каждой позиции станка обрабатывается соответствующей насадкой. При этом насадки всех позиций включаются одновременно. В данном случае при групповой обработке деталей, когда на одной детали обрабатываются по три отверстия, а на другой детали — по четыре отверстия, необходимо, чтобы каждый тип деталей обрабатывался на определенных позициях и чтобы соответствующие насадки включались лишь только для определенных деталей. При подходе другой детали насадки не должны включаться.

Для автоматизации процесса включения соответствующей вертикальной насадки последние заблокированы конечными выключателями, рычаг которых нажимается кулачком соответствующего приспособления. Конечные выключатели расположены на определенном уровне для каждой детали. При подходе приспособления с деталями, не обрабатываемыми на данной позиции, рычаг конечного выключателя остается ненажатым и силовая головка не включается.

На поворотном столе установлены шесть специальных двухместных пневматических приспособлений. Для автоматизации процесса базирования, зажима и отжима детали в центре поворотного стола установлена специальная воздушораспределительная муфта.

При обработке на одном станке однотипных деталей с разными обрабатываемыми элементами и отличающихся между собой конструктивно лишь высотой самих деталей, применяются специальные пневматические шупы с конечными выключателями, проверяющие высоту деталей и дающие команду на включение соответствующих силовых головок.

Таким образом, при соответствующем подборе деталей по технологическим и конструктивным признакам групповая обработка деталей может также в некоторых случаях применяться и в массовом производстве, тем самым повысив производительность малых агрегатных станков.



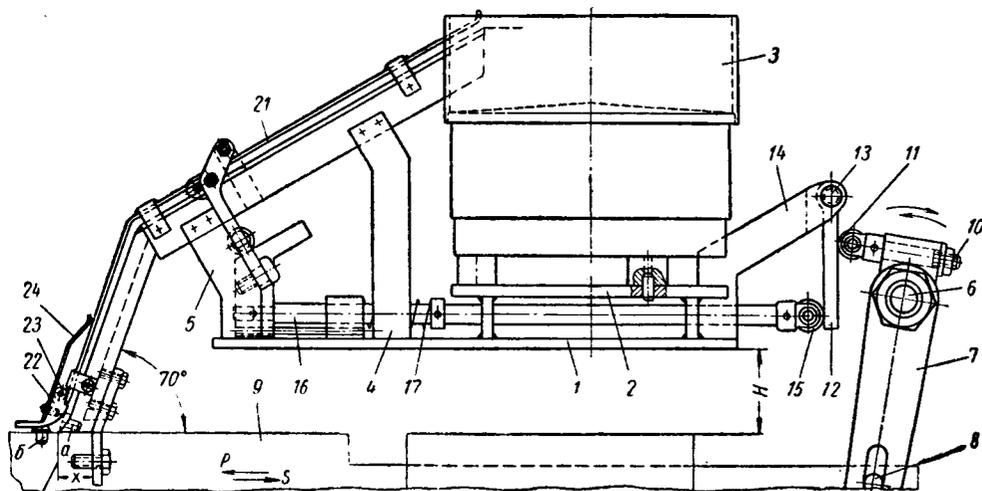
# Автоматизация резьбонакатных станков фирмы Манвилл

С. С. КОЛТУНОВ

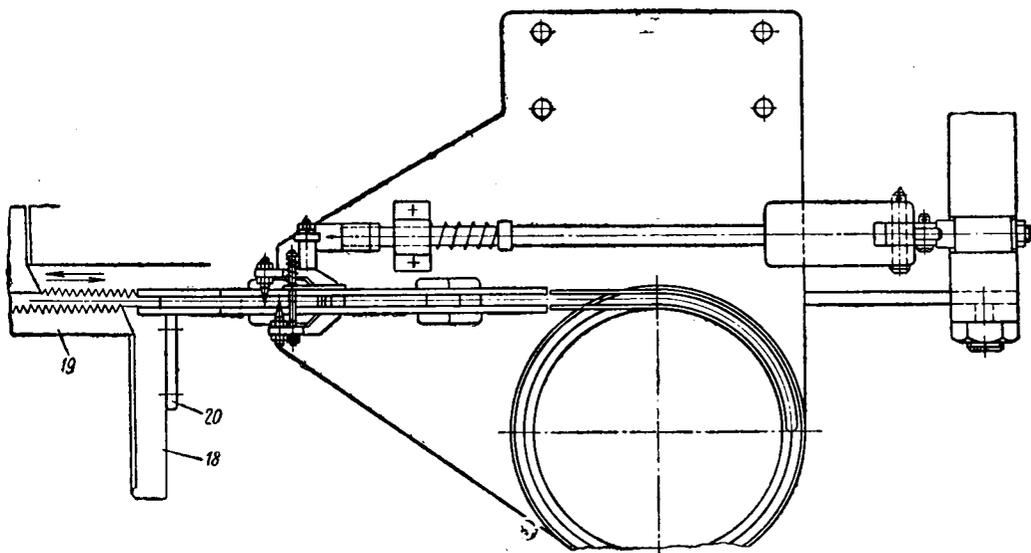
Горьковский автозавод

НА ЗАВОДАХ имеется большое число резьбонакатных станков фирмы «Манвилл» устаревших моделей, не имеющих загрузочных устройств. На Горьковском автозаводе проведена модернизация станков модели 750, позволяющая пол-

раллельными линейками. Линейки опираются на подставки 4 и 5 и привертываются к их щекам винтами. На валу 6 станка укреплен рычаг 7, который через палец 8 приводит в движение толкатель 9, заталкивающий обрабатываемую деталь между



Торец толкателя



ностью автоматизировать операцию накатывания резьбы на болтах.

Рассмотрим конструкцию загрузочного устройства. К корпусу станка прикрепляется болтами плита 1 (см. рисунок). К ней приварена подставка 2, на которой установлен вибрационный бункер 3, подающий подлежащие обработке детали в наклонный загрузочный склиз, образуемый двумя па-

раллельными линейками. Линейки опираются на подставки 4 и 5 и привертываются к их щекам винтами. На валу 6 станка укреплен рычаг 7, который через палец 8 приводит в движение толкатель 9, заталкивающий обрабатываемую деталь между плашками и одновременно своей верхней частью рычаг приводит в действие отсекатель, обеспечивающий поштучную подачу деталей в плашку станка. При движении против часовой стрелки валик 10 через ролик 11 нажимает на планку 12, а последняя, поворачиваясь вокруг оси 13 кронштейна 14, нижним концом через ролик 15 смещает вал 16 влево, преодолевая усилие пружины 17. На конце вала 16 сидит колодка, которая благодаря имеющемуся скосу через ролик, в свою очередь, отклоняет отсекатель (обратное движение осуществляется при помощи пружины). Такими колебаниями отсекателя обеспечивается строгое поштучное отсекание заготовок и подача их в плашку станка. К прижину 18 неподвижной плашки 19 крепится кронштейн 20, а к нему под углом 70° крепится второй направляющий склиз. Над обоими склизами проходит направляющий лист (полоска) 21. Он предохраняет заготовки от выпадения из склиза и очень хорошо направляет их по головкам сверху. Направляющий лист внизу (у плашки) имеет планку 22, сидящую на оси 23. К планке 22 винтом прикреплена пластинчатая пружина 24, которая, упираясь концом в направляющий лист 21, подпружинивает планку 22.

