

# Автомобильная промышленность



10  
1 9 6 0

# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. П. Шишко — Расчеты норм заделов незавершенного производства . . . . . 1

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- А. А. Чапчаев, К. В. Карпов, К. М. Маскенсков — О впрыске бензина на двигателе ГАЗ-12 . . . . . 4  
И. Б. Скиндер, Ю. А. Лиэпа, А. Д. Дербаремдикер — Телескопические амортизаторы грузовых автомобилей ЗИЛ . . . . . 7  
Ю. Г. Стефанович, В. Н. Москалев, Н. С. Лунев — Определение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 . . . . . 10  
В. С. Семенов — Вращение поршневого кольца в канавке . . . . . 13  
Хуан Ши-линь — Условия работы дифференциалов . . . . . 14  
М. Б. Школьников — Исследование прочности несущего кузова-фургона . . . . . 17  
В. И. Новопольский — Сопротивление автомобильных шин качению при высоких скоростях . . . . . 21  
А. Рипиану — Новый метод определения частот собственных колебаний крутильных систем однородных рядных двигателей . . . . . 25  
Ф. Н. Авдонькин — Износ двигателя М-21 . . . . . 32

## ТЕХНОЛОГИЯ

- Н. Д. Титов — Автоматическая установка для выбивки залитых форм отливок блока цилиндров . . . . . 84  
Д. В. Казменко — Устройство для навешивания передних осей на подвесной конвейер . . . . . 35  
Л. И. Кардашин, В. С. Казанцев — Улучшение качества механической обработки поверхности поршневых пальцев . . . . . 35

## ИНФОРМАЦИЯ

- В. К. Сорокин — Металлокерамические поршневые кольца . . . . . 38  
Н. М. Шамаш, В. И. Максимов — Опыт использования авто- и электропогрузчиков . . . . . 39  
А. Д. Хорин, А. В. Воробьев — Всесоюзное совещание о методах и аппаратуре для испытаний автомобилей и их узлов . . . . . 41  
М. И. Басов — Состояние и перспективы развития производства поршневых колец для автомобильных и тракторных двигателей . . . . . 43  
Научно-исследовательские и экспериментальные работы, выполненные институтами и заводами автомобильной промышленности. Перечень № 3, 1960 г. . . . . 44

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- М. А. Григорьев — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Автомобильные и тракторные центрифуги», Машгиз, 1959 . . . . . 45  
Новые книги . . . . . 46  
На обложке — Автомобиль УАЗ-451Д грузоподъемностью 1 т Ульяновского автозавода.

Редактор К. П. Иванов

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. Н. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Н. 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, В. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. В. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

## АДРЕС РЕДАКЦИИ

Москва, И-51, Неглинная, 23, комн. 203, 2-й этаж. Тел. К 0-19-00, доб. 3-14 и 1-49.

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор В. П. Кухарчик

Сдано в производство 13/VIII 1960 г. Подписано к печати 3/X 1960 г. Т 10665. Уч. изд. л. 9.  
Формат 60×92<sup>1</sup>/<sub>8</sub> Бум. л. 3,25. Печ. л. 6,5. Тираж 12550 экз. Зак. 3263.

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

# Автомобильная промышленность

Ежемесячный  
научно - технический  
журнал

№ 10

ОКТАБРЬ 1960

Орган Государственного комитета Совета  
Министров СССР по автоматизации  
и машиностроению

## Экономика и организация производства

### Расчеты норм заделов незавершенного производства

А. П. ШИШКО

Горьковский автозавод

**ГОРЬКОВСКИЙ** автозавод — предприятие массово-поточного производства, специализированное на выпуске грузовых и легковых автомобилей по ежедневному темпу. Наряду с этим, изготовление деталей в цехах основного производства организовано по-разному. В заготовительных (литейных, кузнечных) цехах изготовление деталей ведется серийно, в прессово-кузовных на серийно-поточных линиях — периодически по графикам ритмичности. В механических и сборочных цехах обработка деталей, сборка узлов и автомобилей производится на поточных линиях и конвейерах по ежедневному и часовому графику.

Поточным методом на заводе изготавливается примерно  $\frac{1}{3}$  всех деталей, а  $\frac{2}{3}$  — серийным. Таким образом, ритмичный выпуск автомобилей может обеспечиваться только нормальным заделом на всех стадиях технологического потока.

Задел — это нормальный уровень незавершенного производства в натуральном выражении, который обеспечивает непрерывность серийного производства и увязку его с поточным, установленные режимы работы всех участков производства и плановые темпы выпуска деталей, узлов и автомобилей.

Практика работы на массово-поточных заводах показывает, что только переходящие (постоянные, а не средние) нормы заделов по каждой детали на первое число каждого месяца являются исходной базой оперативно-производственного планирования, расчета норм металла в незавершенном производстве и ритмичной работы участков, цехов и завода в целом.

Для расчета переходящих заделов, оперативного планирования и оценки незавершенного производства на автозаводе (по месту нахождения или сосредоточения заделов) принято различать: задел заготовок — это детали (заготовки, отливки, поковки), находящиеся перед первой операцией и обеспечивающие бесперебойный запуск их на первую операцию; задел межоперационный — это детали, находящиеся в обработке с первой до последней операции, обеспечивающие бесперебойную, ритмичную работу станков, рабочих и в целом линии по заданному темпу; задел готовых деталей — это детали, которые прошли обработку по всем операциям и приняты ОТК. Назначение их — гарантировать непрерывную, ритмичную сборку узлов, агрегатов и автомобилей по установленному темпу.

Задел каждого цеха складывается из норм заделов обрабатываемых деталей, находящихся в цеховом списке, и норм заделов необрабатываемых деталей, поступающих на сборку или сварку и числящихся в спецификации набора узлов.

В основу методики расчета норм переходящих заделов по каждому типу производства цеха на Горьковском автозаводе положены следующие принципы.

Нормы заделов серийных и серийно-поточных деталей рассчитываются на основе графиков ритмичности.

Норма межоперационного задела поточных деталей (объединяет технологический, транспортный и оборотный задел) определяется умножением часового темпа выпуска на число всех операций линии или потока плюс страховой задел в линии (от суточной до трехсуточной потребности производства), который распределяется по усмотрению мастера.

Норма заделов обрабатываемых на автоматических линиях и находящихся в процессе сборки агрегатов автомобилей, собираемых и транспортируемых на конвейерах, устанавливается на основе технологического процесса, по емкости транспортных устройств, бункеров и конвейеров.

Норма задела заготовок — деталей, заготовок, отливок, поковок — перед первой операцией определяется: для серийных деталей по графику ритмичности в размере партии выпуска, за исключением литейных цехов, по тем деталям, которые идут в первые три дня для опережения подачи, по стальным деталям задел заготовок не предусматривается; для поточных деталей от суточной до трехсуточной потребности производства в зависимости от наличия площадей для их хранения.

Норма задела готовых деталей после принятия их ОТК определяется: по серийным деталям графиком ритмичности, в котором предусмотрен по всем деталям страховой и оборотный заделы, на время обработки на этом оборудовании других деталей (определяется он умножением среднесуточного выпуска на число дней от начала месяца до дня запуска первой партии деталей); по поточным деталям после последней операции — от полсмены до суточной потребности и по обрабатываемым деталям на автоматических линиях до пятисуточной потребности производства в зависимости от конкретных условий работы; по всем деталям перед сборкой на малых и главных конвейерах от 2—3 час. до трехсуточной

потребности производства плюс количество деталей, находящихся в процессе сборки.

Нормы задела по необрабатываемым в цехах деталям (детали, нормали и детали смежных производств) предусматриваются от суток до трехсуточной потребности плюс количество деталей, находящихся в процессе сборки.

Все перечисленные заделы рассчитывают цехи по разработанной методике под руководством управления производством завода (УПЗ), хранятся в зависимости от наличия площадей в цехах-изготовителях или в цехах-потребителях, или в тех и других вместе.

Для проведения расчетов по серийным участкам составляются цехами или уточняются техническими секторами ведомости закрепления деталей за оборудованием: молотами, прессами, станками и линиями.

По поточным линиям механических и других цехов технические секторы определяют количество операций по каждой обрабатываемой детали на линии; количество рабочих мест на малых и главных конвейерах; номенклатуру и количество деталей, которые ставятся на рабочем месте.

ТНБ цехов составляют средние-прогрессивные нормы выработки и количество занятых рабочих по каждой операции.

Планово-производственный отдел на основании заводской программы по машинам, запчастям и кооперации составляет годовую подетальную программу в разрезе цехов по обрабатываемым и получаемым деталям. На основе ее машиносчетная станция рассчитывает среднемесячный план ( $1/12$  от годовой) и средние-суточный темп выпуска по каждой детали ( $1/25$  от месячного плана).

Пропускная способность оборудования рассчитывается планировщиками цехов по серийным участкам по установленной методике на заводе. Определяется количество станко-смен, необходимых для выполнения плана, и устанавливается режим работы станков или линий в сменах.

Планировщики получают от экономистов цехов среднеедневное планируемое количество рабочих по серийным участкам и серийно-поточным линиям для сравнения запланированного количества рабочих по графику ритмичности на каждый день. В случае расхождения сравниваемых данных график выравнивается путем снятия деталей.

Предварительный размер партий и периодичность запуска деталей в производство устанавливаются исходя из следующих принципов:

а) размер партий запуска деталей в производство определяется по самой трудоемкой операции детали;

б) если оборудование по расчету загрузки должно работать в одну смену, то партия запуска должна быть не менее сменной выработки; если в две смены, то не менее двухсменной выработки, причем количество запусков в обоих случаях определяется делением месячной программы на партию;

г) периодичность запуска партий в обработку определяется путем деления первой партии деталей на суточный темп выпуска.

Таким образом, на автозаводе была установлена следующая периодичность запуска деталей: по автомобилям ГАЗ-51 2—4—6 раз в месяц; ГАЗ-63 1—2 раза, ГАЗ-21 1—2 раза, ГАЗ-12 1 раз в квартал и т. д. Эта периодичность дает возможность рассчитать минимальные нормы задела.

Графики ритмичности применяются: по ведущим операциям, на каждый агрегат, например, в литейном производстве — по формовке, кузнечном — по штамповке, автоматном — по автоматной обработке, т. е. когда невозможна поточная обработка деталей по всем операциям; по деталям серийно-поточных линий, когда возможна поточная, одновременная обработка деталей, — по всем операциям.

Прежде чем приступить к составлению графика ритмичности, необходимо подсчитать загрузку оборудования, количество деталей, которые будут обрабатываться ежемесячно и ежеквартально. Например, всего за оборудованием закреплено 120 наименований деталей, из них по установленным партиям запуска обрабатывается ежемесячно 90 наименований, а 30 — ежеквартально.

Для равномерной загрузки оборудования и рабочих в график размещается 90 плюс  $1/3$  деталей, обрабатываемых ежеквартально, а остальные выносятся за черту графика и размещаются во втором и третьем месяце по 10 наименований.

График составляется на рабочие дни месяца, количество которых принято 25. Остальные дни месяца являются резервом, наладка оборудования предусматривается в нерабочее время.

Главная особенность графиков ритмичности состоит в том, что при составлении их закладывается нулевой задел по всем деталям; фактически задел не учитывается, построение графика начинается с деталей, повторяющихся в течение месяца наибольшее число раз.

Кроме этого, графики ритмичности работы являются нормативными документами в цехе и основой организации серийного производства. Они показывают пропускную способность станков, агрегатов, линий, периодичность запуска деталей и партий в производство, количество наладок, какой должен быть задел по каждой детали, обеспечивающий ритмичную работу производства.

Когда вся подготовленная работа закончена, приступают к составлению графика ритмичности, пользуясь программой, предварительными партиями запуска, производительностью оборудования; производят набор деталей к изготовлению на каждый день, и это продолжают до тех пор, пока не разместят месячную программу установленными партиями в 25 дней. График ритмичной работы по ведущей операции имеет следующую форму.

| № детали | Выпуск в шт.   |                | Сменная выработка в шт. | Загрузка в сменах | Рабочие дни |      |      |      |      |      |      |    |      |    |      |    | Производственный цикл в сменах |                |       |         |           |       | Норма задела в шт. |             |                   |           |
|----------|----------------|----------------|-------------------------|-------------------|-------------|------|------|------|------|------|------|----|------|----|------|----|--------------------------------|----------------|-------|---------|-----------|-------|--------------------|-------------|-------------------|-----------|
|          | Среднемесячный | Среднесуточный |                         |                   | 1           | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 20   | 21 | 22   | 23 | 24   | 25 | Формовка                       | Первая очистка | Отжиг | Очистка | Обработка | Итого | Заготовок          | В обработке | В готовых деталях |           |
|          |                |                |                         |                   |             |      |      |      |      |      |      |    |      |    |      |    |                                |                |       |         |           |       |                    |             | страховая         | оборотная |
|          |                |                |                         |                   |             |      |      |      |      |      |      |    |      |    |      |    |                                |                |       |         |           |       |                    |             |                   |           |
| 3402444  |                |                |                         | 5000              |             | 5000 | 5400 | 5000 |      | 5400 | 5000 |    | 5000 |    | 5000 | 1  | 1                              | 9              | 2     | 1       | 14        | —     | 15000              | 7000        | 1520              |           |
| 3402023  |                |                |                         |                   |             |      |      |      |      |      |      |    |      |    |      | 1  | 1                              | 9              | 2     | 1       | 14        | —     | 5400               | 1860        | 800               |           |
| 121202   |                |                |                         |                   |             |      |      |      | 1400 |      |      |    |      |    |      | 1  | 1                              | 9              | 2     | 1       | 14        | —     | —                  | 120         | 880               |           |

в) если месячная программа по той или иной детали меньше выработки одной смены, то партия и периодичность будут квартальными (партии выше квартальных не принимаются). Кроме этого, размер партии проверяется в ходе составления графиков ритмичности. Так, если среднемесячная программа по каждой детали размещается в графике ритмичности установленными партиями в 25 дней, условно принятыми за месяц, и количество рабочих на каждый день для его выполнения соответствует среднеедневной потребности в рабочей силе по плану, то такой график и партии принимаются на производство; в противном случае, производится корректировка;

После окончания составления графика и его проверки приступают к расчету норм задела, пользуясь ранее изложенной методикой, например по ведущей операции детали 3402023; задел заготовок по литейным цехам не предусматривается; задел в обработке или межоперационный равен 5400 шт.; запущенная в работу партия не выйдет с производства, так как не укладывается в цикл производства; страховой задел равен 1860 шт., т. е. трехсуточной потребности; оборотный задел равен  $(7 + 3) \cdot 620 - 5400 = 800$  шт.; производственный цикл — 7 дней — определен путем выделения на каждую последующую операцию 1—9 смен, в зависимости от трудоемкости их, для обработки партии деталей, равной сменной производ-

тельности ведущей операции; 3 дня — от начала месяца до запуска партии, уменьшено на количество, которое находится в обработке, т. е. на 5400; суммарный задел равен  $(5400 + 1860 + 800) = 8060$ , задел в днях — 13 дней  $(8060 : 620)$ .

Рассчитанный задел систематизируется в цехе по возрастающим номерам деталей по следующей форме.

## Ведомость

норм заделов и партий запуска по обрабатываемым деталям  
на 19 г. по \_\_\_\_\_ цеху

| № детали | Цех-потребитель | Суточный темп в шт. | Норма задела в шт. |             |           |           | Партия запуска | Всего            |     | Стандартные сроки подачи |
|----------|-----------------|---------------------|--------------------|-------------|-----------|-----------|----------------|------------------|-----|--------------------------|
|          |                 |                     | Заготовок          | в обработке | Готовые   |           |                | Количество в шт. | Дни |                          |
|          |                 |                     |                    |             | Страховая | Оборотная |                |                  |     |                          |
| 3402023  | 341             | 620                 | 1                  | 5400        | 1860      | 800       | 5400           | 8060             | 13  | 3 раза в месяц           |

График ритмичной работы по серийно-поточным деталям составляется по следующей форме:

| № детали     | Месячная программа в шт. | Суточный темп и производительность оборудования в смену | Рабочие дни |      |      |           | Норма задела в шт. |           |           |       |                   |
|--------------|--------------------------|---------------------------------------------------------|-------------|------|------|-----------|--------------------|-----------|-----------|-------|-------------------|
|              |                          |                                                         | 1           | 2    | 3    | 4 и т. д. | Заготовки          | Страховая | Оборотная | Всего | Партия запущенная |
| Первый месяц |                          |                                                         |             |      |      |           |                    |           |           |       |                   |
| 81-6101014   | 12 500                   | $\frac{500}{1360}$                                      | 3000        | 1500 |      |           | 4500               | 1500      | —         | 6000  | 4500              |
| 81-6101015   | 12 500                   | $\frac{500}{1360}$                                      |             | 1500 | 3000 |           | 4500               | 1500      | 500       | 6500  | 4500              |
| 30-5401124   | 2 500                    | $\frac{100}{1360}$                                      |             |      |      | 1400      | —                  | 300       | 300       | 600   | 1400              |
| Второй месяц |                          |                                                         |             |      |      |           |                    |           |           |       |                   |
| 32-5301016   | 500                      | $\frac{20}{500}$                                        |             |      |      | 1500      | —                  | 60        | 560       | 620   | 1500              |
| Третий месяц |                          |                                                         |             |      |      |           |                    |           |           |       |                   |
| 32-5301124   | 250                      | $\frac{10}{600}$                                        |             |      |      | 800       | —                  | 30        | 530       | 560   | 800               |

Примечание. Числитель—суточный темп расхода; знаменатель—производительность оборудования в смену.

Метод составления его такой же, как и графика ритмичности по ведущей операции. После составления графика и проверки его приступают к расчету норм заделов, пользуясь ранее изложенной методикой.

Расчет норм задела по приведенному выше графику ритмичности для серийно-поточных деталей 5301014 следующий: задел заготовок предусмотрен в размере партии запуска — 4500 шт., идущей в работу первые три дня, по остальным деталям заготовки не предусматриваются; страховой задел равен трехсуточной потребности производства — 1500 шт.; оборотный задел равен среднесуточному темпу выпуска на число дней от начала месяца до запуска первой партии — 0, так как она идет в работу в первый день по графику.