Отсеченная отсекателем заготовка, соскальзывая по склизу, попадает на конец толкателя 9, когда он еще не дошел до крайнего правого положения (величина  $x$ ) и принимает положение  $a$  (заготовка лежит на конце толкателя сверху).

Как только конец толкателя отойдет вправо, заготовка соскакивает с него и, зависая головкой на плашках, своим цилиндрическим концом попадает между плашками (положение б). Затем процесс повторяется вновь.

Длительная эксплуатация модернизированного станка показала надежную работу загрузочных устройств.

## БОЛЬШЕ ПРОДУКЦИИ ОТЛИЧНОГО КАЧЕСТВА ПРИ НАИМЕНЬШИХ ЗАТРАТАХ

**Т**ЕХНИЧЕСКИЙ прогресс в промышленности в значительной мере подкрепляется передовым опытом рабочих-практиков, которые изыскивают возможности для улучшения экономических показателей производства. Самостоятельное творчество рабочих и инженерно-технических работников ярко проявляется в широком движении за коммунистический труд.

На Горьковском автозаводе рабочие и инженерно-технические работники, участвующие в этом движении, вместе с обязательствами составляют личные планы повышения производительности труда под девизом: «Больше продукции при наименьших затратах». Начало этого было положено в дни работы XXII съезда партии бригадами коммунистического труда кузнечного корпуса А. Перевозчикова, А. Огнева, И. Гаврилина, Д. Карцева, В. Виноградова, М. Воробьева.

Объективными условиями для этой инициативы явились крупные изменения, которые произошли в связи с осуществлением на заводе технической реконструкции, в том числе в кузнечном корпусе. Здесь внедрено высокопроизводительное оборудование — механические ковочные прессы с установками нагрева т.в.ч. Пушены в эксплуатацию дублерные линии, позволившие мобильно вести переналадку оборудования и улучшить организацию производства.

Внедрена и пушена в эксплуатацию автоматическая линия штамповки клапанов, в результате чего производительность труда рабочих на штамповке поковок этой наиболее массовой детали автомобиля возросла в 2,5 раза. На участках термической обработки введены в строй закально-отпускные и нормализованные печи. Кроме того, в течение года было модернизировано свыше 30 единиц кузнечно-штамповочного оборудования. Все кузнечные и термические печи переведены с мазута на газ, травление поковок заменено дробеметной очисткой. В цеховых пролетах стало больше света, чище стал воздух.

Большое внимание было уделено механизации тяжелых и трудоемких операций. Изготовлены и внедрены четырнадцать конвейеров-транспортёров, одиннадцать монорельсов, четыре пневмоподъемника, семь рольгангов, три скиповых загрузчика. Все это создало предпосылки для дальнейшего планомерного роста производительности труда.

Повышение технической оснащенности кузнечного производства потребовало от всех рабочих и инженерно-технических работников серьезной технической учебы.

На заводе проводится в жизнь принцип: «Каждому рабочему — диплом по профессии». Для получения диплома каждый рабочий должен прослушать курс по 40- или 80-часовой программе, выполнить практические работы и сдать экзамены аттестационно-квалификационной комиссии. Учебный курс и практические занятия ведут наиболее квали-

фицированные рабочие и инженерно-технические работники. Всю учебную работу они ведут на общественных началах.

В 1962 г. завершено обучение на диплом почти всех рабочих основного производства. Рабочие стали разбираться в вопросах экономики и планирования производства, основах хозрасчета.

Кузнечный корпус одним из первых завершил техническую учебу. Более тысячи кузнецов, штамповщиков, нагревальщиков получили дипломы по специальности. Это совпало с теми днями, когда коллектив стал на трудовую вахту в честь XXII съезда КПСС.

Серьезная техническая учеба, подкрепленная производственным опытом, могучий прилив энергии, вызванный открытием исторического съезда партии, развязало творческую инициативу рабочих. Возникло новое, невиданное ранее массовое явление — рабочие сами себе повышают нормы выработки. И приходят они к этому на основании выполнения личных планов.

В своем личном плане рабочий берет обязательства, ориентируясь на ту производительность, которую мог бы обеспечить при условии устранения всех недочетов, имеющихся на его рабочем месте, и осуществления предлагаемых им технических и организационных мероприятий. Он берется повысить производительность труда не на 3—5% при существующих условиях, а на 10—20% и более при условии выполнения администрацией его требований, сформулированных в личном плане.

В 1962 г. было подано более 300 личных и бригадных планов рабочих и свыше 120 планов инженерно-технических работников. В их составлении приняло участие около 1500 чел. Личные планы предусматривали внедрение около тысячи средних и мелких организационных и технических мероприятий, направленных на повышение производительности труда, улучшение условий работы, сокращение брака, уменьшение расхода металла, электроэнергии и т. д.

Для обобщения поступивших предложений было создано пять комплексных бригад из числа специалистов корпуса. Сводный план мероприятий, составленный на основе личных или бригадных планов, был рассмотрен техническим советом и утвержден к исполнению с указанием сроков и ответственных за исполнение по пунктам.

Убедительным доказательством эффективности личных планов оказалось то, что все шесть бригад-инициаторов, добившись удовлетворения требований, записанных в личных планах, выполнили взятые повышенные обязательства и поставили вопрос об увеличении им норм выработки.

Бригада т. Перевозчикова требовала в личном плане поставить столики на рабочих местах, установить бачок для смазки, улучшить качество изготовления и наладки штамповой оснастки. При этом бралось обязательство выполнять

норму на 125%. Требования штамповщиков были осуществлены, и они успешно выполнили свое обязательство. Выработка доведена до 127%. Экономия на инструменте составила 552 руб.

Бригада участка ковочных машин т. Воробьева потребовала в личном плане на 1962 г. перенести электродвигатель конвейера на главный конвейере в нижнюю часть, изменить расположение горелок с целью получения равномерного нагрева, увеличить радиус изгиба монорельса. При этом бригада брала обязательство выполнить повышенную норму на 122%. Все требования бригады были осуществлены. Выработка бригады достигла 126%. Экономия затрат составила 344 руб.

Резко снизили потери от брака бригады тт. Виноградова, Перевозчикова, Карцева. Нет совсем брака в бригаде Гаврилина. Соответственно отражалась экономия в денежном выражении на лицевом счете каждой бригады. Только эти шесть бригад в 1962 г. дали экономии на расходе инструмента и зарплате в сумме 3500 руб.

Благодаря внедрению новой техники, освоению прогрессивных технологических процессов и высокопроизводительного оборудования, а также в результате осуществления личных планов рабочих и инженерно-технических работников, направленных на увеличение выпуска продукции и сокращение материальных затрат, из года в год улучшаются качественные показатели работы кузнечного корпуса (см. таблицу).

Показатели	1960 г.	1961 г.	1962 г.
Производительность труда в %	100	104,5	108,3
Себестоимость в %	100	99,89	99,20
Брак в %	100	85	77

Таким образом, соревнование по личным планам оказалось действенной и общедоступной формой участия рабочих в совершенствовании производства.

В результате массового технического творчества рабочих по личным планам намного возросло число рационализаторов, план по внедрению рационализаторских предложений перевыполнен на 20%, значительно перевыполнено задание по их экономической эффективности. Улучшилась работа по выполнению оргтехплана, что позволило выполнить его досрочно.

Осуществление личных планов рабочих в содружестве с инженерно-техническими работниками корпуса позволило многим бригадам самим выйти с предложениями об увеличении им нормы выработки. В 1962 г. по кузнечному корпусу поступило более 300 заявлений с такими предложениями. Рассмотрев их, руководство корпуса признало возможным изменить в сторону ужесточения более 280 норм. Вместе с реализацией

личных планов по повышению производительности труда это позволило выполнить досрочно задание на снижение трудоемкости (по сравнению с прошлым годом) по автомобилям: ГАЗ-51 — на 1,5% (при задании 1%); ГАЗ-63 — на 2,9% (при задании 2%); ГАЗ-21 — на 8% (при задании 2,7%).

Решения ноябрьского Пленума ЦК КПСС дали огромный толчок творческой инициативе рабочих. Уже поступили сотни личных планов на 1963 год.

Составляя свой личный план на текущий год, бригада т. Карцева наметила, например, годовую норму выполнить за

девять с половиной месяцев, снизить брак еще на 10% по сравнению с прошлым годом, добиться экономии двух кузнечных штампов.

Для успешного выполнения этих наметок бригада предлагает администрации в своем личном плане осуществить на рабочих местах следующие мероприятия: изготовить и установить быстроходный конвейер от молота № 88 к прессу, изменить расположение форсунок в печи у молота № 88 (для стабилизации нагрева), изменить способ крепления обдувной трубы при штамповке поворотного кулака и шатуна, ввести изменения в

чертежи молотового штампа с целью сокращения брака по высоте малой головки шатуна.

Личные планы рассмотрены и утверждены цеховым руководством и стали двухсторонним обязательством рабочих, инженеров и администрации цеха.

В огромном народнохозяйственном плане экономического развития и технического прогресса нашей страны воплотились и личные планы горьковских автозаводцев.

**Е. А. БЛОШТЕЙН**

## ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОННО-ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЗАРУБЕЖНЫХ СТРАН

**ЗА ПОСЛЕДНИЕ** годы в США, Великобритании, Франции все шире применяют электронно-вычислительную технику для учета, анализа, планирования и управления производственными процессами.

Электронно-вычислительные машины (ЭВМ) стали использоваться в машиностроении для учета труда и заработной платы на предприятиях, для учета сырья, материалов, полуфабрикатов на складах и в производстве и на некоторых других трудоемких участках, где сложился определенный постоянный комплекс операций, для анализа, планирования и управления производством. В первую очередь ЭВМ нашли применение в производстве автомобилей.

Внедрение ЭВМ на крупных предприятиях автомобильной промышленности позволяет в первую очередь механизировать такой трудоемкий участок бухгалтерского учета, как учет труда и заработной платы. Так, на одном из заводов компании Бритиш Мотор Корпорейшен (Англия) с 1958 г. эксплуатируется ЭВМ типа ИМИ. Эта машина используется для начисления заработной платы 20 000 чел. На этой машине ввод информации осуществляется с помощью как перфокарт, так и магнитной ленты. Машина начисляет за 1 ч заработную плату 1400 чел. Эта машина осуществляет также учет трудовых затрат на изготовление различных моделей автомобилей и производит расчет издержек производства по всему предприятию в целом. Кроме того, она печатает отчет о денежных расходах и подготавливает расчеты для проведения их на счетах производства и выдает результаты каждого счета в отпечатанном виде.

Применение электронно-вычислительной техники для учета, анализа и планирования сырья, материалов, готовой продукции и операции по заготовке и сбыту дает наиболее быстрый и ощутимый экономический эффект. ЭВМ позволяет осуществлять расчет потребности в сырье и материалах, определять их наличие и составлять планы заготовок, учитывая при этом сложную конъюнктуру капиталистического рынка. Эти задачи решаются машиной после ввода исходных данных. ЭВМ используется и в процессе оперативного учета текущих запасов материальных ценностей на складах предприятий. Применение ЭВМ по-

зволяет значительно улучшить материально-техническое снабжение, уменьшает почти в 2 раза учетно-управленческий аппарат и во много раз снижает затраты, связанные со снабжением. Одновременно с этим ускоряется оборачиваемость оборотных средств. Так, на среднем автозаводе при стандартизации производства автомобилей приходится, однако, допускать различные отклонения от общего стандарта, которые обычно обусловлены требованиями заказчиков или рынком сбыта. Таких отклонений насчитывается для легкового (или грузового) автомобиля до 900. Предприятие, выпускающее в среднем 1000 автомобилей в день, не может теоретически не изготовить ни одного абсолютно идентичного автомобиля. Поэтому необходимо постоянно контролировать запасы различных деталей и своевременное их поступление. Каждое предприятие имеет определенный запас, размеры которого колеблются от запасов на несколько дней до запасов на несколько недель. С экономической точки зрения этот запас должен быть как можно меньше и в то же время размеры его не должны влиять отрицательно на производственную деятельность завода.