По деталям, изготавливаемым во втором месяце квартала, к оборотному заделу прибавляется месячная программа, в третьем — двухмесячная программа. Суммарный задел — 6000 шт.  $(4500 + 1500)$ ; задел в днях — 12  $(6000 : 500)$ . Рассчитанный задел систематизируется в цехе по возрастающим номерам деталей по нижеследующей форме.

## Ведомость

норм заделов, партий запуска по обрабатываемым деталям  
на 19 г. по \_\_\_\_\_ цеху

| № детали | Цех-потребитель | Дневной темп в шт. | Норма задела в шт. |                 |           | Всего            |     | Партия запуска | Стандартные сроки подачи | Примечание |
|----------|-----------------|--------------------|--------------------|-----------------|-----------|------------------|-----|----------------|--------------------------|------------|
|          |                 |                    | Заготовок          | Готовых деталей |           | Количество в шт. | Дни |                |                          |            |
|          |                 |                    |                    | Страховая       | Оборотная |                  |     |                |                          |            |
| 6101014  | 225             | 500                | 4500               | 1500            | —         | 6000             | 12  | 1500           | 3 раза в месяц           |            |

Нормы задела по поточным линиям механических цехов рассчитываются по следующей форме.

## Ведомость

норм заделов деталей в обработке и на сборке на 19 г.  
по \_\_\_\_\_ цеху

| № детали | Цех-потребитель | Темп     |         | Норма задела в шт. |                     |                          |                 |               |                          | Всего |                | Сроки подачи |
|----------|-----------------|----------|---------|--------------------|---------------------|--------------------------|-----------------|---------------|--------------------------|-------|----------------|--------------|
|          |                 | Суточный | Часовой | Заготовок          | Межоперационная     |                          | На сборке       |               | Количество деталей в шт. | Дни   |                |              |
|          |                 |          |         |                    | Количество операций | Количество деталей в шт. | Страховой запас | Первая сборка |                          |       | Готовые детали |              |
| 5200     | 12              | 320      | 20      | 320                | 50                  | 1000                     | 320             | —             | 160                      | 1800  | 6              | Ежедневно    |

Задел заготовок перед первой операцией определяется в количестве от суточной до трехсуточной потребности в зависимости от условий хранения.

Межоперационная или в обработке норма задела определяется умножением часового темпа на количество операций с добавлением страхового задела (от 1 до 3 суток) и задела готовых деталей (от 0,5 смены до суток).

Общая норма определяется путем сложения норм задела деталей перед обработкой, между операциями и готовых деталей.

Норма в днях определяется делением общей нормы на суточный темп.

Нормы заделов по сборочным малым и главным конвейерам рассчитываются по следующей форме.

## Ведомость

норм заделов на 19 г. по \_\_\_\_\_ цеху

| № детали | Цех-изготовитель | Суточный темп | Перед сборкой | Норма задела в шт.                              |                                          |                 | Всего                    |     | Примечание |
|----------|------------------|---------------|---------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------|-----------------|--------------------------|-----|------------|
|          |                  |               |               | Количество деталей, ставящихся на рабочее место | Количество рабочих мест с данной деталью | Межоперационная | Количество деталей в шт. | Дни |            |
|          |                  |               |               |                                                 |                                          |                 |                          |     |            |
| 1004020  | 340              | 500           | 1000          | 1                                               | 30                                       | 30              | 1030                     | 2   |            |

Задел перед сборкой также определяется в количестве от суточной до двухсуточной потребности в зависимости от условий производства и хранения.

Межоперационная норма задела определяется на основании списка деталей и их количества, которое ставится на рабочем месте согласно техническим данным. Например, рабочих мест на конвейере 40, деталь 1004020 ставится на одиннадцатом рабочем месте по одной штуке, тогда число рабочих мест с данной деталью будет составлять 30 (40—10). Суммарный задел равен 1030 (1000+30); задел в днях (1030 : 500) = 2.

Необходимость систематизации цеховых норм заделов вызывается определенным норм металла в незавершенном производстве по заводу.

На базе цеховых норм заделов управление производством составляет по заводу сводную ведомость норм заделов по деталям для расчета металла по следующей форме.

| № детали     | Тип машины | Количество деталей на машину | Суточный темп         | Норма задела             |          | Остаток на 1-е число месяца | Разница      |   | Примечание |
|--------------|------------|------------------------------|-----------------------|--------------------------|----------|-----------------------------|--------------|---|------------|
|              |            |                              |                       | Количество деталей в шт. | Дни      |                             | +            | - |            |
| 3059<br>3065 | —<br>51    | —<br>1                       | 750<br>650<br>и т. д. | 15 800<br>12 900         | 21<br>20 | 14 300<br>4 500             | 1500<br>8250 |   |            |

Эта сводная ведомость служит основанием работникам металлоснабжения для расчета норм металла в незавершенном производстве.

## Конструирование Исследования Испытания

### О впрыске бензина на двигателе ГАЗ-12

Канд. техн. наук А. А. ЧАПЧАЕВ, К. В. КАРПОВ, К. М. МАСКЕНСКОВ

НАМИ, Горьковский автозавод

**РЕШЕНИЕ** проблемы впрыска бензина является важным направлением научно-исследовательской работы в области автомобильных двигателей. Один из этапов этой работы в НАМИ имел целью на базе стандартного карбюраторного двигателя ГАЗ-12 создать опытный образец двигателя с непосредственным впрыском бензина.

Осуществлением впрыска непосредственно в цилиндры предусматривалось получение максимально возможных показателей как по мощности, так и по экономичности.

Все испытания нового двигателя проводились на стенде, оборудованном электродвигателем. Двигатель работал на бензине А-74 с полным комплектом вспомогательного оборудования, но без лопастей вентилятора и глушителя. Испытания проводились в соответствии с ГОСТ 491-55. До начала испытания двигатель прошел обкатку на стенде, после чего были сняты стандартные характеристики при работе с карбюратором К-21, которые в дальнейшем использовались для оценки показателей, полученных при впрыске бензина.

Основными элементами системы питания экспериментального двигателя являлись: шестиплунжерный бензиновый насос высокого давления, выполненный в одном агрегате с подкачивающей помпой поршневого типа и вакуумным регулятором, форсунки, специальный дроссельный патрубок и топливный фильтр. Бензиновый насос по конструкции аналогичен дизельному. В отличие от последнего плунжерные пары бензинового насоса имеют смазку под давлением от системы смазки двигателя, а также эксцентриковые кулачки. Небольшие габариты топливного насоса позволили разместить его с правой стороны двигателя, не меняя общей компоновки остальных агрегатов. Насос с фланцевым креплением установлен на специальном кронштейне, прикрепляющемся к блоку цилиндров вместо диафрагменной помпы. Привод насоса осуществляется через кулачковую муфту коротким валом, установленным на двух шариковых подшипниках в специальном корпусе, закрепленном на переднем листе блока. Внутренний конец вала имеет чутунную шестерню, находящуюся в зацеплении с шестерней распределительного вала. Передаточное отношение привода 1 : 1.

Чтобы исключить подогрев воздуха, впускная и выпускная трубы двигателя выполнены раздельными. Впускной коллектор имеет развитые проходные сечения, обеспечивающие снижение сопротивления. Между насосом и выпускной трубой установлен отражатель, уменьшающий подогрев насоса.

Были запроектированы два варианта головок блока. Одна головка с обычной вихревой камерой сгорания отличалась от стандартной наличием двух отверстий М14×1,25 для установки в любом из них свечи или форсунки. Предусмотренная установка форсунок над выпускным клапаном представляла интерес с точки зрения охлаждения горячей зоны, улучшения испарения топлива и создания благоприятных условий для омесеобразования. Вариант расположения форсунок над цилиндром под углом 10° к его оси преследовал цель — осуществить впрыск топлива в организованный поток воздуха, поступающего в цилиндр через сечение, соединяющее камеру с цилиндром.

Другая головка блока имела камеру сгорания, позволяющую, сохраняя основные свойства вихревой камеры, повышать степень сжатия (более 7) без ухудшения наполнения двигателя. В этом случае сечение, соединяющее ее основную полость с цилиндром, увеличено, а необходимый объем камеры сохранен прежним благодаря наличию на головке поршня вытеснителя в виде усеченного конуса.

На двигателе испытывались два типа закрытых форсунок. Одна форсунка имела клапан с конической фаской под углом 60°, цилиндрической головкой диаметром 2,2 мм и высотой 0,5 мм. Давление открытия клапана 40 ат. Угол распыливания 10°. Топливный факел — в виде сплошного конуса. Другая форсунка — штифтовая с обратным конусом 60°. Давление открытия иглы 60 ат.

Автоматическое регулирование состава смеси на двигателе осуществляется с помощью вакуумного регулятора диафрагменного типа (рис. 1) и специального дроссельного патрубка (рис. 2). Диафрагма 1 регулятора (рис. 1) через систему рычагов связана с рейкой 2 топливного насоса и нагружена пружинами 3, 4, жесткость которых определяет положение рейки и, соответственно, цикловую подачу топлива в зависимости от разрежения в вакуумной камере 5 регулятора.

Вакуумная камера регулятора соединена со штуцером 1 (рис. 2) дроссельного патрубка, через который она сообщается с задрессельным пространством.

Патрубок выполнен в виде диффузора, в горловине которого расположена воздушная заслонка.

При работе двигателя на полных и средних нагрузках в штуцере 1 возникает разрежение, величина которого определяется разрежением во впускной трубе, а также сечением канала 2, соединяющего штуцер 1 с пространством перед воз-

душной заслонкой. Регулируя винтом проходное сечение канала 2, можно изменить характеристику разрежений и, соответственно, при данных параметрах регулятора получить необходимую топливopодачу при дросселировании.

На малых оборотах холостого хода прикрытые дроссельной заслонки ограничиваются упорным винтом на ее оси. При этом часть воздуха поступает в двигатель через канал, проходное сечение которого регулируется винтом 3, что позволяет, не меняя положения заслонки относительно отверстия 4, регулировать минимальные обороты холостого хода двигателя. При этом в штуцере 1 создается разрежение, величина которого корректируется винтом 2. Этим обеспечивается необходимое обогащение смеси на режимах холостого хода и малых нагрузок.

При непрогревом двигателя золотник 5 открывает каналы 6 и 7. Через канал 7 проходит дополнительный воздух. Его количество регулируется винтом 8, что дает возможность установить более высокие обороты в период прогрева двигателя.

Винт 9, дросселирующий канал 6, позволяет изменить разрежение в штуцере 1 и тем самым обеспечить необходимое обогащение смеси. Промежуточные регулировки определяются положением золотника 5.

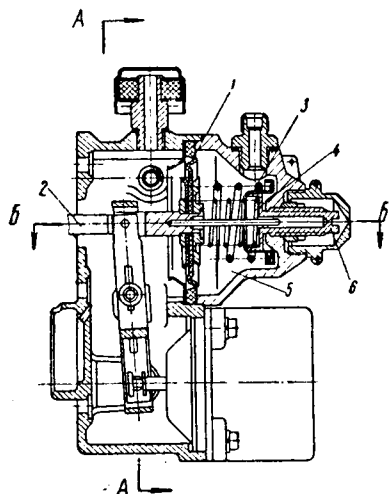


Рис. 1. Регулятор состава смеси.

A technical cross-sectional drawing of a mechanical assembly. The drawing shows a housing (part 5) with a central bore. A shaft (part 6) is inserted into the bore. A pin (part 7) is located at the top of the shaft. A nut (part 8) is threaded onto the end of the shaft. A bolt (part 9) is used to clamp the housing. A screw (part 4) is used to secure the housing. A dashed line indicates the movement of the shaft.

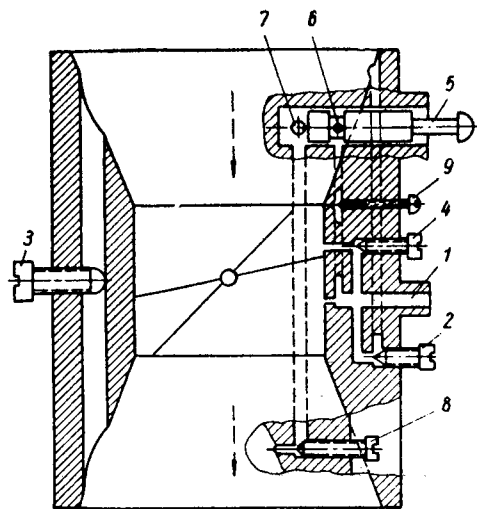


Рис. 2. Схема дроссельного пагубка.

Вакуумный регулятор (рис. 1) имеет две пружины. Основная пружина 4 установлена с предварительной затяжкой, величина которой регулируется винтом 6. Дополнительная пружина 3 с большой жесткостью установлена свободно. При средних и малых нагрузках ход рейки насоса определяется жесткостью двух пружин. При увеличении нагрузки, когда разрезание становится менее 70—80 мм рт. ст., рейка насоса перемещается под действием только основной пружины меньшей жесткости, ход рейки увеличивается, в результате чего достигается обогащение смеси на полных открытиях дросселя (экономайзерный эффект). Максимальная подача топлива регулируется винтом, фиксирующим положение упора (рис. 1), который ограничивает перемещение рейки насоса. Для холодного пуска двигателя используется ручной обогатитель насоса, действующий непосредственно на рейку.

Таким образом, эта система имеет достаточные возможности регулирования и необходимые устройства для корректирования состава смеси в зависимости от режима работы двигателя.

Опыты были начаты с исследования экспериментальной головки блока. Степень сжатия двигателя с этой головкой составляла 6,7, форсунка клапанного типа устанавливалась над цилиндром по его оси. При указанных условиях подбирались оптимальные фазы впрыска топлива. Момент начала впрыска определялся по менisku топлива. При этом рейка насоса была в положении максимальной подачи.

Двигатель работал нормально при начале впрыска в пределах от 50 до 90° поворота кривошипа после в.м.т. на такте вставывания. Наилучшие показатели работы были получены при угле впрыска 65°. В этом случае при 2000 об/мин на полном дросселе двигатель развивал мощность 61 л. с., минимальный удельный расход топлива был равен 240 г/з. л. с. ч.

При впрыске топлива с углами меньшими 50° и большими 90° двигатель работал устойчиво на резко обогащенных смесях со значительно ухудшенными показателями по мощности. Когда впрыск бензина производился на такте сжатия, двигатель работал ненормально.

Худшие показатели работы двигателя при меньших углах впрыска могут быть объяснены тем, что при этих углах практически нет еще движения и притока воздуха в цилиндр, так как проходное сечение клапанов и скорость поршня слишком малы. Кроме того, поршень в этот момент находится близко к форсунке, так что топливо попадает на его донышко. Начиная с 50—60°, скорость и перемещение поршня, а также проходное сечение в клапанах достигают значительной величины, что улучшает смесеобразование, так как устанавливается интенсивный приток воздуха в цилиндр и перемешивание его с топливом, впрыскиваемым в поток. Существенное ухудшение показателей работы при углах впрыска свыше 90° обусловливается уменьшением времени, отводимого на смесеобразование, и относительно неблагоприятными условиями, в которых оно происходит (продолжительность впрыска при максимальной подаче составляет 80° по углу поворота коленчатого вала).

Показатели, достигнутые при осуществлении впрыска по данному варианту, в сравнении с полученными при карбюраторном питании по мощности выше, а по топливной экономичности несколько хуже.

Двигатель со стандартной головкой и первоначальной степенью сжатия 6,2 при установке форсунки клапанного типа над цилиндром и впрыске с углом  $65^\circ$  работал относительно устойчиво только на резко обогащенных смесях. При установке форсунки в отверстие над выпускным клапаном работа двигателя значительно улучшилась.

После фрезерования головки и доведения степени сжатия до 6,8 при тех же условиях были сняты регулировочные характеристики на полном дросселе и 1000, 2000 и 3000 об/мин при работе двигателя с клапанной и штифтовой форсунками.

Опыты показали, что наиболее благоприятным моментом выпрыска является его начало при угле  $25^\circ$  после в.м.т. на такте всасывания. При увеличении угла оптимальные регулировки резко смещаются в сторону обогащения. Эти результаты согласуются с данными различных исследований, утверждающими, что наиболее благоприятным является впрыск в первой половине такта всасывания.

Из двух типов форсунок лучшая с точки зрения достигнутых результатов — штифтовая. Так, при 2000 об/мин максимальная мощность двигателя составила 62 л. с., минимальный удельный расход топлива — 215 г/э.л.с.ч.

Показатели двигателя по мощности при впрыске бензина штифтовой и клапанной форсунками примерно одинаковые; по топливной экономичности — лучше со штифтовой форсункой (особенно на низких оборотах). Это связано с тем, что при впрыске штифтовой форсункой смесеобразование улучшается благодаря более равномерному распределению топлива по сечению потока воздуха и объему камеры, а также лучшему распылу. С повышением оборотов смесеобразование в любом случае улучшается, оптимальные регулировки сдвигаются в сторону обеднения. Этим можно объяснить уменьшение разницы в оптимальных регулировках при работе двигателя со штифтовой и клапанной форсунками с повышением оборотов.

Сопоставление показателей работы двигателя с экспериментальной головкой, клапанной форсункой, расположенной над цилиндром; и углом впрыска  $65^\circ$  с показателями двигателя, оборудованного стандартной головкой, той же форсункой, расположенной над выпускным клапаном, при угле впрыска

ка 25°, показывает, что оба варианта являются примерно равноценными в диапазоне 2000—3000 об/мин. В зоне скоростного режима 1000 об/мин двигатель с экспериментальной камерой имеет преимущество по экономичности, двигатель со стандартной камерой — по мощности. Такой результат объясняется тем, что у экспериментальной головки в зоне этих оборотов лучше смесеобразование, но с термодинамической точки зрения более совершенна камера сгорания стандартной головки с меньшим отношением площади поверхности к объему.

| Характеристика | Система питания                                             | 1000 об/мин            |                             | 2000 об/мин            |                             | 3000 об/мин            |                             |
|----------------|-------------------------------------------------------------|------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|
|                |                                                             | $N_{e\max}$<br>в л. с. | $g_{e\min}$<br>в г/л. с. ч. | $N_{e\max}$<br>в л. с. | $g_{e\min}$<br>в г/л. с. ч. | $N_{e\max}$<br>в л. с. | $g_{e\min}$<br>в г/л. с. ч. |
| Регулировочная | Карбюраторная<br>$\epsilon=6,7$<br>Впрыск<br>$\epsilon=7,2$ | 28,0                   | 220                         | 60,5                   | 200                         | 81,5                   | 210                         |
|                |                                                             | 29,5                   | 245                         | 63,0                   | 200                         | 91,0                   | 210                         |
|                |                                                             | 26,0                   | 240                         | 58,0                   | 225                         | 80,0                   | 225                         |
|                |                                                             | 28,0                   | 250                         | 60,0                   | 225                         | 89,0                   | 250                         |

На основании исследования приведенных вариантов были выбраны следующие условия осуществления впрыска бензина на двигателе ГАЗ-12: головка — стандартная, расположение форсунки — над выпускным клапаном со смещением к центру камеры, тип форсунки — штифтовой, момент впрыска — 25° после в. м. т. на такте всасывания, фазы газораспределения — стандартные. Степень сжатия окончательно была принята равной 7,2. Затем были сняты регулировочные характеристики двигателя по составу смеси в диапазоне 1000—3000 об/мин при различных нагрузках (таблица и рис. 3).

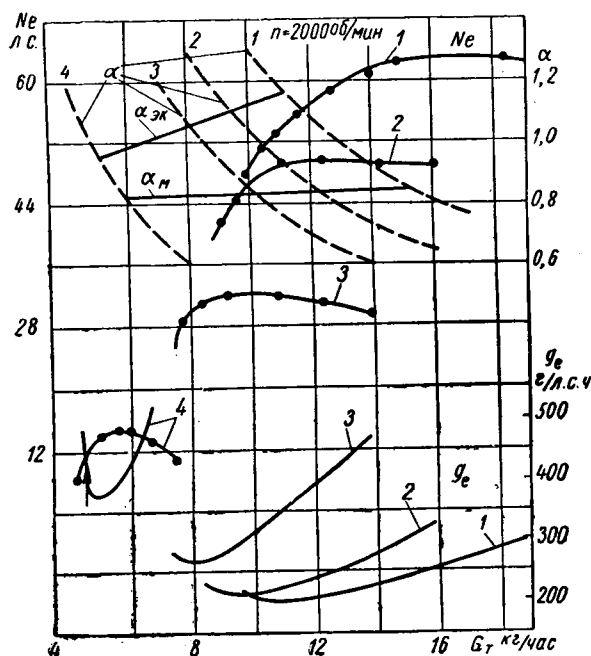


Рис. 3. Регулировочные характеристики двигателя:

1 — полностью открытый дроссель; 2 —  $\Delta p_{тр} = 100$  мм рт. ст.; 3 —  $\Delta p_{тр} = 250$  мм рт. ст.; 4 —  $\Delta p_{тр} = 400$  мм рт. ст.

По полученным данным производилась предварительная регулировка топливной аппаратуры. Снятием серий скоростных и нагрузочных характеристик двигателя, а также проверкой работы двигателя в широком диапазоне возможных рабочих режимов при автоматическом регулировании была уточнена характеристика топливной системы.

Контрольные характеристики и основные показатели двигателя при работе с автоматическим регулированием при окончательно выбранной регулировке представлены на рис. 4 и 5 и в таблице.

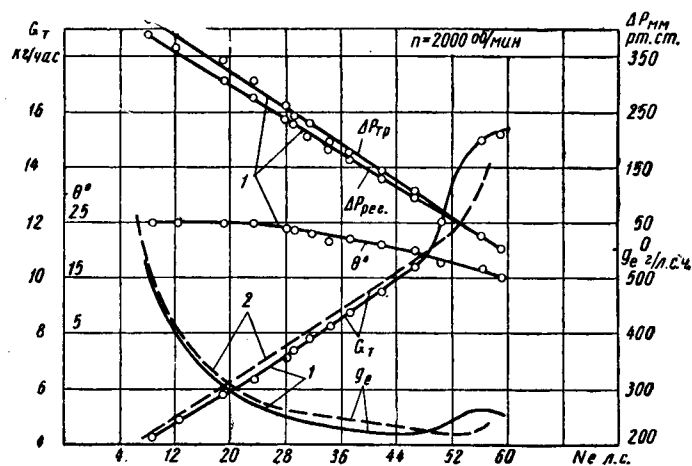


Рис. 4. Нагрузочные характеристики двигателя:  
1 — впрыск; 2 — карбюратор.

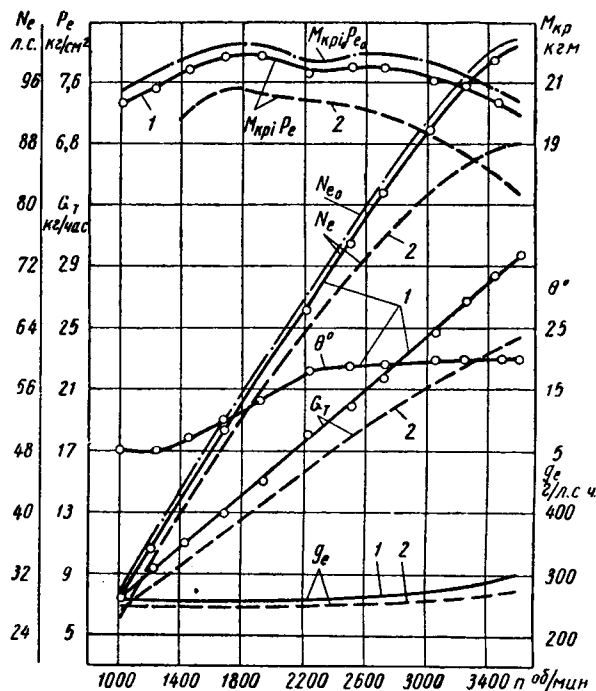


Рис. 5. Скоростные характеристики двигателя (обозначения те же, что на рис. 4).

Результаты исследования позволяют отметить следующее. С повышением скоростного режима работы оптимальные регулировки ( $\alpha_{ек}$  и  $\alpha_{мощ}$ ) двигателя ГАЗ-12 с непосредственным впрыском бензина сдвигаются в сторону обеднения; при прикрытии дросселя — в сторону обогащения, т. е. оптимальные требования двигателя ГАЗ-12 с непосредственным впрыском бензина к составу смеси качественно связаны с режимом работы так же, как и у карбюраторного двигателя. Это объясняется одинаковой по характеру зависимости смесеобразования и рабочего процесса в целом при карбюраторном питании и непосредственном впрыске от режимных параметров. В частности, при впрыске бензина отмеченная закономерность связана с возрастанием скорости потока и завихрения воздуха, засасываемого в цилиндр, улучшением распыла топлива с увеличением оборотов и нагрузок, а также ухудшением указанных факторов при уменьшении скорости и нагрузки.



Полученные пределы оптимальных значений состава смеси при различных режимах и данной степени сжатия примерно соответствуют тем же значениям карбюраторного двигателя.

Это обстоятельство указывает на относительно удовлетворительный подбор условий и отработку рабочего процесса при непосредственном впрыске бензина у экспериментального двигателя ГАЗ-12, а также принципиальную возможность получения на нем приемлемых удельных показателей. Так, по регулировочным характеристикам минимальный удельный расход топлива составляет 200 г/л.с.ч. при 2000 об/мин; мощность двигателя при 3000 об/мин в среднем выше на 8%, чем у карбюраторного; несколько худшие показатели по топливной экономичности двигатель имеет в зоне 1000 об/мин.

По нагрузочным характеристикам подобранная «средняя» регулировка в зоне скоростных режимов 1000—1500 об/мин на всем диапазоне нагрузок обеспечивает регулирование беднее оптимального; при оборотах 2500—3000 об/мин — более богатое, в зоне средних оборотов 1500—2500 оно практически оптимальное.

Принятая регулировка обуславливается следующим. В современных насосах подача топлива на цикл при неизменном положении органа управления и увеличении числа оборотов обычно несколько возрастает. Используемый нами шестиплунжерный насос высокого давления имеет именно такую характеристику, создающую некоторое обогащение смеси с повышением оборотов, что не отвечает требованиям двигателя. В связи с этим (поскольку принцип регулирования основывается на линейной зависимости цикловой подачи и наполнения от разрежения в трубе) представлялось возможным увязать требования двигателя к составу смеси на всем диапазоне нагрузок (от холостого хода до полной) и характеристики

топливоподачи насоса предусмотренными в системе регулирования устройствами только на одних оборотах. На высоких оборотах эта регулировка оказывалась более богатой, чем оптимальная для данного режима, а на низких — более бедной. Обеспечение оптимального регулирования на всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов возможно было только путем специальной отработки и увязки характеристики топливоподачи насоса с требованиями двигателя, соответствующим подбором впускной системы и фаз газораспределения, улучшения смесеобразования при относительно низких оборотах, изменения характеристики топливоподачи насоса введением центробежного регулятора (или хотя бы корректора подачи) и т. д.

Двигатель ГАЗ-12 при данных условиях осуществления непосредственного впрыска бензина и настройке регулятора развивает максимальную мощность 103 л.с. при 3600 об/мин, что в среднем выше на 13—14% мощности двигателя с карбюраторным питанием; максимальный крутящий момент составляет 22 кгм и среднее эффективное давление 8 кг/см<sup>2</sup> при 1800 об/мин; минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике 255 г/л.с.ч., а по нагрузочной — 225 г/л.с.ч.

Таким образом, применение непосредственного впрыска бензина на двигателе ГАЗ-12 без внесения существенных изменений позволило повысить мощность и крутящий момент двигателя, сохранив равноценную топливную экономичность. Необходимо отметить, что преимущества впрыска по мощности и крутящему моменту реализуются легко. Повышение же топливной экономичности при впрыске бензина является сложной задачей и требует тщательной отработки рабочего процесса.

## Телескопические амортизаторы грузовых автомобилей ЗИЛ

Канд. техн. наук И. Б. СКИНДЕР, Ю. А. ЛИЭПА, А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

НАМИ, Московский карбюраторный завод

**Н**ЕПРЕРЫВНО увеличивающиеся средние скорости движения автомобиля с одновременным повышением требований к плавности его хода выдвигают автомобильную подвеску в число наиболее ответственных узлов современного автомобиля.

Сотершенствование современной автомобильной подвески идет по пути уменьшения ее жесткости; применения кинематических схем, в которых сводится к минимуму сухое трение; листовых рессор с малым количеством листов и межлистовыми прокладками; применением пневматических рессор и т. д.

Все это значительно повышает роль автомобильных амортизаторов и требования к ним.

Телескопические амортизаторы удовлетворяют этим требованиям в большей степени, чем рычажные. Они обладают более высокими эксплуатационными качествами, имеют меньший вес, более технологичны и менее трудоемки в изготовлении и ремонте.

За рубежом телескопические амортизаторы широко распространены на легковых, грузовых автомобилях различного тоннажа и автобусах, в отечественных конструкциях они только начинают применяться.

В настоящее время на Московском карбюраторном заводе проведена подготовка производства телескопических амортизаторов для грузовых автомобилей ЗИЛ.

Конструкция амортизатора разработана конструкторско-экспериментальным отделом завода совместно с лабораторией подвески НАМИ.

На рис. 1 показан разрез амортизатора автомобиля ЗИЛ-164А. Его основные конструктивные параметры:

|                                                                       |                                   |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Диаметр поршня в мм                                                   | 40                                |
| Диаметр штока в мм                                                    | 16                                |
| Расстояние между центрами монтажных проушин сжатого амортизатора в мм | 375                               |
| Величина хода поршня в мм                                             | 210                               |
| Рабочая жидкость                                                      | Веретенное масло АУ, ГОСТ 1642-50 |
| Количество заливаемой рабочей жидкости в см <sup>3</sup>              | 355                               |
| Вес амортизатора с рабочей жидкостью в кг                             | 3,3                               |

Конструкция и принцип действия амортизатора следующие.

В резервуаре 1 концентрично расположен рабочий цилиндр 2, заполненный амортизаторной жидкостью. В цилиндре перемещается поршень 3, закрепленный на штоке 4. Резервуар соединяется с осью, а шток — с кузовом автомобиля.

Поршень амортизатора имеет 20 сквозных отверстий, равномерно расположенных на окружностях двух различных диаметров (по 10 отверстий на каждой окружности).

Отверстия, расположенные на большей окружности, закрыты сверху тарелкой перепускного клапана 5, поджатой легкой пружинной звездочкой 6. Отверстия на меньшей окружности перекрыты снизу клапаном отбоя, который состоит из двух плоских стальных дисков 7. В одном из дисков имеются специальные вырезы — дроссели. Дроссельный диск лежит непосредственно на торце поршня, диски клапана отбоя поджаты пружиной 8. Гайка 9 закрепляет поршень на штоке и поддерживает пружину в сжатом состоянии.

Шток перемещается в направляющей 10, которая закрывает верхнюю часть рабочего цилиндра. Герметичность уплотнения штока создается специальным резиновым сальником 11, помещенным в обойме 12 и поджимаемым через шайбу 13 конической пружиной 14.

Для уменьшения износа сальника и направляющей поверхность штока тщательно шлифуется и затем полируется.

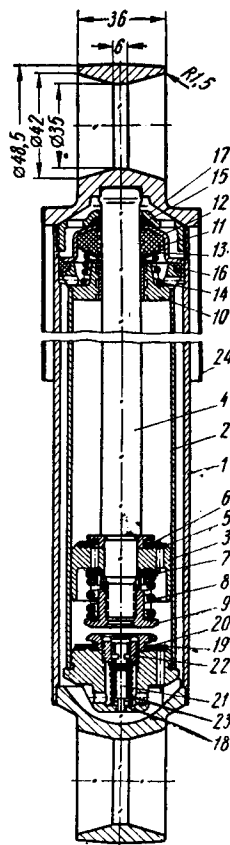


Рис. 1. Амортизатор автомобиля ЗИЛ-164А.

<sup>1</sup> Амортизаторы других грузовых автомобилей ЗИЛ отличаются величиной хода и регулировкой.

Резиновый сальник разгружен от высокого давления жидкости, возникающего в полости рабочего цилиндра, поскольку жидкость, просачивающаяся через зазор между штоком и его направляющей, стекает в резервуар через специальные отверстия в направляющей.

Для устранения попадания влаги и пыли к сальнику штока над ним установлен войлочный сальник 15. Между направляющей штока и обоймой сальника находится резиновое уплотнительное кольцо 16, поджимаемое гайкой 17 с четырьмя отверстиями под специальный ключ.

В нижней части рабочего цилиндра запрессован клапан сжатия, состоящий из корпуса 18, тарельчатого впускного клапана 19 с пружинной звездочкой 20 и собственно клапана сжатия 21, поджатого к своему седлу 22 пружиной 23.

Дроссельные щели выполнены в виде двух углублений на наружной кольцевой кромке верхнего торца корпуса клапана сжатия. Рабочий цилиндр через коническую поверхность корпуса клапана фиксируется на трех выступах внутренней части нижней проушины амортизатора.

Кожух 24 защищает полированную поверхность штока от повреждений при его выходе из корпуса. Длина кожуха такова, что при полностью растянутом амортизаторе между ним и резервуаром образуется зазор, достаточный для специального ключа, которым отвертывается гайка резервуара при разборке амортизатора.

При ходе отбоя, когда кузов автомобиля удаляется от колес, амортизатор растягивается и жидкость, находящаяся над поршнем, испытывает сжатие. Перепускной клапан при этом закрывается и жидкость через внутренний ряд отверстий в поршне поступает к клапану отбоя: калиброванные отверстия в диске клапана создают определенное сопротивление амортизатора. В это же время впускной клапан, расположенный на корпусе клапана сжатия, открыт и свободно пропускает из полости резервуара в рабочий цилиндр часть жидкости, равную объему части штока, которая в данный момент выводится из рабочего цилиндра.

При сжатии рессоры поршень амортизатора движется вниз, тарелка перепускного клапана открывается и жидкость свободно перетекает через наружный ряд отверстий в поршне в надпоршневое пространство. При этом жидкость в объеме, равном объему вводимой части штока, вытесняется в резервуар, преодолев предварительно сопротивление калиброванных отверстий клапана сжатия (впускной клапан закрыт давлением жидкости).

При движении автомобиля по дороге с небольшими неровностями, когда скорости колебаний подвески незначительны, сопротивление, создаваемое амортизатором, также невелико. В этом случае жидкость перетекает в полостях амортизатора в основном через прорези в дроссельном диске клапана отбоя и дроссельные щели на торце запорной кромки корпуса клапана сжатия.

На плохой дороге скорости колебания автомобиля возрастают, при этом амортизатор должен оказать большее сопротивление, чтобы предотвратить раскачивание кузова. В это время в амортизаторе вследствие увеличения скорости перемещения его поршня происходит повышение давления жидкости, а следовательно, и увеличение усилия, развиваемого амортизатором. Усилие амортизатора увеличивается до тех пор, пока жидкость не откроет клапаны отбоя или сжатия на достаточную величину.

Степень нарастания сопротивления амортизатора определяется количеством и размерами калиброванных прорезей в дроссельном диске и на торце запорной кромки корпуса клапана сжатия, а наибольшее сопротивление, развиваемое амортизатором, зависит от жесткости дисков и силы пружин клапанов отбоя и сжатия.

Одним из этапов создания амортизаторов является подбор его регулировки, обеспечивающей наилучшую плавность хода автомобиля и наименьшие нагрузки, возникающие в амортизаторе и подвеске. Регулировка гидравлического амортизатора оценивается его рабочей диаграммой или характеристикой. Площадь рабочей диаграммы определяет работу, поглощаемую амортизатором за один цикл, а углы наклона характеристики определяют коэффициенты сопротивления амортизатора.