Подсчет требуемого количества различных деталей для выполнения месячной производственной программы выпуска автомобилей ЭВМ осуществляет приблизительно за 20 мин, причем складские запасы деталей и узлов сводятся до минимума. При обработке подобных данных вручную требуется целый месяц. План производства рассчитывается следующим образом: на 36 ч, на 1 неделю, на 1 мес. и на 6 мес. При первом виде планирования ЭВМ осуществляет контроль складского запаса материалов ежедневно, а если производство ведется в несколько смен, то после каждой смены. Также необходимо вводить в ЭВМ информацию о выпуске продукции за каждую смену и о поставках частей и узлов. Контроль наличия осуществляется по каждой детали отдельно. Таких деталей может насчитываться до 20 000 наименований. Итак, определяется наличие деталей и узлов. Для этого берутся данные: а) всего запаса, б) требуемого количества для покрытий имеющихся заказов и в) запланированные поступления от поставщиков. Затем к имеющемуся наличию (а) прибавляют сумму по-

ступлений за смену и одновременно вычитают ее из запланированных поступлений (в). Потом на основании данных о расходе деталей на изготовление каждого вида готовой продукции за смену уменьшают складской запас и соответственно учитывают количество готовой продукции, выпущенной за смену. Также учитывается расход деталей каждого вида. После этого ЭВМ может сравнить, в состоянии ли количество деталей, указанное в балансовом итоге, удовлетворить потребности производства в соответствии с рассчитанным ранее планом. Вначале это сопоставляется на протяжении часов, затем недель, месяцев (в зависимости от требования). После этого машина рассчитывает, какой имеется недостаток запаса (на сколько дней), и указывает, нужно ли скорректировать план поступления деталей и узлов, так как темп производства изменился по сравнению с первоначально планируемым.

ЭВМ также определяет минимальный уровень запаса деталей, допустимый для данного производства. С этой целью сопоставляют количество деталей, потребляемых в течение 36 ч, с запланированным количеством на то же время.

Внедрение ЭВМ системы Рамак-305 на предприятии фирмы Фактори Моторс Патс (США) для учета 25 000 различных наименований автомобильных частей, их потребителей, необходимого количества деталей, изменений заказов, сроков поставок и прочего позволило сократить количество рабочих и служащих на предприятии фирмы до 70 чел.

ЭВМ дала возможность проводить математический анализ экономических процессов производства. Осуществляют это путем построения схем-моделей, которые упрощенно отражают количественные и качественные характеристики исследуемого явления или процесса. Экономические модели воспроизводят обычно в виде уравнений или систем уравнений. С их помощью стало возможным решать такие сложные задачи, как максимальное использование производственной площади, станков, оборудования предприятия, цеха, участка, максимальный выпуск изделий, минимальные издержки при производстве продукции данного предприятия, цеха, участка, а также максимальная себестоимость каждого изделия.

По мере накопления опыта эксплуатации ЭВМ находят наибольшее применение для учетно-экономических работ в крупных компаниях, концернах. Так, на одном из заводов компании Бритиш Мотор Корпорейшен (Лонгбридж) совсем недавно пущена в эксплуатацию ЭВМ типа Эмидек-1100. Эта машина после определенных подсчетов выписывает счета-фактуры на отгружаемую продукцию и осуществляет финансово-экономические расчеты и калькуляцию затрат на производство, осуществляет учет прихода и анализирует поступающие заказы, составляя план выпуска. Машина ведет учет продаж и наличия запасов на складах сырья, материалов и готовой продукции.

Автомобильная компания Крайслер (США) применила ЭВМ для обработки данных в области организации производства, материально-технического снабжения и взаимной координации деятельности всех предприятий компании. При планировании в ЭВМ вводится перечень намечаемых в производство автомобилей с количественными характеристиками по каждой разновидности кузова, с указанием вида покраски автомобиля и пр. ЭВМ выдает подсчитанные спецификации на все узлы, детали и материалы для каждого предприятия и цеха в отдельности. Промежуточные ручные операции при различных расчетах полностью исключены. До внедрения ЭВМ для плановых расчетов на предприятиях компании изменения в плане производства автомобилей какой-либо марки требовали четырех недель работы большого коллектива людей по изменению технической документации. В настоящее время ЭВМ выполняет эту работу за четыре дня. ЭВМ оборудована системой автоматической передачи данных, которая связывает ее по телефонным каналам со всеми предприятиями компании.

Компания Крайслер использует ЭВМ также для расчетов, обеспечивающих выбор наиболее выгодной конструкции подвески двигателей для легковых автомобилей. Расчеты осуществляются методом последовательных приближений с экспериментальными оценками результатов промежуточных расчетов. По этим результатам корректируют данные, вводимые в ЭВМ на последующих стадиях расчетов.

Внедрение ЭВМ обеспечивает значительную экономию материалов, более эффективное использование рабочей си-

лы, оборудования и позволяет в значительных размерах повысить интенсификацию технологических режимов.

Компания Форд Лимитид, находящаяся в Англии, приобрела ЭВМ типа Лео-3, которая осуществляет контроль за производством автомобилей. В этой компании работает 21 000 чел. ЭВМ одновременно используется для начисления заработной платы рабочим компании. ЭВМ типа Дэйтатрон широко применяется для инженерных расчетов в компании Детройт Арсенал (США). Здесь машина используется для отыскания оптимального передаточного числа главной передачи грузового автомобиля. Решаются задачи удовлетворения заданным характеристикам по экономичности работы двигателя, способности преодолевать подъемы, тяговому усилию, усилию на крюке и др. А также моделируются различные условия полевых испытаний. В комплекте с машиной работает специальное устройство, вычерчивающее графики.

Одним из главных направлений технического прогресса ближайшего будущего является дальнейшая разработка оптимальных режимов работы производственных агрегатов, участков, цехов и предприятий. Подобная разработка оптимальных режимов будет осуществляться на базе применения ЭВМ. Современный уровень развития ЭВМ позволяет ставить задачу об управлении процессами производства с помощью самих машин. Такие машины в состоянии будут в ближайшее время не только решать вопросы управления производственными процессами, но и переключением автоматических линий, станков, агрегатов машиностроительных заводов на обработку и выпуск новых типов продукции.