На рис. 2 показана рабочая диаграмма и характеристика амортизатора ЗИЛ-164А. Условия испытания, общепринятые в производстве амортизаторов, следующие: ход поршня 100 мм, частота колебаний 100 в минуту и температура амортизатора 20°. Максимальная скорость поршня 52 см/сек. Клапаны большинства амортизаторов при этой скорости значительно открываются, поэтому по характеристике можно легко

определить коэффициенты сопротивления отбоя и сжатия, момент открытия клапанов и степень ограничения роста усилий в амортизаторе при их дальнейшем открытии. Характеристика амортизатора ЗИЛ-164А показывает, что амортизатор при скорости 30—35 см/сек работает с закрытыми клапанами, а при больших скоростях — с открытыми, в результате чего

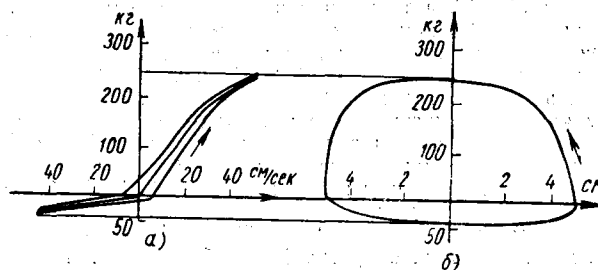


Рис. 2. Характеристика (а) и рабочая диаграмма (б) амортизатора.

Коэффициенты сопротивления: отбоя —  $a_0 \approx 7,0$  кг. сек/см; сжатия —  $b_0 \approx 0,8$  кг. сек/см.

резко снижается рост усилий в амортизаторе. Определить перечисленные выше параметры характеристики по рабочей диаграмме можно, но очень трудно. Поэтому ряд зарубежных фирм оценивает качество регулировки амортизаторов по рабочим диаграммам, записанным на трех режимах, а именно: при закрытых клапанах, в момент открытия и с большим открытием их. Этот способ является трудоемким и не может конкурировать с оценкой амортизатора по его характеристике, который и следует рекомендовать при их производстве и ремонте.

Характеристика амортизаторов автомобиля ЗИЛ-164А определялась расчетным путем и уточнялась испытаниями автомобиля на плавность хода в реальных дорожных условиях. Плавность хода оценивалась величинами вертикальных ускорений в кабине водителя на сиденьи и в задней части кузова. Испытания показали, что амортизаторы на всех дорогах обеспечивали снижение ускорений. Так, например, на булыжнике среднего качества ускорения на сиденьи снижались с 10—11 до 7—8 м/сек<sup>2</sup>. На рис. 3 показаны осциллограммы работы передней подвески автомобиля ЗИЛ-164А при его движении по булыжному шоссе среднего качества без амортизаторов (а) и с амортизаторами (б и в) (нагрузка 3,5 т, скорость 30 км/час).

По осциллограммам можно определить развиваемые амортизаторами усилия и динамические хода<sup>1</sup> рессор, значительно уменьшающиеся при наличии амортизаторов: на булыжнике среднего качества в 1,5 раза, на асфальте в 1,9 раза и на разбитом проселке в 1,8 раза. Очевидно, что уменьшение динамических ходов рессоры благоприятно скажется на повышении их долговечности, а также на повышении средних эксплуатационных скоростей движения автомобиля.

Таблица 1

| Характер дорожного покрытия                   | Нагрузка на автомобиль в т | Скорость автомобиля в км/час | Максимальные динамические хода в мм | Максимальные усилия отбоя в кг | Максимальные усилия сжатия в кг |
|-----------------------------------------------|----------------------------|------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| Асфальт . . . . .                             | 0,5                        | 50                           | 41                                  | 150                            | 39                              |
|                                               | 3,5                        | 65                           | 23                                  | 220                            | 66                              |
| Булыжник среднего качества . . . . .          | 0,5                        | 30                           | 72                                  | 470                            | 190                             |
|                                               | 3,5                        | 54                           | 54                                  | 330                            | 140                             |
| Разбитый проселок . . . . .                   | 0,5                        | 20                           | 123                                 | 697                            | 279                             |
|                                               | 3,5                        | 22                           | 104                                 | 515                            | 195                             |
| Переезд через рельсы высотой 140 мм . . . . . | 3,5                        | 10                           | 117                                 | 625                            | 216                             |

В амортизаторах при движении автомобиля могут развиваться значительные усилия. В таблице приведены максимальные динамические хода рессор и усилия в амортизаторах на различных дорогах. Из таблицы видно, что на разбитом проселке ход рессоры достигает 123 мм, а усилие отбоя — 697 кг.

<sup>1</sup> Динамическим ходом рессоры называется расстояние между крайним нижним и верхним положениями рессоры при ее деформации во время колебаний.

Приведенные величины указывают на то, что конструкция амортизатора должна обладать необходимым запасом хода и соответствующей прочностью узлов и деталей.

Испытания показали также, что пониженные температуры воздуха (до  $-19^{\circ}$ ) не оказали значительного влияния на

сти через зазоры в трущихся парах поршень — цилиндр, шток — направляющая.

Утечки через зазоры у рычажных амортизаторов больше, чем у телескопических; этим и объясняется в основном большее снижение сопротивления при нагреве.

В эксплуатации телескопические амортизаторы не требуют специальных регулировок. Уменьшение эффективности работы амортизаторов можно определить по увеличению раскачивания передней части автомобиля на неровной дороге. В этом случае, а также при появлении течи жидкости из амортизатора, его необходимо снять с автомобиля и разобрать.

Разборку и последующую сборку следует производить в условиях, гарантирующих чистоту деталей. Полированные поверхности штоков, рабочих цилиндров и поршней нужно тщательно предохранять от заботы и других повреждений. Перед разборкой амортизатор закрепляют в тисках за нижнюю проушину и полностью вытягивают шток. В образовавшуюся щель между кожухом и резервуаром вставляют специальный ключ, которым отвертывают гайку. Вынимают шток вместе с поршнем из рабочего цилиндра, затем извлекают рабочий цилиндр из резервуара и сливают из него жидкость. Перед снятием поршня и других деталей со штока необходимо на торец штока и юбку поршня нанести риски. После выпрессовки клапана сжатия из

рабочего цилиндра его корпус закрепляют в тисках, применяя накладки из мягкого металла, и, отвернув гайку, разбирают клапан.

Сборку амортизатора начинают со сборки клапана сжатия. Его корпус закрепляют в тисках указанным выше способом, вкладывают в него пружину и клапан сжатия. Поместив тарелку выпускного клапана вместе с ее звездочкой на ограничительной шайбе, заворачивают гайку. После этого вставляют клапан в рабочий цилиндр. Закрепив в тисках шток амортизатора за проушину, на него надевают гайку резервуара, войлочный сальник, обойму сальника штока, а затем при помощи специального наконечника резиновый сальник штока. Метка «Низ» на сальнике при этом должна быть обращена наружу из обоймы. После сальника на шток надевают шайбу сальника и коническую пружину, поджимающую его, затем направляющую и детали перепускного клапана, поршень и детали клапана отбоя.

Прежде чем затянуть гайку клапана отбоя, нужно убедиться в том, совпадают ли риски на торце штока и юбке поршня. При установке нового поршня необходимо его вращением на штоке подобрать положение, при котором поршень будет перемещаться по всей длине цилиндра без излишнего трения.

Заправляется амортизатор жидкостью следующим образом: рабочий цилиндр устанавливается в резервуар и доверху заполняется жидкостью; остаток масла вливается в резервуар (количество жидкости берется по таблице). После заливания жидкости поршень со штоком вставляют в цилиндр и закрывают его направляющей, после чего заворачивают гайку резервуара.

При отсутствии стенда для проверки амортизаторов, собранный агрегат перед установкой на автомобиль следует несколько раз прокачать вручную из одного крайнего положения в другое с целью вытеснения воздуха из рабочего цилиндра. Необходимо помнить, что сопротивление, оказываемое амортизатором при ходе сжатия, меньше, чем при ходе отбоя.

Телескопический амортизатор является одним из агрегатов автомобиля, наиболее легко поддающимся унификации. В частности, амортизатор ЗИЛ-164А может быть с успехом применен с соответствующей регулировкой на ряде других грузовых автомобилей. В то же время Горьковский, Мясковский и Запорожский автозаводы готовятся к выпуску телескопических амортизаторов для автомобилей собственного производ-

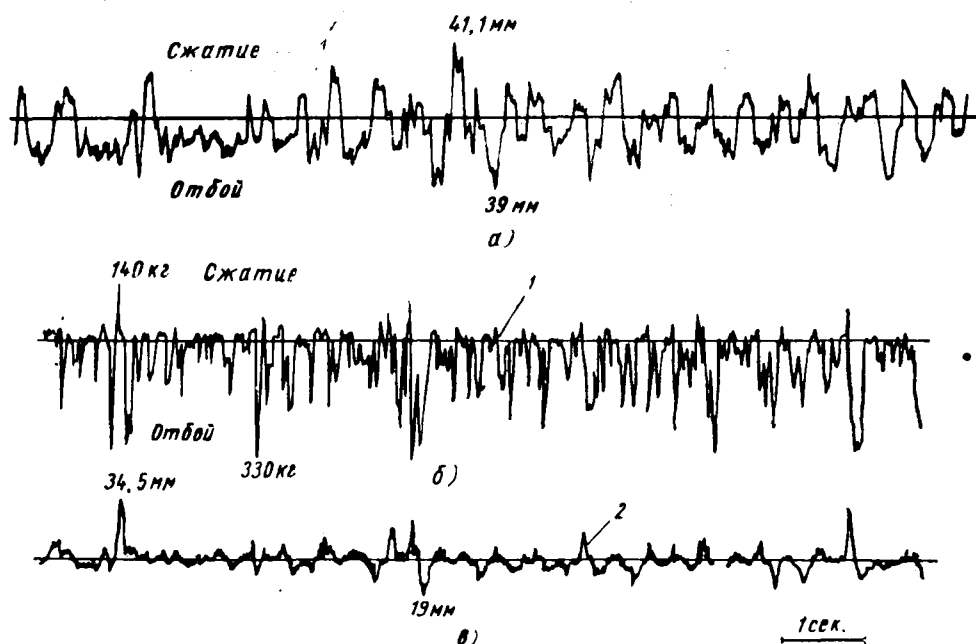


Рис. 3. Осциллограммы перемещений передней подвески автомобиля ЗИЛ-164А:  
1 — усилия в амортизаторе; 2 — перемещения рессоры.

максимальные усилия, развиваемые в амортизаторах, поскольку они быстро разогреваются уже в начале движения автомобиля.

Нагрев амортизаторов в эксплуатационных условиях, определяющий их работоспособность и долговечность, ограничивается способностью амортизаторной жидкости и резиновых сальников длительно выдерживать высокие температуры. Применяемые в настоящее время амортизаторная жидкость (веретенное масло АУ) и резины сальников допускают нагрев амортизаторов до  $110-120^{\circ}$ . При более высоких температурах усиливается эмульсирование жидкости, повышаются износы сальников и других деталей.

Испытания амортизаторов в летнее время (при температуре  $+23^{\circ}$ ) показали, что они могут нагреваться до  $90^{\circ}$ , т. е. до вполне допустимой температуры.

Нагревание амортизаторов несколько понижает их эффективность. Специальными стендовыми испытаниями (рис. 4) установлено, что телескопические амортизаторы в этом отношении превосходят ранее применявшиеся рычажные. Несмотря на более интенсивное нагревание, снижение энергоемкости у телескопических амортизаторов происходит в значительно меньшей степени (15—30%), чем у рычажных (30—50%).

Основной причиной снижения сопротивления телескопического амортизатора при нагреве является увеличение утечек жидко-

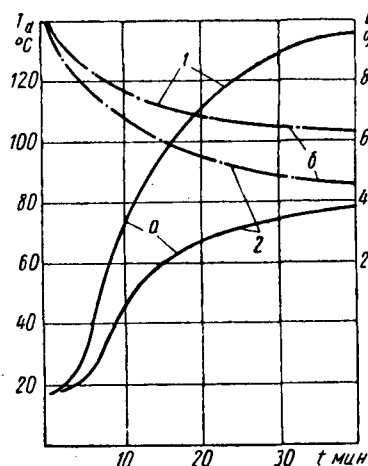


Рис. 4. Уменьшение энергоемкости амортизаторов при их нагреве:

а — изменение температуры; б — изменение энергоемкости за цикл; 1 — телескопический амортизатор; 2 — рычажный амортизатор.

ства. По конструкции амортизаторы МКЗ, ГАЗ и МАЗ хотя незначительно, но отличаются друг от друга. Унификация же их позволила бы удешевить производство, эксплуатацию и ремонт амортизаторов.

В связи с этим встает вопрос об организации специализированного автоматизированного производства телескопических амортизаторов в масштабе автомобильной промышленности всей страны.

## Определение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51

Канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ, В. Н. МОСКАЛЕВ, канд. техн. наук И. С. ЛУНЕВ

НАМИ

**ТРАНСМИССИЮ** автомобиля при исследовании действительных процессов, происходящих в ней, рассматривают как сложную колебательную систему, которая на определенных режимах работы двигателя может попасть в резонанс. Между тем, литературные данные [1]—[4] недостаточно уделяют внимания вопросам экспериментального определения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля и связи выполненных расчетов с их экспериментальной проверкой.

Расчет производится для определения резонансных чисел оборотов двигателя на различных передачах автомобиля, а также для выявления тех мест в трансмиссии, где следует ожидать максимальных амплитуд.

Для этого были приняты некоторые исходные данные, полученные экспериментально Ф. Ф. Симаковым по двигателю и

Для четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя автомобиля ГАЗ-51 с расположением коленчатого вала под углом  $120^\circ$  главными (мажорными) гармониками, имеющими наибольшую величину (в силу того, что векторы гармоник всех цилиндров суммируются), будут гармоник 3-го, 6-го, 9-го и т. д. порядков, т. е. кратные половинному числу цилиндров двигателя и числу вспышек. Наличие в многомассовой системе резонансов различных форм колебаний с гармониками разных порядков, идущих от двигателя, может быть выявлено составлением таблицы резонансных чисел оборотов вала двигателя в зависимости от включенной передачи в коробке передач.

Для исследуемого автомобиля ГАЗ-51 подобные таблицы были составлены для первых четырех форм колебаний при

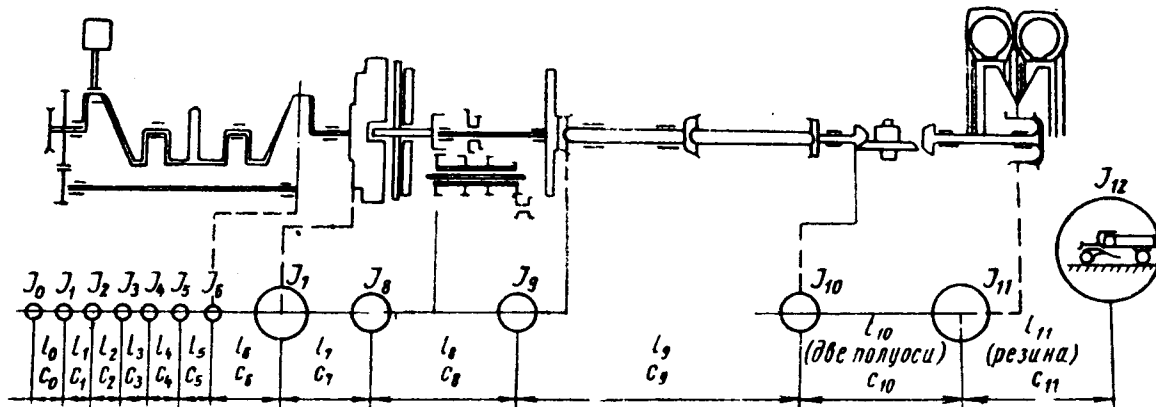


Рис. 1. Приведенная система трансмиссии автомобиля ГАЗ-51.

трансмиссии автомобиля ГАЗ-51, и данные, полученные расчетным путем по геометрическим размерам деталей трансмиссии. В основу расчета положена схема трансмиссии автомобиля ГАЗ-51, приведенная на рис. 1, где наглядно изображено расположение масс крутильной системы в соответствии с длинами ее валов. В результате расчета были получены данные, необходимые для построения одноузловой, двухузловой, трехузловой и четырехузловой форм колебаний системы трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 при заданных параметрах коленчатого вала, маховика двигателя и деталей трансмиссии на прямой, третьей, второй и первой передачах коробки передач.

В многомассовой системе автомобиля при одном и том же числе оборотов вала двигателя возможны резонансы нескольких форм собственных колебаний системы с гармоническими моментами разных порядков.

Понятие гармонических моментов разных порядков связано с принятой методикой разложения крутящего момента двигателя в ряд Фурье, так как всякую периодическую функцию, период которой равен  $2\pi$ , можно представить в виде бесконечного числа слагаемых, изменяющихся по законам синуса и косинуса с периодом уменьшения каждого последующего члена обратно пропорционально ряду целых чисел. Члены функции с периодом, равным  $2\pi$ , называются гармониками первого порядка, периодом, равным  $\frac{\pi}{2}$  — гармониками второго порядка, с периодом, равным  $\frac{2\pi}{3}$  — гармониками третьего порядка и т. д.

различных передачах в коробке передач. Высшие формы колебаний, не оказывающие существенного влияния на вибрационную нагрузку трансмиссии, не рассматривались.

Таблица 1

| Передача    | Число узлов колебаний |             |             |               |
|-------------|-----------------------|-------------|-------------|---------------|
|             | одноузловых           | двухузловых | трехузловых | четыреузловых |
| IV (прямая) | 137                   | 533         | 1600*       | 5766          |
| III         | 90                    | 535         | 1690*       | 4250          |
| II          | 54                    | 530         | 1775*       | 4300          |
| I           | 32                    | 540         | 2350        | 4400          |

\* Наиболее реальные резонансные числа оборотов двигателя.

В табл. 1 приведены резонансные числа оборотов вала двигателя  $n_{кр}^m$  в минуту только для резонирующей гармоники третьего порядка.

Резонансные числа оборотов вала двигателя для любых других резонирующих гармоник  $n_{кр}^{(m)}$  легко получить из табл. 1 по уравнению

$$n_{кр}^{(m)} = \frac{3n_{кр}^{(III)}}{m},$$

где  $m$  — порядок интересующей гармоники.