Предполагается, что в ближайшее время будут действовать полностью автоматизированные промышленные предприятия. Координация ритма работы станков на таком предприятии будет осуществляться несколькими ЭВМ. Каждая из них будет управлять работой определенной группы станков и связанной с ней линией предварительной сборки, а работой всего сложного комплекса будет управлять главная ЭВМ. Постоянно от каждого станка в ЭВМ будет поступать поток информации в виде сигналов, которые будут сообщать о ходе производства и о необходимом количестве требуемых материалов. В результате обработки этой информации ЭВМ будет посы-

лать соответствующие команды станкам и устанавливать необходимый режим работы, а также будет осуществлять переключение универсальных станков на обработку других изделий. Определенный вид сигналов будет сообщать о состоянии самих станков и необходимости проведения предупредительного или капитального ремонта. В случае изменения программы предприятия ЭВМ будет в состоянии осуществить все расчеты, связанные с изменением программы всего предприятия и отдельных станков. В соответствии с этим будет рассчитываться необходимая потребность в материалах, литье, поковках, которые поставляются предприятию другими заводами. После расчетов ЭВМ с помощью электропечатающих устройств будет выдавать заказы.

Однако существуют причины, которые ограничивают применение электронно-вычислительной техники в настоящее время в автомобильной промышленности. Одной из причин является недооценка ее роли и возможностей применения в этой отрасли. Производственники пока еще медленно осознают те возможности, которые им сулит применение ЭВМ. С другой стороны, их замедленная реакция объясняется нежеланием вкладывать огромную сумму денег на приобретение машины, которая будет окупать себя в течение длительного периода (стоимость ЭВМ колеблется от 20 тыс. ф. ст. до 2 млн. ф. ст.). Также высоки связанные с этим расходы на подготовку специалистов по программированию и управлению.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. "Control Engineering", vol. 7, 9, 1960.
2. "Journal of Machine Accounting Systems and Management", vol. 11, 1960
3. "Western Metalworking", vol. 18, 10, 1960.
4. "Production Engineering", vol. 40, 1, 1961.
5. "Tool and Manufacturing Engineer", vol. 46, 2, 1961.
6. "Metalworking Production", vol. 105, 11, 1961.
7. "Automation", vol. 8, 1, 1961.
8. "Computer Journal", vol. 3, 4, 1961.

**В. В. ЛУКИН**

## НОВЫЙ ВИД ПРОДУКЦИИ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

**АНГЛИЙСКИЕ** фирмы Импириел Кемикал Индастрис и Импириел Эллуминум Кампени за последние годы разработали и предложили новый вид продукции, получивший название «трубки в полосе» и представляющий собой

трубчатые каналы, выполненные за одно целое с листом или полосой из цветного металла, в частности из алюминия (рис. 1). Образцы этой продукции демонстрировались указанными фирмами на Английской выставке 1961 г. в Москве.

Трубки в полосе рекомендуются фирмами для использования в радиаторах автомобильных и других двигателей внутреннего сгорания, в автомобильных отопителях и в установках для кондиционирования воздуха, а также в целом

ряде теплообменных устройств другого назначения. В отечественной литературе подобные поверхности охлаждения известны под названием волнистых пластин или труб с плавниковым оребрением, а примеры их использования для автомо-

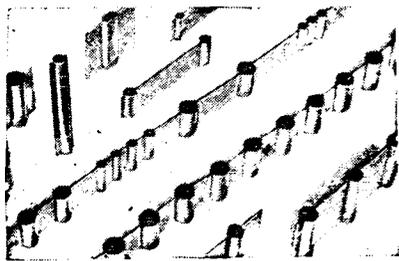


Рис. 1.

жет быть полностью удален из каналов после получения готовой трубки в полосе.

Полученный слиток подвергается прокатке в направлении расположения прутков, в результате чего получается полоса металла, которая может иметь длину более 150 м и содержит в себе несколько тонких (менее 0,025 мм) прослоек инертного материала. По состоянию на 1960 г. минимальная толщина выпускаемого полос в зависимости от вида используемого материала составляла 0,3—0,6 мм.

Раздутие трубок представляет собой простую операцию, осуществляемую посредством нагнетания внутрь полосы сжатого воздуха или жидкости. Один из видов простейшего оборудования, используемого для этой цели, показан на рис. 3. Это оборудование обеспечивает свободу движения по ширине полосы, чтобы компенсировать происходящее при раздутии сокращение ширины.

Фирмы отмечают, что механическая прочность трубок в полосе, изготовленных указанным методом, может быть

бильных радиаторов приведены в статьях [1], [2].

Фирмами отработана технология промышленного производства трубок в поло-

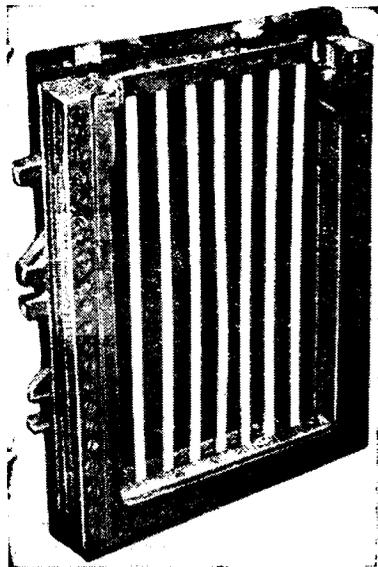


Рис. 2.

се, представляющая собой разновидность известного эвидаль-процесса. Основное отличие состоит в том, что здесь не применяется сварка или какой-либо другой процесс соединения двух листов. Трубки в полосе изготавливаются из одного куска металла-слитка, причем положение и размеры трубчатых каналов определяются при отливке слитка. Перед заливкой металла в металлической форме размещаются прутки из инертного материала (рис. 2), и металл заливается вокруг них. Эти прутки остаются в отливке до окончания процесса изготовления трубок в полосе. Состав материала прутков фирмы не сообщают, однако известно, что этот материал не обладает коррозионным воздействием на основной металл полосы и, если необходимо, то легко мо-

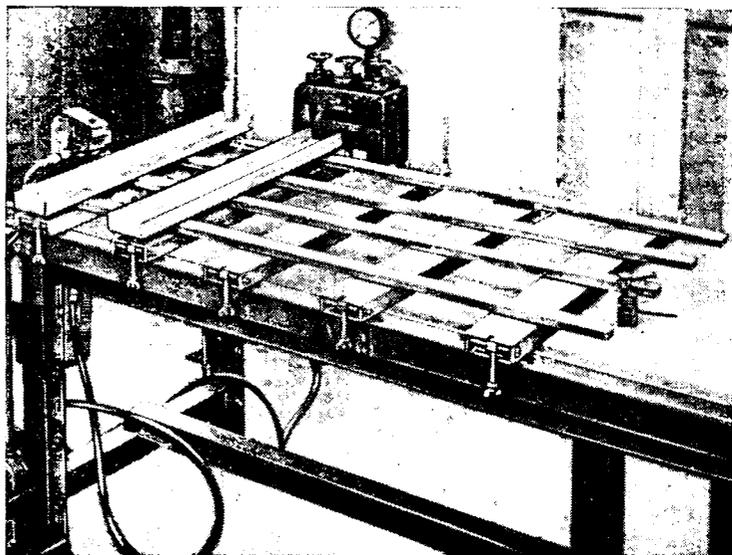


Рис. 3.