Кривые упругой линии (в статье не приведены) показывают, что максимальные углы закрутки валов и соответственно максимальные амплитуды крутящего момента следует ожидать

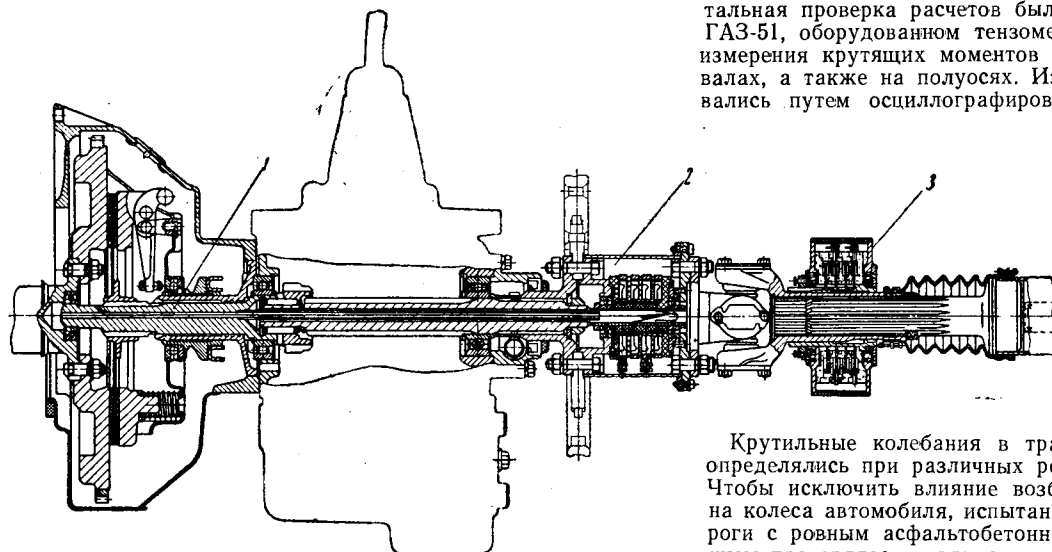


Рис. 2. Схема измерения величины крутящего момента на первичном валу коробки передач:

1 — проволоочные тензометры (датчики); 2 — ртутный токосъемник, соединенный с датчиками первичного вала; 3 — ртутный токосъемник, установленный на карданном валу и передающий сигнал с токосъемника на усилительную и регистрирующую аппаратуру.

на участке первичного вала, а также полуосей при одноузловой и двухузловой формах колебаний на первой, второй и третьей передачах. Как уже указывалось выше, экспериментальная проверка расчетов была проведена на автомобиле ГАЗ-51, оборудованном тензометрической аппаратурой для измерения крутящих моментов на первичном и карданном валах, а также на полуосях. Измеренные величины фиксировались путем осциллографирования. Получение сигналов с

электронных датчиков сопротивления, наклеенных на испытываемые детали трансмиссии, осуществлялось через ртутные токосъемники.

Схема измерения крутящего момента первичного вала коробки передач приведена на рис. 2.

На осциллограмме одновременно записывались отметки оборотов коленчатого вала двигателя и ведущих колес автомобиля.

Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 определялись при различных режимах движения автомобиля. Чтобы исключить влияние возбуждающих сил, действующих на колеса автомобиля, испытания проводились на участке дороги с ровным асфальтобетонным покрытием. Перед испытанием проверялось и приводилось к норме давление в шинах, а с целью стабилизации гасящих моментов в трансмиссии производилась предварительная обкатка автомобиля, имеющего полную нагрузку.

Режимы движения автомобиля включали интенсивный разгон с полным открытием дросселя на первой передаче с последующими переключениями на высшие передачи; такой же

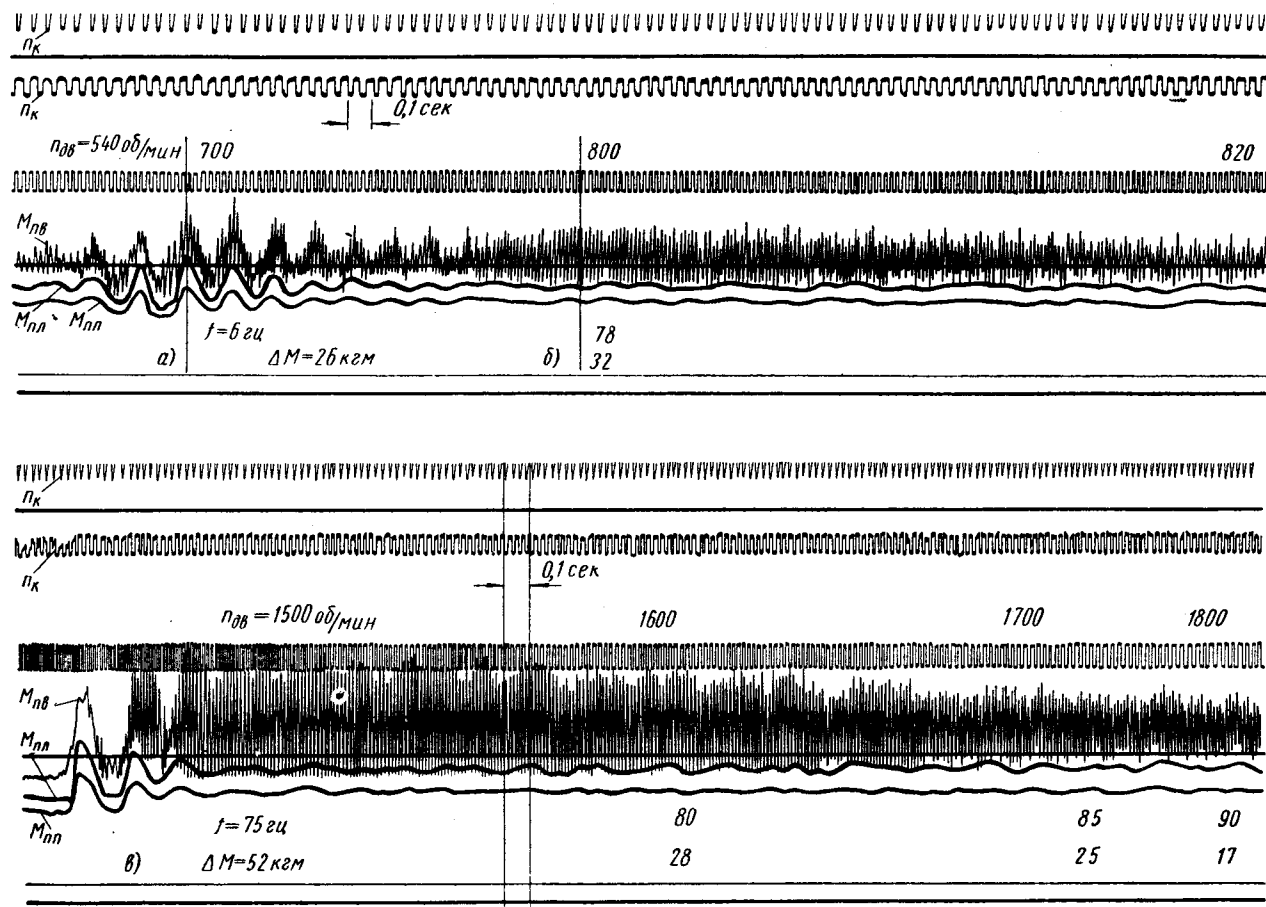


Рис. 3. Осциллограммы колебаний крутящего момента на первичном валу коробки передач и на полуосях автомобиля ГАЗ-51 при движении на четвертой передаче:

а — резонанс одноузловых колебаний с 0,5-й гармоникой двигателя; б — резонанс трехузловых колебаний с 3-й гармоникой двигателя; в — резонанс трехузловых колебаний с 6-й гармоникой двигателя;  $M_{пв}$ ,  $M_{пл}$ ,  $M_{пц}$  — крутящие моменты, соответственно, на первичном валу коробки передач, левой и правой полуосей;  $n_{дв}$ ,  $n_k$  — отметки оборотов двигателя (вспышки в цилиндрах) и колес.

разгон на второй передаче; плавный разгон с таким же порядком оперирования передачами, как и при интенсивном разгоне; разгон с полным открытием дросселя на третьей передаче от минимально устойчивой скорости движения до максимальной; такой же разгон на четвертой передаче.

В результате проведенных испытаний автомобиля ГАЗ-51 были получены осциллограммы с записью изменений крутящего момента на первичном валу и полуосях (рис. 3). При обработке осциллограмм в максимумах резонанса, подсчитывались число оборотов двигателя в минуту, частота колебаний крутящего момента, величина максимума и минимума размаха крутящего момента относительно нуля, размах колебаний крутящего момента. Расчетные и экспериментальные данные, полученные при расшифровке осциллограмм, приведены в табл. 2

Таблица 2

| Скорость коленчатого вала двигателя |          | Частота вынужденных колебаний в гц | Порядок резонирующей гармоник | Пределы размаха колебаний момента в кгм | Размах колебаний момента в кгм |
|-------------------------------------|----------|------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------------|
| в об/мин                            | в об/сек |                                    |                               |                                         |                                |
| Третья передача                     |          |                                    |                               |                                         |                                |
| 1500 (1693)                         | 25       | 67,6 (84,7)                        | 3 (3)                         | 0—28                                    | 28                             |
| 1460                                | 24,4     | 71,4                               | 3                             | 0—28                                    | 28                             |
| 1578                                | 26,3     | 71,4                               | 3                             | —4—35                                   | 39                             |
| 1620                                | 27       | 78,1                               | 3                             | —3—31                                   | 28                             |
| 1578                                | 26,3     | 96,1                               | 3                             | —0—34                                   | 34                             |
| 1500                                | 25       | 78,1                               | 3                             | —7—28                                   | 35                             |
| 1880 (1635)                         | 31       | 30 (26,8)                          | 1 (1)                         | 12—30                                   | 18                             |
| 1300                                | 22       | 25                                 | 1                             | 4—22,4                                  | 15,4                           |
| 1690                                | 27       | 33                                 | 1                             | 2—20                                    | 18                             |
| 1620 (533)                          | 27       | 4,45 (4,5)                         | —(0,5)                        | 7,6—11,9                                | 3,3                            |
| Четвертая передача                  |          |                                    |                               |                                         |                                |
| 1300 (1600)                         | 21,7     | 62,5 (80,5)                        | 3 (3)                         | —7—36                                   | 63                             |
| 1360                                | 22,7     | 62,5                               | 3                             | —7—58                                   | 65                             |
| 1330                                | 22,2     | 60,9                               | 3                             | —3—66                                   | 69                             |
| 1460                                | 24,4     | 73,5                               | 3                             | —2—64                                   | 66                             |
| 1430                                | 23,8     | 69,7                               | 3                             | —2—58                                   | 60                             |
| 1430                                | 23,8     | 86                                 | 3                             | 0—55                                    | 55                             |
| 1360                                | 22,7     | 64,1                               | 3                             | —4—45                                   | 49                             |
| 1395                                | 23,3     | 69,4                               | 3                             | —3—41                                   | 44                             |
| 700 (800)                           | 11,7     | 71,4 (80,5)                        | 6 (6)                         | 0—32                                    | 32                             |
| 750                                 | 12,5     | 75,7                               | 6                             | 0—33                                    | 33                             |
| 732                                 | 12,2     | 69,4                               | 6                             | 0—35                                    | 35                             |
| 700 (820)                           | 11,7     | 6 (6,85)                           | 0,5 (0,5)                     | 0—36                                    | 36                             |

Примечание. Цифры в скобках относятся к расчетным данным.

Примечание. Цифры в скобках относятся к расчетным данным.

Обработка осциллограмм показала, что максимальные вынужденные колебания на третьей передаче наблюдаются в случае резонанса трехузловых собственных колебаний системы и мажорной гармоники третьего порядка крутящего момента двигателя. Вынужденные колебания имеют наибольшее значение при скорости коленчатого вала двигателя 1430—1620 об/мин., а кривая резонанса — сравнительно острую форму с максимумом при 1500 об/мин. Размах колебаний крутящего момента на первичном валу достигает значительных величин — 30—40 кгм. Наблюдается переход крутящего момента через 0 в отрицательную область амплитуды — 3—0—7 кгм. При резонансе двухузловых собственных колебаний системы и первой гармоники крутящего момента двигателя размах вынужденных колебаний меньше и достигает

величины 10 кгм в диапазоне скоростей коленчатого вала двигателя 1300—1900 об/мин. Последнее обстоятельство свидетельствует о тупой резонансной кривой для данных крутильных колебаний.

При одноузловых собственных колебаниях крутильные колебания в трансмиссии незначительны. Максимальный размах колебаний крутящего момента 3 кгм.

На четвертой передаче вынужденные колебания в трансмиссии в основном возбуждаются мажорными гармониками крутящего момента двигателя 3-го и 6-го порядков. Так, при резонансе трехузловых собственных колебаний системы и третьей мажорной гармоники крутящего момента двигателя размах колебаний крутящего момента на первичном валу достигает наибольшего значения 60—70 кгм. Кривая резонанса в диапазоне скоростей коленчатого вала двигателя 1300—1600 об/мин имеет сравнительно тупую форму. Величина отрицательных амплитуд крутящего момента составляет —2—7 кгм.

В случае резонанса трехузловых собственных колебаний системы и шестой гармоники крутящего момента двигателя максимальный размах крутильных колебаний равен 30÷35 кгм при скорости коленчатого вала двигателя 700—750 об/мин (рис. 4). На первой и второй передачах в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 существенных крутильных колебаний, возбуждаемых работой двигателя, не наблюдалось.

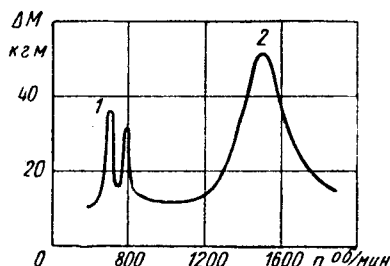
Таким образом, крутильные колебания в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 на четвертой и третьей передачах весьма значительны (с точки зрения прочности и шумности трансмиссии), поэтому необходимо принимать меры к их устранению, например, путем установки гасителей сухого трения, инерционных гасителей внутреннего трения и т. п.

Расчет трансмиссии автомобиля на крутильные колебания, возбуждаемые моментами от сил давления газа в цилиндрах двигателя и сил инерции поступательно движущихся частей кривошипных механизмов двигателя, позволяет достаточно точно установить частоту и формы крутильных колебаний в трансмиссии.

С помощью методики измерения колебаний крутящего момента на первичном валу коробки передач (при возбуждении колебаний моментами от сил давления газа в цилиндрах двигателя и сил его инерции) можно определить величину максимальных колебаний момента в трансмиссии автомобиля на резонансных скоростях вращения системы двигатель—трансмиссия.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов Ю. В. «Автомобильная промышленность» № 5, 1953.
2. Ден Гартог, Теория колебаний, Огиз, 1942.
3. Серенсен С. В. и др., Динамическая прочность в машиностроении, Машгиз, 1945.
4. Малаховский Я. Э. и др., Демпферы, устанавливаемые в автомобильных сцеплениях, Изд-во АН СССР, 1950.



Фиг. 4. Резонансная кривая для трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 на четвертой (прямой) передаче, построенная по экспериментальным данным:

1 — резонанс трехузловых колебаний с 6-й гармоникой двигателя; 2 — то же с 3-й гармоникой двигателя.

## Вращение поршневого кольца в канавке

В. С. СЕМЕНОВ

**П**ОРШНЕВОЕ кольцо, установленное с рабочими зазорами в поршневой канавке, обладает как твердое тело двумя степенями свободы: перемещением в пределах аксиального зазора и угловым перемещением в канавке. При этом упругие радиальные смещения не принимаются во внимание. Вращение кольца способствует равномерному распределению износа цилиндра, отводу тепла через кольцо от поршня к цилиндру и очищает канавки в поршне от нагара. Поэтому рекомендуется избегать всяких стопоров, препятствующих проворачиванию колец даже на двухтактных двигателях [1].

Явление вращения кольца служило предметом нескольких исследований. В 1944 г. Глазером и Клутом (Германский научно-исследовательский институт воздухоплавания) было установлено, что степень проворачиваемости колец зависит от числа оборотов двигателя, от наклона поршня в плоскости шатуна и от эпюры износа цилиндра. Однако авторам не удалось установить ни причины вращения кольца, ни скорости его углового перемещения [2].

Более подробные исследования проведены в Кливлендской лаборатории НАСА Шоу и Нуссдорфером [3] на двигателе со стеклянным цилиндром, через который поршень с тремя компрессионными кольцами фотографировался в разных положениях.

Было выявлено, что направление и степень проворачиваемости колец могут изменяться в зависимости от скоростного режима двигателя и давления в цилиндре. Выдвинуто также предположение, что вращение кольца является следствием некоторой асимметричности эпюры давления кольца на стенку.

Вращение колец изучалось на двигателе 44 10,5/13. В канавку первого компрессионного кольца в плоскости движения шатуна был установлен резец, заточенный на конус с углом при вершине  $20^\circ$ , режущее острие которого выступало над нижней поверхностью канавки на  $5-8$  мк (рис. 1) при аксиальном зазоре кольца в канавке  $0,08$  мм. В первую канавку одевалось кольцо со шлифованной торцевой поверхностью и прямым замком. Двигатель запускался на топливе на 1 мин. по секундомеру, после чего топливо выключалось и следовал свободный выбег длительностью в среднем 23 сек.

Все такты (кроме всасывания) движения кольца относительно поршня, когда оно находилось на нижней торцевой поверхности, фиксировались резцом на самой поверхности кольца. После разборки двигателя определялось отклонение замков всех колец от первоначального положения и фотографировалась под микроскопом запись на первом кольце.

По описанной методике было проделано 23 опыта. На одном и том же кольце производилось несколько записей. Результаты опытов показывают, что степень проворачиваемости колец колеблется от 20 до 130 град/мин, средняя величина угловой скорости — 90 град/мин.

Гипотеза о влиянии несимметричности эпюры давления была проверена следующим образом. Одно и то же кольцо после записи переворачивалось другой стороной и вновь устанавливалось в канавку. Кольцо с зеркальной эпюрой давления должно было (по предположению) изменить направление вращения на противоположное, однако, опыты этого не подтвердили.

Влияние числа оборотов двигателя и давления над поршнем проверялось при работе на топливе с  $n=1500$  об/мин и при снятой головке цилиндра с проворачиванием коленчатого вала от руки. В обоих случаях по счетчику было зафиксировано 1680 оборотов вала двигателя при одном и том же установленном кольце. Угол поворота кольца оставался практически одним и тем же, из чего следовало заключение о зависимости перемещения кольца от суммарного количества оборотов коленчатого вала, а не от его угловой скорости и давления над поршнем.

На рис. 2 показана схема перекоса шатунной шейки (в виде срезания с осью вала).

Для анализа проведем вспомогательную плоскость  $P$  через действительную и теоретическую оси шейки. По плоскости направим ось  $x$  координатной системы  $xOy$ , движущейся поступательно вместе с точкой  $O$ . При вращении вала плоскость  $P$

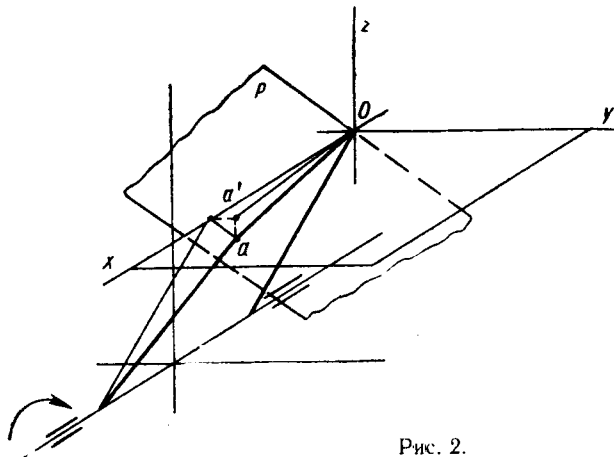


Рис. 2.

будет поворачиваться относительно оси  $Ox$ . Ось верхней головки шатуна будет все время параллельна оси шатунной шейки, а положения оси головки определяют положения оси поршня.

Показанное на рис. 3 положение оси верхней головки  $OA$  (в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ ) в пространстве может быть определено двумя углами. Проведем

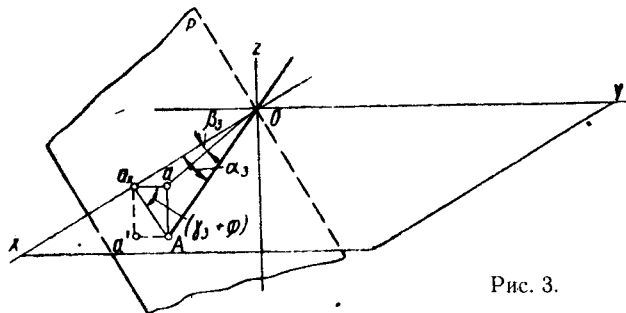


Рис. 3.

вспомогательную плоскость  $P$  через ось  $Ox$  (рис. 3), параллельную оси коленчатого вала, и ось верхней головки  $OA$ . Плоскость эта параллельна одноименной плоскости  $P$  на рис. 2. Пусть угол между плоскостью  $P$  и плоскостью  $xOy$  при положении кривошипа в в. м. т. будет  $\gamma_3$ . При вращении коленчатого вала в направлении часовой стрелки и отклонении кривошипа на угол  $\varphi$  плоскость  $P$  повернется вокруг оси  $Ox$  на тот же угол  $\varphi$ . Таким образом, положение оси  $OA$  определится в общем случае углом  $\alpha_3$  на плоскости  $P$  и углом  $(\gamma_3 + \varphi)$ . Пусть  $Oa$  и  $Oa'$  проекции  $OA$  соответственно на плоскости  $xOy$  и  $xOz$ . Введем обозначения  $\beta_3 = \angle a_x Oa$ ,  $\delta_3 = \angle a_x Oa'$ .

Первый угол характеризует поворот поршня, второй — наклон поршня относительно поперечной плоскости цилиндра.

На рис. 3 имеем

$$a'a_x = a_x O \operatorname{tg} \delta_3;$$

$$a_x O = OA \cos \alpha_3;$$

$$a'a_x = Aa = a_x A \sin (\gamma_3 + \varphi);$$

$$a_x A = AO \sin \alpha_3,$$

откуда после преобразований получим

$$\beta_3 = \alpha_3 (\sin \gamma_3 \cos \varphi - \cos \gamma_3 \sin \varphi).$$

(1)



Наклонение поршня в в. м. т.  $\delta_{30}$  (при  $\varphi=0$ ) представляет собой перекося оси мотылевой шейки относительно оси коленчатого вала.

$$\delta_{30} = \alpha_3 \sin \gamma_3. \quad (2)$$

Из рис. 3 можно также найти зависимость угла поворота  $\beta_3$  от угла  $\varphi$  и  $\gamma_3$ :

$$\beta_3 = \alpha_3 (\cos \gamma_3 \cos \varphi - \sin \gamma_3 \sin \varphi). \quad (3)$$

Угол  $\beta_3$  при положении поршня в в. м. т. является углом скрещения (или скручивания) осей шатунной шейки и коленчатого вала

$$\beta_{30} = \alpha_3 \cos \gamma_3. \quad (4)$$

На основании формул (1)–(4) выражения для поворота и наклонения поршня можно записать в следующем виде:

$$\delta_3 = \delta_{30} \cos \varphi + \beta_{30} \sin \varphi; \quad (5)$$

$$\beta_3 = \beta_{30} \cos \varphi - \delta_{30} \sin \varphi. \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что перекося шатунной шейки приводит к возвратно-угловому движению поршня вокруг своей оси.

Аналогичным образом можно показать, что перекося в других сочленениях кривошипно-шатунного механизма при работе двигателя также приводят к возвратно-угловому движению поршня. Однако неточность установки гильзы цилиндра не вызывает паразитных поворотов поршня.

Принимая положение поршня в в. м. т. за начальное, изменение угла  $\beta$  в общем случае (все сочленения рассматриваются как подшипники скольжения) определяется следующей формулой:

$$\Delta\beta = -\beta_{10} \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi + (\delta_{10} + \delta_{20}) \lambda \sin \varphi + \beta_{30} (\cos \varphi - 1) - \delta_{30} \sin \varphi, \quad (7)$$

где  $\beta_{10}$  — скрещение осей головок шатуна, в рад.;  
 $\delta_{10}$  — перекося оси верхней головки относительно оси стержня шатуна;

$\delta_{20}$  — перекося оси нижней головки относительно оси стержня шатуна;

$\beta_{30}$  — скрещение осей шатунной шейки и коленчатого вала;

$\delta_{30}$  — перекося оси шатунной шейки относительно оси коленчатого вала;

$\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для двигателя, на котором проводились эксперименты по определению вращения поршневых колец, эта зависимость выражается так:

$$\Delta\beta = -2,25 \cdot 10^{-4} \sin^2 \varphi + 2,25 \cdot 10^{-4} \sin \varphi + 13,5 \cdot 10^{-4} (\cos \varphi - 1). \quad (8)$$

На рис. 4 показана кривая поворота поршня в функции от угла  $\varphi$ , соответствующая выражению (8); экспериментальные точки получены методом светового рычага.

На рис. 4 видно, что любая точка на боковой поверхности поршня при движении последнего описывает в пространстве некоторую винтовую линию. Это и служит причиной вращения кольца. Рассмотрим движение поршня от в. м. т. на такте расширения. Кольцо в это время прижато к нижней поверхности канавки давлением газов, а сила трения по торцу больше, чем по рабочей поверхности, вследствие чего оно поворачи-

вается относительно цилиндра вместе с поршнем. На такте выхлопа соотношение сил трения имеет тот же порядок, и кольцо остается неподвижным относительно поршня. При подходе к в. м. т. на такте выпуска кольцо отрывается от нижней поверхности канавки и далее на такте всасывания находится у верхней поверхности. При движении вниз наличие масляного слоя между кольцом и верхней торцевой поверхностью обуславливает преобладание сил трения кольца о стенку над силами трения на верхней торцевой поверхности, в результате чего кольцо не поворачивается относительно цилиндра. Поршень в этом случае проскальзывает по кольцу на масляной пленке. При подходе к н. м. т. он повернется относительно кольца на угол  $\Delta\beta = 27 \cdot 10^{-4}$  рад. (рис. 4). На радиусе установки резца  $r=50$  мм, линейная величина перемещения составляет  $s=0,135$  мм. При движении поршня вверх на такте сжатия кольцо вновь прижимается силами инерции и давления газов к нижней поверхности и, выдавив из зазора смазку, поворачивается вместе с поршнем. Затем цикл повторяется. Следовательно, за два оборота вала на данном четырехтактном двигателе кольцо на радиусе резца переместится на 0,135 мм и резец сделает одну отметку. Шаг между отметками колеблется от 0,10 до 0,18 мм. Средняя величина его близка к той, которая получается из угла поворота поршня. Среднюю угловую скорость кольца можно определить по формуле

$$\Omega = \frac{\beta_{30} n}{60},$$

где  $\beta_{30}$  — скрещение оси шатунной шейки относительно оси коленчатого вала в рад.;

$n$  — число оборотов двигателя в минуту.

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Вращение кольца в канавке обуславливается наличием перекося шатунной шейки относительно оси коленчатого вала. Чем больше перекося, тем больше угловая скорость кольца.

2. Угловая скорость кольца для каждого двигателя пропорциональна угловой скорости коленчатого вала.

3. Вращение кольца не зависит от типа замка кольца и от давления газов в цилиндре.

4. На двухтактных двигателях поворот кольца осуществляется в районе окон, где кольцо отрывается от нижней посадочной поверхности. Угловая скорость вращения кольца в двухтактных двигателях значительно меньше, чем в четырехтактных при равных условиях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Танатар Д. Б., Компоновка и расчет быстроходных двигателей, Изд-во «Морской транспорт», 1952.
2. Гласер В., МТЦ № 3, 1957.
3. Шоу Нуссдорфер, «Отомобил Инджинир» № 12, 1946.

## Условия работы дифференциалов

ХУАН ШИ-ЛИНЬ (КНР)

Московский автомеханический институт

**УСЛОВИЯ** работы дифференциалов характеризуются силовыми и скоростными режимами.

Силовой режим в целом может быть косвенно оценен изменением условного коэффициента трения в зависимости от условий движения

$$\xi = \frac{M_r}{M_0},$$

где  $M_r$  — момент трения в дифференциале, равный разности моментов на отстающей и забегающей полуосях  $M_{отс} - M_{заб}$ ;

$M_0$  — момент, подведенный к корпусу дифференциала.

Скоростной режим удобно оценивать скоростным коэффициентом

$$\tau = \frac{\omega_{заб} - \omega_{отс}}{2\omega_0},$$

где  $\omega_{заб}$ ,  $\omega_{отс}$  и  $\omega_0$  — угловые скорости забегающей и отстающей полуосей, а также корпуса.



При качении ведущей оси с шестеренчатым дифференциалом, имеющим малое внутреннее трение, небольшая разница путей, проходимых колесами, приводит к относительному вращению полуосей. Если ведущая ось снабжена дифференциалом повышенного трения, то в аналогичном случае произойдет перераспределение тягового момента по колесам. Колесо, проходящее меньший путь, передает большую часть тягового момента, и радиус качения этого колеса уменьшается при увеличении момента. Поэтому радиус колеса, проходящего меньший путь, уменьшается больше, чем радиус колеса, проходящего больший путь. При больших значениях  $M_r$  разница моментов на колесах может быть такой, которая вызовет разницу радиусов качения колес, позволяющую им проходить разные пути при блокировании дифференциала. Это показывает, что дифференциалы повышенного трения включаются в работу лишь тогда, когда разность путей, проходимых колесами в единицу времени, достигнет определенной величины, причем тем большей, чем больше трение в дифференциале. Небольшая разница путей, проходимых колесами при движении автомобиля на повороте большого радиуса или по неровной дороге, а также незначительное отличие радиусов качения колес в случае прямолинейного движения автомобиля могут не вызывать работу дифференциала, в результате чего он остается заблокированным.

Определение условий, при которых различные дифференциалы включаются в работу, позволяет оценить их силовые и скоростные режимы. В Московском автомеханическом институте проведены теоретическое и экспериментальное исследования наиболее распространенных типов дифференциалов — шестеренчатого, кулачкового и червячного, причем первые два — конструкции ГАЗ, а третий конструкции НАМИ. При этом с помощью проволоочных датчиков и усилителя осциллографировались крутящие моменты на обеих полуосях; кроме того, записывались обороты колес и двигателя, а также фиксировались время, температура масла в картере заднего моста автомобиля и угол поворота руля.

Теоретическое исследование автора показало, что если сопротивление качению ведущих колес равно, то в общем случае движения автомобиля при заблокированном дифференциале, т. е. при  $M_{омс} - M_{заб} < M_r$  и одинаковых радиусах колес, крутящие моменты распределяются между полуосями в соответствии с выражениями:

$$M_{омс} = \frac{M_0}{2} + \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left[ \pm \Delta r_0 \pm \left( \frac{C_{ш1}}{m_1 z} - \frac{C_{ш2}}{m_2 z} \right) + M_0 (\lambda_2 - \lambda_1) \pm \frac{B}{R + \frac{B}{2}} \tau_0 \right]; \quad (1)$$

$$M_{заб} = \frac{M_0}{2} - \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left[ \pm \Delta r_0 \pm \left( \frac{C_{ш1}}{m_1 z} - \frac{C_{ш2}}{m_2 z} \right) + M_0 (\lambda_2 - \lambda_1) + \frac{B}{R + \frac{B}{2}} \tau_0 \right], \quad (2)$$

где  $\Delta r_0$  — разница радиусов при номинальных давлениях воздуха в шинах;  
 $C_{ш1}$  и  $C_{ш2}$  — радиальные жесткости шин;  
 $m_1$  и  $m_2$  — коэффициенты, учитывающие поперечное перераспределение нормальных реакций;  
 $\lambda_1$  и  $\lambda$  — коэффициенты тангенциальной эластичности шин;  
 $r_0$  — средний радиус качения колес;  
 $B$  — величина колеи;  
 $R$  — радиус поворота;  
 $z$  — статическая нормальная реакция на ведущих колесах;

$\left( \frac{C_{ш1}}{m_1 z} - \frac{C_{ш2}}{m_2 z} \right)$  — разница радиусов колес, обусловленная различным давлением воздуха в шинах и вертикальными нагрузками;  
 $M_0 (\lambda_2 - \lambda_1)$  — разница радиусов колес, обусловленная различием тангенциальных деформаций шин;

$\frac{B}{R + \frac{B}{2}} \tau_0$  — условная разница радиусов колес, обусловленная поворотом автомобиля.

Знаки плюс или минус варьируются в зависимости от того, какое колесо имеет больший радиус качения и в какую сторону происходит поворот автомобиля.

Дифференциал включается в работу только тогда, когда разность моментов  $M_{омс} - M_{заб}$  достигнет значения  $M_r$ . В это время крутящие моменты распределяются согласно уравнениям

$$M_{омс} = \frac{M_0}{2} + \frac{M_r}{2}; \quad (3)$$

$$M_{заб} = \frac{M_0}{2} - \frac{M_r}{2}. \quad (4)$$

Величины  $\Delta r_{пред}$  (движение прямолинейное), при которых дифференциалы начинают работать, можно найти по уравнению [1]

$$\Delta r_{пред} = \lambda \xi M_0. \quad (5)$$

Результаты подсчетов  $\Delta r_{пред}$  при давлении воздуха в шинах обоих колес, равном 3,5 атм,  $\lambda = 0,22$  мм/кгм и  $\xi = 0,09$ ; 0,55; 0,79 (соответственно шестеренчатому кулачковому и червячному дифференциалам), приведены на рис. 1.

Величины  $\lambda$  и  $\xi$  установлены предварительным испытанием.

Если обозначить

$$K_{омс} = \frac{M_{омс}}{M_0} \text{ и } K_{заб} = \frac{M_{заб}}{M_0},$$

то влияние разницы радиусов колес  $\Delta r$  на распределение крутящего момента по полуосям можно наглядно иллюстрировать графиком, представленным на рис. 2.

Для исследования процесса перераспределения моментов по колесам ведущей оси удобно рассмотреть случай ее прямолинейного движения при разных давлениях воздуха в шинах.

Разность крутящих моментов на колесах можно подсчитать по следующему уравнению:

$$M_{омс} - M_{заб} = \left[ \Delta r_0 + \left( \frac{C_{ш1}}{z} - \frac{C_{ш2}}{z} \right) + M_0 (\lambda_2 - \lambda_1) \right] \times \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2}. \quad (6)$$

Когда разность ( $M_{омс} - M_{заб}$ ) достигнет величины  $\xi M_0$ , дифференциал включается в работу и увеличение  $M_{омс} - M_{заб}$  прекращается. Для решения этого уравнения необходимо знать зависимость коэффициента тангенциальной элас-

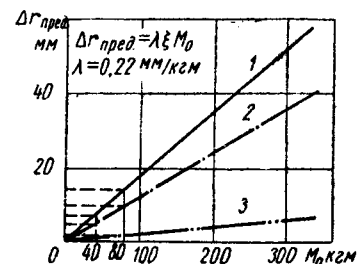


Рис. 1. Зависимость значений  $\Delta r_{пред}$  от момента  $M_0$ , подведенного от кардана к корпусу дифференциала:  
 1 — червячного; 2 — кулачкового; 3 — шестеренчатого.

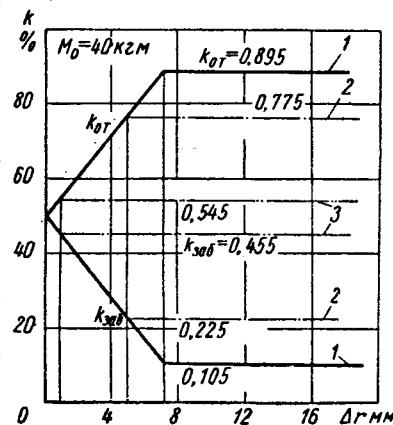


Рис. 2. Изменения коэффициентов  $K_{омс}$  и  $K_{заб}$ :  
 1 — червячный дифференциал; 2 — кулачковый дифференциал; 3 — шестеренчатый дифференциал.

тичности шин  $\lambda$  (рис. 3) от разности давлений в шинах и разности  $\frac{C_{ш1} - C_{ш2}}{z z}$  (рис. 4).