Трубчатые каналы могут иметь круглое, овальное или подобное сечение и получаются в полосе путем создания внутреннего давления в каждой прослойке. Трубки могут иметь различные размеры и располагаться в полосе в любом желаемом порядке (рис. 1), при этом толщина стенки трубки в каждом случае остается равной половине толщины ребра или перемычки между трубками.

Во время раздутия трубчатых каналов ширина перемычек между ними остается постоянной, но общая ширина полосы уменьшается. Для трубок, имеющих круглое сечение, уменьшение ширины полосы

$$\Delta S \approx \frac{ND}{2},$$

где  $N$  — количество трубчатых каналов в полосе;

$D$  — диаметр трубчатого канала.

Давление раздутия для алюминиевых трубок в полосе, имеющих круглое сечение, зависит от свойств применяемого материала, размеров канала и толщины стенок и составляет 20—100 кг/см<sup>2</sup>. При использовании давлений, меньших, чем это необходимо для получения каналов, имеющих круглое сечение, каналы будут принимать овальную форму.

приравнена к прочности цельнотянутых трубок таких же размеров. При этом указывается, что каждая трубка естественно подвергается испытанию давлением в момент раздутия.

На первой стадии развития производства операции раздутия трубок в полосе производились на металлургическом заводе, однако в дальнейшем было рекомендовано, чтобы потребитель выполнял эти операции самостоятельно на месте для снижения стоимости упаковки и перевозок, а также уменьшения риска порчи продукции при транспортировании. В этом случае заготовки трубок в полосе поставляются в виде плоской полосы большой длины (до 150 м), свернутой в рулоны.

Стоимость трубок в полосе ниже, чем стоимость эквивалентных конструкций, выполненных из отдельных трубок и листового материала.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бурков В. В., «Автомобильная и тракторная промышленность», 1957, № 11.
2. Труды ЦНИТА, вып. 8, 1961.

Канд. техн. наук В. В. БУРКОВ

## ВСЕСОЮЗНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ПО ОБОБЩЕНИЮ ОПЫТА ПРИМЕНЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МАШИН В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**С** ЦЕЛЬЮ обобщения опыта, накопленного предприятиями автомобильной промышленности по применению математических машин, определению мероприятий по расширению, ускорению применения их и координации работ в НАМИ (г. Москва) 15—17 ноября 1962 г. проходила Всесоюзная научно-техническая конференция на тему: «Применение математических машин при конструировании и испытаниях автомобилей и двигателей».

В работе конференции приняли участие 150 делегатов от автозаводов, научно-исследовательских институтов и вузов.

На конференции было заслушано 18 докладов и сообщений, посвященных накопленному опыту работы с вычислительными машинами по решению некоторых важных проблем автомобильной науки и техники.

Конференция открылась докладом проф. Р. В. Ротенберга «Итоги и перспективы применения электронных вычислительных машин при конструировании и исследовании автомобиля». Докладчик обобщил большой опыт применения математических машин.

О работах, выполненных в НАМИ с помощью электронной цифровой машины по оценке конструкции деталей двигателей, с докладами выступи-

ли Л. В. Корчемный и Л. Н. Белолипецкая. Ими была показана чрезвычайная эффективность «машинного» решения задач в области расчета деталей на прочность.

О работах по механике автомобиля, выполненных с помощью моделирующих машин МПТ-9 и МН-7, было доложено группой работников МАДИ и НАМИ, которую возглавляет проф. А. А. Хачатуров.

Кроме того, Московский автодорожный институт и Главное управление шоссейных дорог представили также доклады «О применении статистических методов к синтезу и анализу самонастраивающейся подвески автомобиля» (Кольцов В. Н.), «Метод записи микропрофиля автомобильной дороги с применением электронного моделирующего устройства» (Афанасьев В. Л.).

Представителями института Комплексных транспортных проблем были сделаны интересные доклады: А. И. Ахмедовы «Анализ тяговых качеств автомобиля с помощью электронных вычислительных машин», П. А. Чуйко «Об исследовании поперечной устойчивости автопоезда с полуприцепом».

От НИИТАвтопрома с докладом о применении ЭВМ в области производственного планирования и оперативного учета основного производства выступи-

ла Л. Н. Монеткина, которая сообщила о разработанной и внедряемой на Московском автозаводе имени Лихачева системе механизации планирования и оперативного цехового учета с помощью ЭВМ; о полученных результатах ее внедрения.

Конференция заслушала сообщения проф. Б. М. Когана (Московский автомеханический институт) об «Определении оптимального конструктивного варианта агрегата или машины», а также канд. техн. наук Ю. Г. Стефановича «О разработанном в НАМИ комплексе аппаратуры для статистического анализа нагруженности деталей автомобиля».

Конференция приняла развернутое решение о необходимости дальнейшего развития и расширения работ по использованию математических машин, организации постоянно действующего семинара и другим организационным вопросам.

Заслушанные на конференции доклады будут изданы.

Осуществление принятых на конференции решений будет способствовать улучшению научно-исследовательской и инженерной работы, ускорению технического прогресса в автостроении.

**А. В. ВОРОБЬЕВ**  
НАМИ

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Воронцова Н. И., Гельфгат Д. Б., Лунев И. С. и др. **Тензометрирование деталей автомобиля**, Машгиз, 1962.

**Р**ЕЦЕНЗИРУЕМАЯ книга составлена на основе работ по исследованиям и испытаниям механизмов автомобилей и их несущих систем с помощью тензометрирования.

Книга состоит из предисловия и десяти глав. В главах 1—4 книги в очень краткой форме изложены основные сведения о тензодатчиках, принципах их работы, способах изготовления, принципиальных особенностях применяемой измерительной аппаратуры и т. п.

Глава 5 посвящена лабораторным испытаниям рам и кузовов на изгиб и кручение. Разработанная в НАМИ методика тензометрических испытаний рам и кузовов в настоящее время широко применяется на автозаводах. Подробное ее изложение в книге с необходимыми практическими примерами будет способствовать дальнейшему развитию тензометрирования несущих систем на автозаводах. К сожалению, в этот раздел не попали сведения о разработанной в институте автоматической измерительной аппаратуры на 1000 точек и механизированных нагрузочных устройствах для испытаний кузовов автобусов на изгиб и кручение.