На рис. 5 приведены результаты подсчетов  $M_{отс} - M_{заб}$  для двух значений  $M_0$  (при  $r_0=0$ ), а также результаты испытания автомобиля ГАЗ-51, во время которого давление воздуха у одного колеса сохранялось равным 3,5 атм, а у другого изменялось в следующей последовательности: 3,5; 3; 2,5; 2 и 1,5 атм. Крутящие моменты на полуосях осциллографировались при установившемся строго прямолинейном движении автомобиля, имеющем различные сопротивления движению. Сумма моментов на обеих полуосях сохранялась равной примерно 185 и 120 кгм.

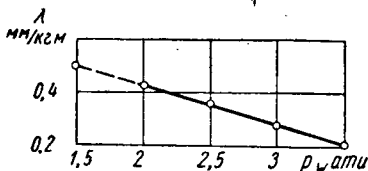


Рис. 3. Изменение разницы в статических радиусах колес при изменении давления в шинах.

Данные, полученные экспериментально и теоретически, совпадают. Шестеренчатый дифференциал включается в работу при разнице давлений воздуха в шинах 0,2 ат, кулачковый — 0,8—1 ат, а червячный 1,4—1,7 ат.

Для исследования процесса перераспределения моментов по колесам ведущей оси при криволинейном движении удоб-

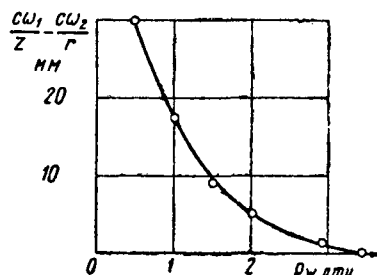


Рис. 4. Зависимость коэффициента тангенциальной эластичности шин от изменения давления в шинах.

но рассмотреть случай, когда давление воздуха в шинах ведущей оси составляло 3,5 атм.

Разность крутящих моментов на колесах в этом случае подсчитывается по уравнению

$$M_{отс} - M_{заб} = \frac{2}{\lambda} \left[ \frac{C_{ш}}{z} \left( \frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2} \right) + \frac{B}{R + \frac{B}{2}} r_0 \right] \text{ при } \Delta r_0 = 0. \quad (7)$$

При незначительных углах поворота автомобиля можно получить следующие выражения:

$$\frac{Br_0}{R + \frac{B}{2}} \approx \frac{Br_0}{R} \approx \frac{Br_0}{L} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{i\omega} \cdot \alpha_p^2; \quad (8)$$

$$\frac{C_{ш}}{z} \left( \frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2} \right) \approx 2 \frac{V_a^2 h_d}{dRB} \times \times r_n \approx 2r_n \frac{V_a^2 h_d}{dLB} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{\omega} \alpha_p, \quad (9)$$

где  $L$  — база автомобиля;  $V_a$  — скорость автомобиля в м/сек;  $i\omega$  — передаточное число руля около нейтрального положения;  $r_n$  — статическая деформация шин;  $h_d$  — высота центра тяжести автомобиля;  $\alpha_p$  — угол поворота руля в градусах.

Используя уравнения (7)–(9), находим величины предельного угла поворота руля, при которых дифференциалы начинают работать по следующему уравнению:

$$\alpha_{p \text{ пред}} = \frac{\frac{1}{2} \lambda \varepsilon M_0}{2r_n \frac{V_a^2 h_d}{dLB} + \frac{B}{L} r_0} \cdot i\omega \cdot \frac{180}{\pi}. \quad (10)$$

При  $M_0 = 47,6$  кгм  $V_a = \frac{10}{3,6}$  м/сек;  $h_d = 1$  м;  $L = 3,3$  м;  $i\omega = 24$ ;  $\alpha_{p \text{ пред}}$  будет равна для червячного дифференциала 47, кулачкового 32 и шестеренчатого 5°.

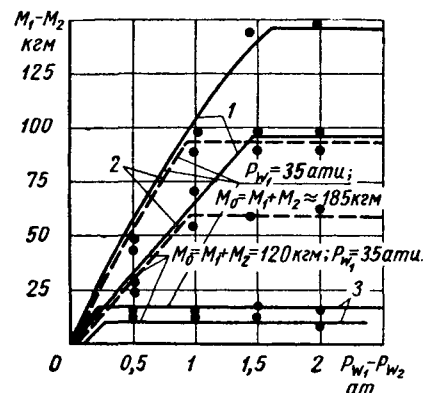


Рис. 5. Изменение разницы крутящих моментов на полуосях в зависимости от разницы давления воздуха в шинах (точками отмечены экспериментальные данные):

1 — червячный дифференциал; 2 — кулачковый дифференциал; 3 — шестеренчатый дифференциал.

С помощью уравнения (7) можно найти изменение  $K_{отс}$  и  $K_{заб}$  в зависимости от угла поворота руля, полученное расчетом и показанное на рис. 6 пунктирными линиями. Сплошными линиями показано изменение этих величин для автомобиля ГАЗ-51 с червячным дифференциалом, полученное экспериментом.

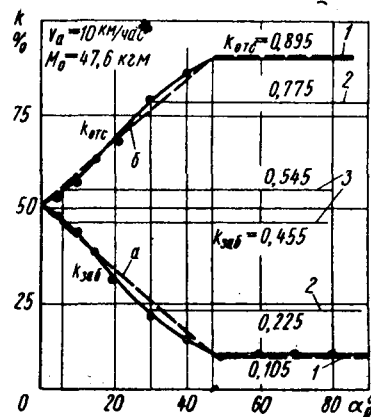


Рис. 6. Изменение коэффициента распределения от углов поворота руля автомобиля: а — расчетные данные; б — экспериментальные данные (обозначения те же, что на рис. 2).

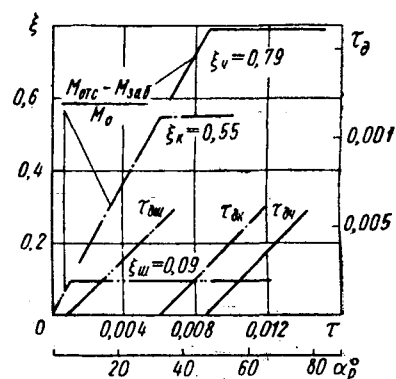


Рис. 7. Зависимость значения  $M_1 - M_2$  и действительного коэффициента использования дифференциалов  $r_d$  от величины углов поворота руля.

Скоростной режим работы дифференциала оценивается коэффициентом  $\tau$ , который при малых углах поворота автомобиля может быть выражен

$$\tau = \frac{\omega_1 - \omega_2}{2\omega_0} = \frac{B}{2R} \approx \frac{B}{2L} \alpha_p \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{i\omega}. \quad (11)$$

С помощью уравнения (11) находим  $\tau_{пред}$ , при котором начинают работать дифференциалы как обычные, так и повышенного трения.

$$\tau_{пред} = \frac{B}{2L} \cdot \alpha_p^{\circ} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{i_{\omega}}. \quad (12)$$

Действительный коэффициент использования дифференциала будет

$$\tau_d = \tau - \tau_{пред} = \frac{B}{2L} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{i_{\omega}} (\alpha_p^{\circ} - \alpha_{пред}^{\circ}). \quad (13)$$

На рис. 7 показаны зависимости  $\tau_d$  для различных типов дифференциалов, а также изменение значения  $\frac{M_{отс} - M_{заб}}{M_0}$  от  $\alpha_p^{\circ}$ .

Из рисунка следует, что дифференциалы повышенного трения включаются в работу значительно реже, чем шестеренчатые, а после включения работают с меньшими относительными скоростями. После включения силовой режим дифференциалов повышенного трения, косвенно характеризуемый  $\frac{M_r}{M_0}$ , оказывается намного большим, чем шестеренчатых.

При прямолинейном движении автомобиля с колесами равных радиусов по неровной дороге шестеренчатый дифферен-

циал работает непрерывно и тем интенсивнее, чем больше скорость движения. На основании испытаний автомобиля ГАЗ-67Б по плохой булыжной мостовой было установлено, что работа дифференциала при прямолинейном движении автомобиля со скоростью 10 км/час эквивалентна работе дифференциала при движении автомобиля на повороте радиусом 12 м с той же скоростью [2]. Это приводит к интенсивному износу деталей дифференциалов автомобилей, работающих на дорогах низкого качества. Предполагается [2], что дифференциалы повышенного трения подвергаются наибольшему износу.

Однако в действительности большое трение, повышающее силовой режим дифференциала, снижает время его работы и скоростной режим.

Для подтверждения этих выводов автором были проведены испытания автомобиля ГАЗ-51 с кулачковым и червячным дифференциалом на прямолинейном участке плохой булыжной мостовой со скоростью движения 10—40 км/час.

Результаты испытаний показали, что разница крутящих моментов на обоих полуосях не превышает 15% от  $M_0$ . В этих условиях шестеренчатый дифференциал непрерывно работает, а кулачковый и червячный находятся в заблокированном состоянии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Машгиз, 1959.
2. Попов И. И., «Автомобильная промышленность» № 12, 1958.

## Исследование прочности несущего кузова-фургона

М. Б. ШКОЛЬНИКОВ

НАМИ

РАСЧЕТ общей прочности несущего кузова автоприцепа, изложенный ранее<sup>1</sup>, может быть распространен и на другие конструкции автомобильных кузовов фургонного типа, состоящих из тонкостенной оболочки, подкрепленной ребрами и имеющей минимальное количество больших вырезов (например только вырезы для дверей).

Расчет основывался на допущениях о линейном законе распределения нормальных напряжений по сечению кузова и о разделении назначения каркаса и обшивки в работе всей конструкции: продольные связи кузова работают только на нормальные напряжения, а обшивка — на касательные. Эти допущения позволили определять напряжения кузова по простым формулам

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из} y}{J_x}, \quad (1)$$

$$\tau_k = \frac{Q S_{отс}}{J_x \delta_k}.$$

Эти формулы отличаются от обычных балочных тем, что в качестве  $J_x$  и  $S_{отс}$  подставляются не фактические, а приведенные значения, кроме того величина  $\delta_k$  обозначает толщину обшивки  $k$  той панели.

Важным обстоятельством является также то, что при выбранных допущениях касательные напряжения постоянны в пределах каждой панели и изменяются скачкообразно от одной панели к другой.

С целью проверки возможности применения данного расчета для автомобильных кузовов, имеющих специфические конструктивные особенности, были проанализированы результаты исследования прочности несущего кузова полуприцепа ОАЗ-784, грузоподъемностью 7 т Одесского автосборочного завода, проводившиеся в НАМИ.

Полуприцеп имеет типичную конструкцию несущего кузова, состоящего из стальных штампованных профилей и дюралюминиевой обшивки. Исследование кузова на прочность проводилось тензометрированием. На панелях кузова клеились розетки датчиков, а на продольных связях — одиночные датчики (при исследовании использовались проволоочные датчики сопротивления с базой 20 мм).

На рис. 1 приведены эпюры продольных нормальных напряжений  $\sigma_0$  (в кг/см<sup>2</sup>) в стрингерах и некоторых панелях. В нескольких панелях на сетке цифрами нанесены номера розеток, а в таблице даны для них значения нормальных напряжений в направлении оси кузова  $\sigma_0$  и в направлении, перпендикулярном оси кузова  $\sigma_{90}$  и касательных  $\tau$  напряжений. На рис. 2, а, б приведены также эпюры по нескольким сечениям кузова. Ординаты напряжений (рис. 1 и 2) откладывались от соответствующих осевых линий, по которым отмечены датчики и розетки (черточками и кружочками).

Для сравнения результатов испытаний с расчетными данными испытываемый кузов был рассчитан по формулам (1). Схема продольных связей, принятых в расчете приведенного момента инерции  $J_x$ , дана на рис. 3, а на рис. 4 даны балочная расчетная схема, эпюры изгибающих моментов и нормальных напряжений в связях (цифры — индексы напряжений соответствуют номерам площадей  $J_k$  продольных связей на рис. 3).

Эпюра нормальных расчетных напряжений по среднему сечению кузова приведена на рис. 2, в. При вычислении ординат этой эпюры расчетные напряжения в дюралюминиевых дета-

лях умножались на поправку  $\frac{E_{дюр}}{E_{ст}}$ , учитывающую совмести-

ную работу деталей с разными модулями упругости  $E$ .

Построенные эпюры расчетных и экспериментальных напряжений позволяют сделать выводы по существу расчета.

Простейшая «балочная» методика расчета общей прочности достаточно хорошо характеризует прочность кузова в целом. Расчетные и экспериментальные значения нормальных напряжений хорошо совпадают как по величине, так и по характеру для ряда элементов сечения кузова.

К ним относятся:

1. Закругления крыши около соединения с боковиной (рис. 2).
2. Нижняя кромка кузова, особенно по левой боковине, где нет выреза для двери (см. рис. 1 и рис. 4, г  $\sigma_{из1}$ ).
3. Продольные связи в средней части боковины, особенно левой, где нет искажающего влияния выреза для двери (рис. 4, в и эпюры на рис. 2).

Нейтральная ось сечения кузова по расчетным и экспериментальным данным располагается между средними продольными связями боковины. Это особенно хорошо наблюдается по изменению знака эпюры левой боковины (рис. 1).

<sup>1</sup> М. В. Школьников, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1956.

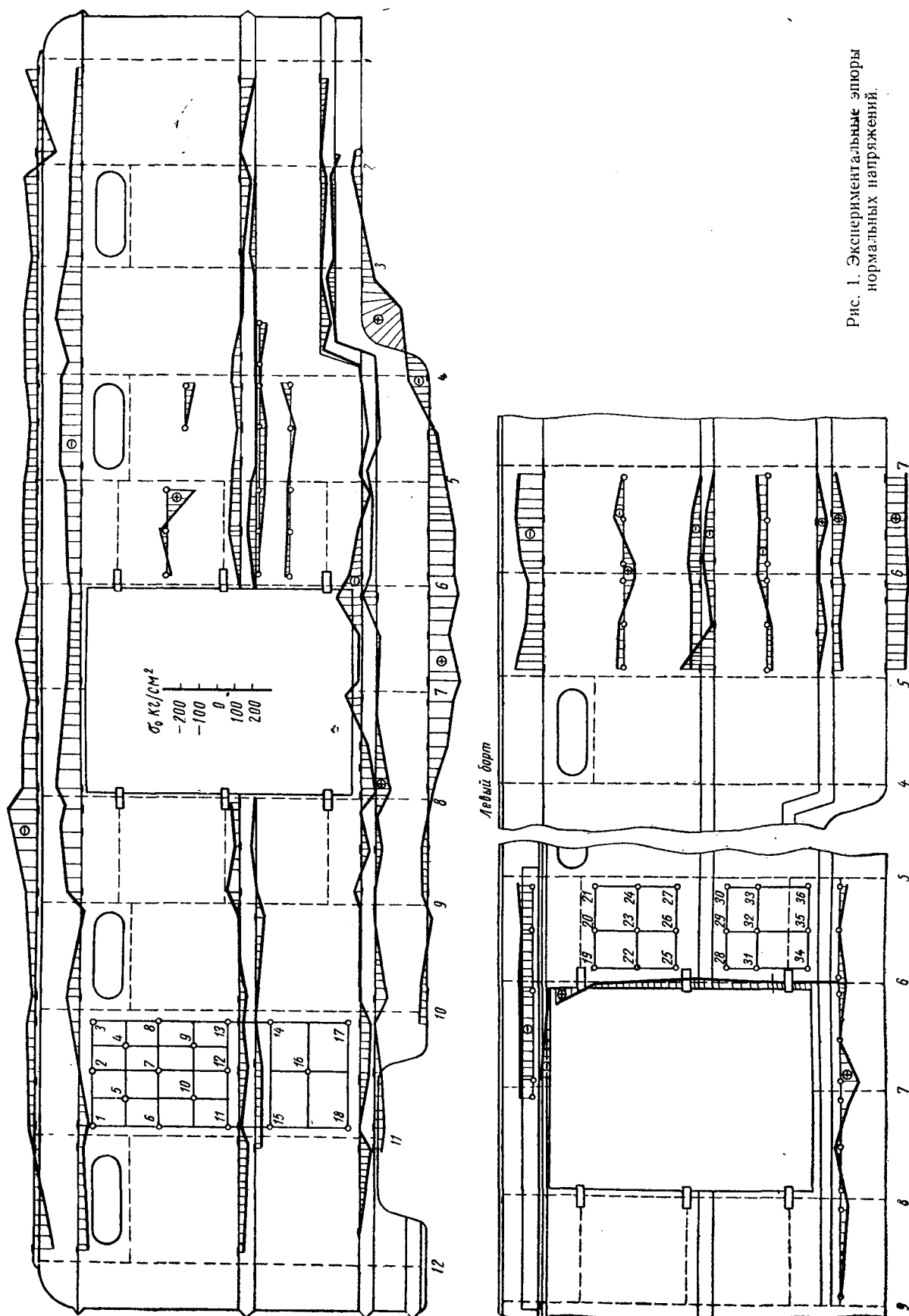


Таблица к рис. 1

| Розетки             | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\sigma_x$          | 16  | -17 | -22 | 80  | -74 | -22 | -91 | 51  | -59 | 10  | 0   | -40 |
| $\sigma_{90^\circ}$ | 126 | 17  | 0   | 24  | -29 | -28 | -43 | 0   | -76 | 117 | 0   | -40 |
| $\tau$              | 0   | 0   | -25 | 0   | -73 | -20 | 58  | -13 | 48  | 60  | -20 | -15 |
| Розетки             | 13  | 14  | 15  | 16  | 17  | 18  | 19  | 20  | 21  | 22  | 23  | 24  |
| $\sigma_x$          | -35 | -10 | 10  | -46 | 10  | 10  | 25  | -36 | -80 | 22  | -46 | 94  |
| $\sigma_{90^\circ}$ | 0   | -24 | 0   | -57 | -19 | -16 | 36  | 15  | -24 | 29  | -57 | 94  |
| $\tau$              | 33  | -13 | 0   | -10 | 0   | -10 | 20  | 48  | 76  | -10 | -25 | -30 |
| Розетки             | 25  | 26  | 27  | 28  | 29  | 30  | 31  | 32  | 33  | 34  | 35  | 36  |
| $\sigma_x$          | -26 | -45 | -16 | -15 | 10  | 34  | -22 | 0   | 0   | -15 | -10 | 27  |
| $\sigma_{90^\circ}$ | 15  | 57  | -52 | 10  | 10  | 17  | 0   | 60  | -27 | -26 | -32 | 218 |
| $\tau$              | 23  | 31  | 10  | 30  | 0   | -10 | 0   | 0   | 0   | -25 | 10  | 12  |

Однако, несмотря на то, что эпюры имеют подобный характер, есть и значительные расхождения между расчетными и экспериментальными значениями.