В данной главе также очень мало сказано о методике лабораторных испытаний кузовов легковых автомобилей. Кроме того, требует дальнейшего развития методика анализа результатов тензометрических испытаний кузовов автобусов.

Глава 6 посвящена дорожным тензометрическим испытаниям рам и кузовов. Дорожные тензометрические испытания позволяют получить оценку прочности несущей системы в условиях, наиболее близких к эксплуатационным. Естественно, что этот метод испытаний конструкции представляет особый интерес для автозаводов. В книге приведены все необходимые сведения по методике дорожных тензометрических испытаний, применяемой аппаратуре, режима испытания и т. п.

Главы 7 и 8 посвящены особенностям изучения действительных нагрузок в трансмиссии автомобиля и некоторым результатам, полученным при изучении нагрузочных режимов трансмиссии отечественных автомобилей.

Авторами приведен интересный материал по особенностям конструкции и оценке применявшихся ими различных типов токосъемников. Хотя материал изложен весьма сжато, все же исследователи, начинающие в этой области, почерпнут из этих глав немало полезного. Однако авторы ничего не написали о бесконтактных токосъемниках.

В главе 7 описывается измерительная аппаратура, применяемая при определении нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля (имеются в виду усилители и осциллографы). Вместе с тем, аппаратура, применяемая при работе с проводочными датчиками сопротивления, описана в главах 3, 5 и 6.

Для читателя было бы удобнее, если бы вся аппаратура, применяемая при работе с проводочными датчиками сопротивления, была описана в одном месте с указанием в конце, при каком виде испытаний авторы рекомендуют применять эту аппаратуру.

В главе 8 наибольший интерес представляет раздел, посвященный измерению динамических нагрузок в деталях трансмиссии автомобилей отечественного производства. В этом разделе авторы коснулись большинства моделей отечественных автомобилей.

Следует отметить как недостаток некоторую «мозаичность» описания нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля отдельных моделей: в описании не чувствуется единой линии, слабо отражены те конструкторские направления, работая по которым, конструкторы могли бы воздействовать на трансмиссию автомобиля в сторону уменьшения ее динамического нагружения.

В главе 9 описываются методы тензометрирования, принятые при испытаниях органов управления автомобилем. Мате-

риал иллюстрирован примерами испытаний рулевых механизмов с гидроусилителем, определения нагрузочных режимов привода рулевого управления. Тензометрирование дало определенную пользу при доводке конструкции рулевого привода экспериментального грузового автомобиля ЗИЛ-130; в книге кратко описана схема установки датчиков и результаты этих испытаний.

Интерес представляют описанные испытания тормозных систем автомобилей (в лабораторных и дорожных условиях).

В главе 10 приведены сведения по тензометрическим испытаниям при определении тяговых качеств и проходимости автомобилей. Тензометрирование получило широкое распространение в этих видах испытаний, как средство, позволяющее регистрировать с достаточной точностью значительное число процессов в трансмиссиях и движителях многоприводных ав-

томобилей. Интересна техника регистрации величин крутящих моментов и изменений скоростных режимов в виде непрерывных линий, что позволяет механизировать обработку результатов измерений.

Книга принесет несомненную пользу работникам автозаводов, так как тензометрирование все шире внедряется в практику заводской работы.

Особенно это важно сейчас, когда создается много новых автомобилей и при их конструктивной разработке опыта, полученного по ранее выпущенным моделям, недостаточно, чтобы правильно оценить все многообразие факторов, влияющих на прочность и работу этих автомобилей

**А. М. КРИГЕР**

Московский автозавод имени Лихачева

## НОВЫЕ КНИГИ

Билик Ш. М. Микрогеометрия деталей машин. М., Машгиз, 1962. 275 с., т. 6000, ц. 1 руб. в пер.

Микрогеометрия деталей машин в различных стадиях изготовления, сборки и эксплуатации. Качественные и количественные отклонения от заданной чертежом формы, возникающие в процессе производства деталей. Анализ влияния микрогеометрии деталей на работу и долговечность узлов и агрегатов.

Для инженерно-технических работников предприятий, конструкторских и научно-исследовательских организаций.

Болховитинов Н. Ф. Свойства и применение листовой стали для холодной штамповки. М., Машгиз, 1962. 84 с., т. 7000, ц. 26 коп.

Методы испытаний листовой стали. Влияние способов производства листовой стали на ее структуру и поведение при холодной штамповке. Современная теория и практика деформированного строения листовой стали и образование полос скольжения на изделиях. Отечественные и зарубежные технические условия на тонколистовую сталь для холодной штамповки.

Для инженерно-технических работников прессовых цехов машиностроительных заводов.

Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. Учебное пособие для автомобильно-дорожных вузов и факультетов. М., Автотрансиздат, 1962. 399 с., т. 10 000, ц. 1 р. 05 к. в пер.

Метод оценки эксплуатационных качеств автомобилей по значению их параметров. Теоретическое и экспериментальное установление зависимости оценочных параметров от конструкций автомобилей. Численные значения оценочных параметров, характеризующих эксплуатационные качества современных отечественных автомобилей.

Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобилей. Учебник для вузов. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Машгиз, 1962. 463 с., т. 20 000, ц. 1 р. 20 к. в пер.

Методика установления нагрузок в механизмах и узлах автомобиля. Передачи, мосты, подвеска, колеса и шины, тормозное и рулевое управление, несущая система. Компонировка автомобиля. Конструирование перспективных типов автомобилей.

Ефремов С. И. Штампы из пластмасс. М., Профтехиздат, 1962. 62 с. (Новая техника и передовые методы труда), т. 10 000, ц. 12 коп.

Вопросы конструирования штампов и их изготовления из пластических масс с краткими сведениями о приготовлении и разливе смеси, сборке, штамповки и термообработке применительно к автомобильному производству.

Для работников машиностроительных заводов.

Исвченков Е. И. Штамповка резиной и жидкостью. М., Машгиз, 1962. 327 с., т. 6200, ц. 1 р. 18 к. в пер.

Сущность, теоретические основы, технологические возможности и области рационального применения формообразования деталей из листа резиной и жидкостью. Применяемое оборудование и инструмент.

Для инженерно-технических работников.

Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. М., Машгиз, 1962. 316 с., т. 3000, ц. 92 коп. в пер.

Классификация и описание методов испытания автомобилей и оборудования, применяемого в автомобильной промышленности при испытаниях новых моделей и автомобилей текущего

производства. Техническая документация при дорожных испытаниях автомобилей.

Для инженерно-технических работников автомобилестроения.

Наслэн П. Основы цифровой вычислительной техники. Пер. с франц. О. И. Авена. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962. 175 с. (Библиотека по автоматике. Вып. 60), т. 35 000, ц. 78 коп.

Принципы построения цифровых вычислительных машин. Вопросы кодирования. Описание новейших элементов и устройств автоматики и вычислительной техники (криогенные элементы, параметроны, трансфлюксеры, прогрессивные системы памяти и др.).

Для широкого круга инженерно-технических работников. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. Изд. 3-е, переработ. и доп. М., Машгиз, 1962. 652 с., т. 15 000, ц. 2 р. 20 к. в пер.

Основные технологические процессы сборки типовых соединений и узлов машин и механизмов. Слесарно-пригоночные операции. Разработка технологических процессов сборки машин. Организационные формы сборки.

Для технологов машиностроения.

Перри Г. Склеивание армированных пластиков. Пер. с англ. В. В. Гребенщикова. Под ред. Л. Я. Попилова. Л., Судпромгиз, 1962. 256 с., т. 4400, ц. 1 р. 24 к. в пер.

Механические свойства склеиваемых материалов, технология склеивания армированных пластиков, статистические и механические методы контроля изделий. Сведения о наполнителях и связующих.

Для инженерно-технических работников. Скобцов Е. А., Изотов А. Д. и Тузов Л. В. Методы снижения вибраций и шума дизелей. Л., Машгиз, 1962. 192 с., т. 4000, ц. 59 коп. в пер.

Источники вибрации и воздушного шума дизелей. Снижение колебаний дизеля путем его конструктивных и технологических изменений, вибро- и звукоизолирующих, демпфирования и применения материалов с высоким внутренним трением. Эмпирические зависимости для расчета уровней шума проектируемых дизелей.

Для инженерно-технических работников. Шальнев В. Г. Развитие методов обработки металлов давлением. Киев. Машгиз, 1962. 624 с., т. 4500, ц. 2 р. 43 к. в пер.

Основные технологические процессыковки, штамповки, прессования, волочения и прокатки. Прогрессивные методы нагрева металла при горячей обработке давлением. Развитие конструкций кузнечно-штамповочных машин, волочильного и прокатного оборудования. Элементы и системы механизации и автоматизации производственных процессов обработки металлов давлением.

Для инженерно-технических работников. Эпштейн А. С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. М., Машгиз, 1962. 208 с., т. 3500, ц. 74 коп. в пер.

Методика расчета переменных режимов транспортных двигателей с газотурбинным наддувом. Экспериментальное исследование рабочего процесса двигателей для определения зависимости его параметров от условий режима и характеристик газотурбинного наддува.

Для инженерно-технических работников двигателестроения.

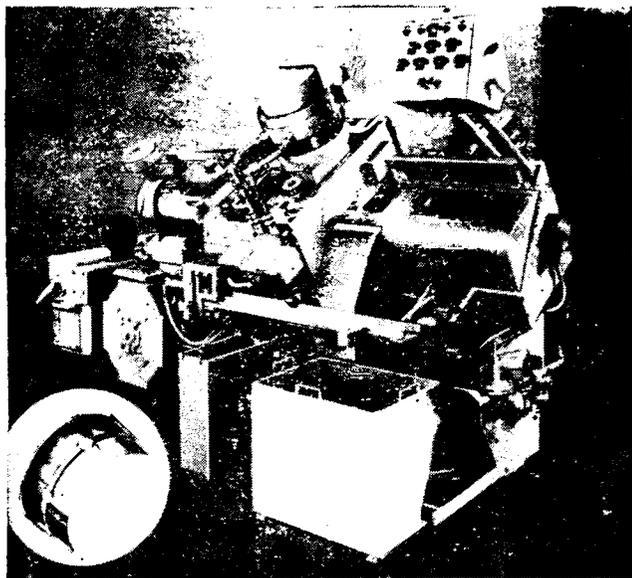
# ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПОДШИПНИКОВ,

ПОСТАВЛЯЕМОЕ КРУПНЕЙШИМ В ЕВРОПЕ ИЗГОТОВИТЕЛЕМ СКОльзящих ПОДШИПНИКОВ

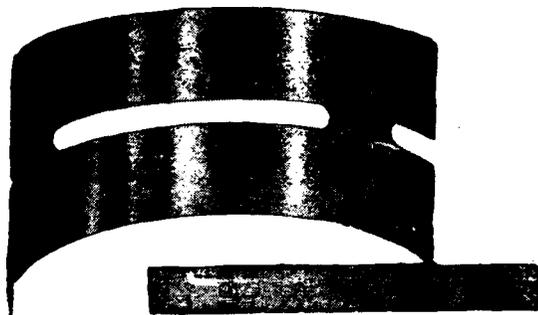
Фирма «Гласир» обладает необходимыми знаниями в области производства скользящих подшипников и является автором разработки многих новых подшипниковых сплавов. Фирма «Гласир» также конструирует и изготавливает оборудование для производства подшипников.

В числе оборудования, поставляемого фирмой, находятся машины для производства баббита, сплава DU, оловянисто-алюминиевого сплава с сетчатой структурой (AS 15), спеченной со свинцовистой бронзой, а также высокопроизводительные машины для изготовления подшипников, изолированных втулок и упорных шайб из этих материалов. Эти машины уже работают по лицензиям фирмы «Гласир» во Франции, Италии, Испании, Японии, Австралии и других странах, в том числе в СССР, Польше и Чехословакии.

Оборудование может изготавливаться в соответствии со специальными требованиями заказчиков.



Оловянистый алюминий с сетчатой структурой (AS 15) является новым материалом с очень высокой усталостной прочностью. Он особенно пригоден для изготовления тонкостенных подшипников для крупных дизелей. В настоящее время оборудование для производства оловянистого алюминия поставляется через В/О Станкоимпорт в СССР.



Подшипники из сплава DU фирмы «Гласир» не требуют смазки. Они выдерживают высокие и низкие рабочие температуры (от  $-200^{\circ}\text{C}$  до  $+280^{\circ}\text{C}$ ). Они могут применяться в тех случаях, когда неудобно производить смазку или когда загрязнение жидкими или густыми маслами недопустимо. Сплав DU устойчив по отношению к абразивной среде и может работать в погруженном состоянии.



Проспекты фирмы «Гласир» на русском языке могут высылаться по требованию. Имеются также справочники конструктора издания фирмы «Гласир», в том числе «Справочник конструктора» № 2 (на русском языке), в который включены материалы по сплавам DU и их обработке.



# GLACIER

## THE GLACIER