Расчетные эпюры много превышают по величине экспериментальные в центральном стрингере крыши (рис. 1 и

сосредоточенными площадями. Однако фактически продольные связи имеют конечные размеры и их напряженное состояние зависит от характера соединения с обшивкой.

Продольные силы, возникающие в стрингерах, при изгибе кузова, могут трактоваться и как равнодействующие касательных усилий, заменяющих действие панелей по обе стороны профиля. Касательные силы, действующие по обе стороны  $k$ -го стрингера определяются по формулам

$$q_{k-1} = \tau_{k-1} \delta_{k-1}$$

$$q_k = \tau_k \delta_k,$$

где  $\tau$  — касательные напряжения, вычисленные по второй формуле (1).

Тогда, составляя уравнение проекций сил на продольную ось стрингера  $z$ , лежащую в плоскости, параллельной обшивке, получим

$$\frac{dN_k}{dz} = q_{k-1} - q_k. \quad (2)$$

Постоянство производной свидетельствует о линейной зависимости продольных сил  $N_k$  на длине каждой панели. В любом сечении стрингера продольная сила равна

$$N_z = N_{i-1} + \frac{N_i - N_{i-1}}{l_i} z, \quad (3)$$

где  $N_{i-1}$  и  $N_i$  — продольные усилия в стрингере, действующие по поперечным границам панелей (т. е. в сечениях над шпангоутами).

Величины  $N_{i-1}$  и  $N_i$  могут определяться по формуле

$$N_i = \sigma_i f_{c_k} \quad (4)$$

где  $\sigma_i$  — нормальное напряжение в  $i$ -том сечении кузова, определенное по первой формуле (1);

$f_{c_k}$  — площадь сечения стрингера (с учетом эффективно работающих на нормальные напряжения условных поясков обшивки кузова).

Продольная сила  $N_z$  действует в срединной плоскости обшивки и, если центр тяжести стрингера не лежит в этой плоскости, вызывает не только сжатие — растяжение профиля, но и его изгиб.

В том случае, когда используются приведенные выше выражения для  $N_z$  и  $\sigma_i$ , когда нагрузки, действующие на стрингеры, по величине значительно меньше критических, можно

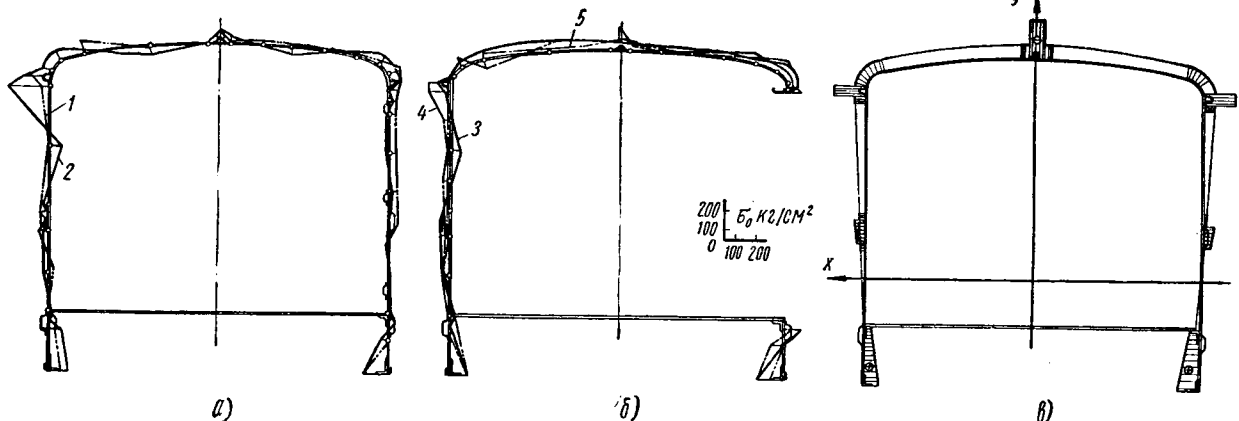


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные эпюры нормальных напряжений в средних сечениях кузова (нулевая линия — линия контура кузова, положительные напряжения отложены внутрь контура):

1 — сечение между 5-м и 6-м шпангоутами; 2 — сечение справа от 6-го шпангоута; 3 — сечение слева от 6-го шпангоута; 4 — сечение между 6-м и 7-м шпангоутами; 5 — сечение справа от 7-го шпангоута.

рис. 4, в  $\sigma_{изз}$ ) и в верхних стрингерах боковины (рис. 1 и рис. 4, в  $\sigma_{изз}$ ), хотя и хорошо совпадают по характеру.

Значительные расхождения между расчетными и экспериментальными эпюрами наблюдаются в панелях боковин и средней части панелей крыши.

В связи с изложенным следует несколько уточнить расчетную схему кузова с тем, чтобы получить большее совпадение расчетных и экспериментальных данных. Прежде всего нужно уточнить напряженное состояние продольных связей кузова. В балочной расчетной схеме стрингеры считаются точечными,

определять напряжения по формуле для сложного напряженного состояния стержня изгиба со сжатием — растяжением:

$$\sigma = \frac{M_{изз} y}{J_x} \left[ 1 \mp \frac{f_{c_k} \eta e_c}{J_\zeta} \right], \quad (5)$$

где  $\eta$  и  $\zeta$  — главные оси координат профиля стрингера (с учетом поясков обшивки);

$J_\zeta$  — момент инерции стрингера относительно оси  $\zeta$  (с учетом поясков обшивки);

$e_c$  — эксцентриситет центра тяжести профиля стрингера относительно срединной поверхности обшивки.

Знак минус берется, когда  $e_c$  отложен со стороны положительной нормали срединной поверхности (наружу кузова), а знак плюс внутрь кузова.

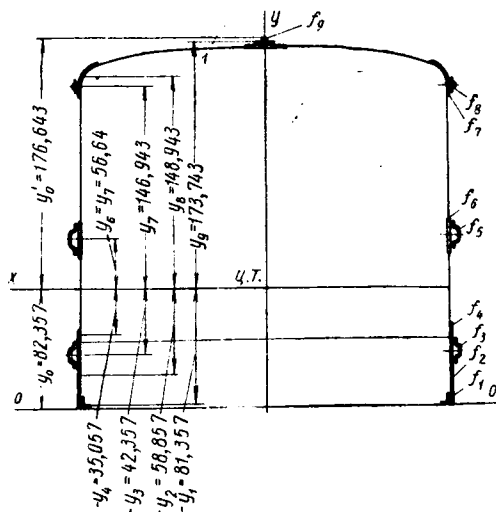


Рис. 3. Схема продольных связей, принимаемых в расчете общей прочности кузова для среднего сечения:

$f_1 \div f_9$  — площади продольных связей;  $y_1 \div y_9$  — расстояние продольных связей до центра тяжести кузова.

Допущение о работе обшивки только на сдвиг и, как следствие, постоянство касательных напряжений в пределах панели определяют характер приложения нагрузки в расчетной схеме кузова.

гоутов. Следовательно, внешняя нагрузка в расчетной схеме должна быть не распределенной, а состоять из сосредоточенных сил, приложенных к сечениям по шпангоутам. Поэтому фактически при построении эпюр изгибающих моментов следует вычислять большое количество  $M_{из}$  (по количеству шпангоутов). Однако при достаточно большом количестве шпангоутов (больше 5—6) и равномерно распределенной нагрузке в кузове можно не разбивать ее по узлам и вычислять изгибающие моменты, разбивая пролет на любое удобное для расчета число пролетов (рис. 4).

На рис. 4 пунктиром показаны эпюры в стрингерах, построенные по уточненной формуле (5). На рис. 5 дано распределение нормальных напряжений по сечению стрингера, определяемых из обычного балочного расчета (а), дополнительных напряжений (б), учитываемых вторым числом в скобках формулы (5) — суммарные напряжения в сечении стрингера (в). Кроме того, нанесены показания двух датчиков (они хорошо совпадают с суммарной эпюрой).

Эксперименты показали, что листы обшивки кузова также находятся в условиях более сложного напряженного состояния, чем это предполагается в элементарном расчете.

В пределах каждой из обследованных панелей обнаружены как нормальные, так и касательные напряжения (см. рис. 1 и таблицу). Нормальные напряжения, как следует из экспериментальных данных, непостоянные по любому направлению и обычно изменяют знак в центре панели. Касательные напряжения также непостоянны в пределах панели. Однако хорошие совпадения расчетных и экспериментальных напряжений в продольных связях свидетельствуют об обоснованности указанных выше допущений, о значении обшивки в общей прочности кузова.

Все это дает основание сделать вывод, что листы обшивки кузова подвержены местному продольному изгибу, связанному с работой в закритической области. Можно предполагать, что из-за наличия местного изгиба измеренные касательные напряжения оказались не постоянными в пределах панелей.

Таким образом, листы обшивки, не воспринимая нормаль-

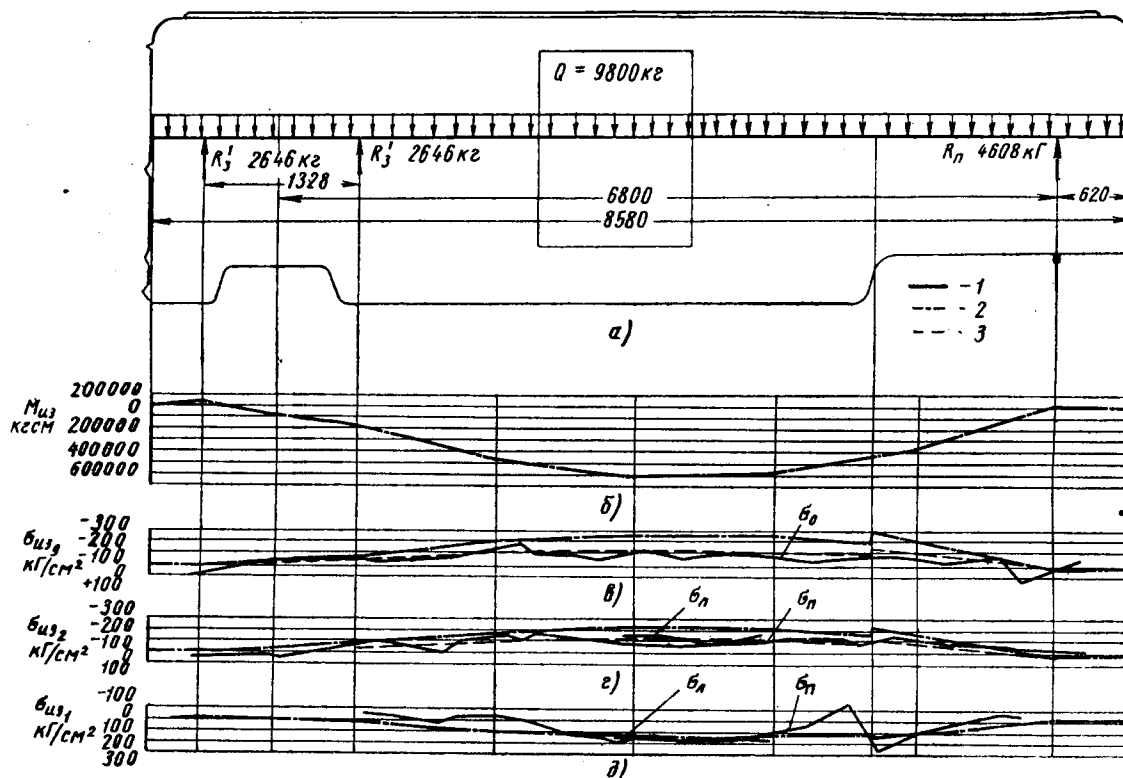


Рис. 4. Балочный расчет кузова ( $\sigma_n$  — по правому борту кузова,  $\sigma_l$  — по левому борту кузова).

а — балочная расчетная схема кузова; б — эпюра изгибающих моментов кузова; в, г, д — эпюры нормальных напряжений в продольных связях кузова; 1 — экспериментальные данные; 2 — расчетные; 3 — уточненные расчетные.

Линейный закон изменения продольных усилий  $N_z$  в пролетах стрингеров, а следовательно, и линейный закон изменения изгибающих моментов в пролетах влекут за собой постоянство перерезывающих сил на длине кузова, равной шагу шпан-

ных напряжений от общего изгиба кузова, сами испытывают напряжения изгиба.

Этот изгиб вызывается сжатием — растяжением и сдвигом листов в закритической области при наличии на самих листах

значительных начальных прогибов. Напряжения, возникающие в панелях, могут в несколько раз превосходить те напряжения, которые имелись бы в случае участия их в общем изгибе кузова. В нескольких панелях (крыши и боковины) наблюдались места с напряжениями 250—350 кг/см<sup>2</sup>, хотя напряжения общего изгиба не должны были превышать 100 кг/см<sup>2</sup>.

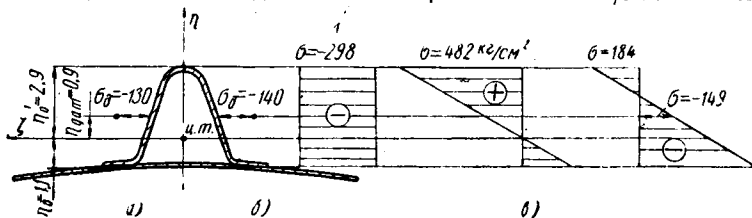


Рис. 5. Распределение нормальных напряжений по сечению стрингера.

В настоящее время отсутствуют простые формулы для расчета тонких листов с большими прогибами (такие расчеты изучает нелинейная теория упругости), поэтому нет возможности достаточно просто учесть дополнительные напряжения в панелях кузова, вызванные продольным изгибом со сдвигом. Однако о наличии таких напряжений, часто превышающих общие напряжения, следует иметь в виду при проектировании и назначении допускаемых стрелок начальных прогибов листов. Криволинейные листы обшивки крыш достаточно хорошо воспринимают нормальные напряжения, особенно в районе закругления, в переходе на боковину (см. рис. 3).

Постоянство касательных напряжений от общего изгиба кузова в пределах каждой панели позволяет наметить методику расчета любого элемента каркаса кузова, которая основывается на том, что если известны значения  $\tau_k(q_k)$ , то не только для стрингера, но и для любого шпангоута может быть составлено условие равновесия [равенство (2)].

Вырез для двери испытываемого кузова хорошо усилен за счет полосы толщиной 3 мм, наложенной поверху и достаточно сильного стального нижнего пояса толщиной 3 мм. Эксперименты показали, что хорошо усиленный вырез для двери в боковой стенке мало влияет на общую прочность кузова и его можно не учитывать при расчете на изгиб.

Следует только обратить внимание на напряженное состояние участка стенки под дверью между 6-м и 8-м шпангоутами (рис. 1, 2 и 4). Напряженное состояние этого участка определяется растяжением от общего изгиба и местным изгибом в вертикальной плоскости от веса груза, находящегося в кузове. В испытываемом кузове высота участка стенки под дверью была достаточно большой, в связи с чем напряжения в этом районе увеличились по сравнению с расчетными незначительно (рис. 4, д).

Однако в остальных случаях при проектировании следует дополнительно рассчитывать этот участок как балку с жестко заделанными концами и добавить полученные напряжения к напряжениям от общего изгиба кузова.

Таким образом, из проведенного исследования прочности несущего кузова следует, что допущения о линейном распределении нормальных сопряжений в продольных связях кузова и работе панелей только на сдвиг вполне допустимы для расчета общей прочности кузова. Следовательно, балочный расчет достаточно хорошо характеризует общую прочность и его можно использовать при проектировании кузовов. Однако он является первым этапом расчета, нуждающегося в уточнении в зависимости от особенностей рассчитываемой конструкции.

Балочный расчет дает для продольных связей кузова напряжения, соответствующие центру тяжести сечения профиля и только частично отражает напряженное состояние листов обшивки.

Однако, в связи с тем, что напряжения в листах незначительны, дальнейшее их уточнение не имеет первостепенного значения.

## Сопротивление автомобильных шин качению при высоких скоростях

Канд. техн. наук В. И. НОВОПОЛЬСКИЙ

НИИ шинной промышленности

**ДЛЯ ОЦЕНКИ** в первом приближении основных составляющих потерь на качение автомобильной шины в широком диапазоне скоростей качения (до 250 км/час) проведен краткий анализ отдельных положений механики автомобильного колеса.

Общая величина потерь на качение шины, как известно, определяется, главным образом, следующими показателями: трением шины в контакте с дорогой, внутренним трением в материалах при деформации шины (гистерезисные потери) и трением колеса о воздух (вентиляционные потери).

Трение в плоскости контакта. Потери на трение шины в плоскости контакта вызваны проскальзыванием элементов беговой дорожки шины относительно дороги. Рассмотрим характер проскальзывания шины ведомого колеса при качении по беговому барабану станка. Если предположить, что проскальзывание шины отсутствует, то при равномерном вращении обода колеса угловая скорость беговой дорожки шины в зоне контакта относительно оси вращения колеса равна

$$\omega_n = \omega_m [(1 + i_m) \cos^2 \alpha_n - 1], \quad (1)$$

где  $\omega_m$  — угловая скорость бегового барабана;

$i_m = \frac{r_m}{r_d}$  — отношение радиуса обода бегового барабана

$r_m$  к динамическому радиусу шины в зоне контакта  $r_d$  (рис. 1);

$\alpha_n$  — угол поворота беговой дорожки шины относительно оси колеса в зоне угла контакта шины (начало отсчета в середине контакта).

Из выражения (1) видно, что беговая дорожка в зоне контакта при равномерном вращении колеса перемещается с переменной угловой скоростью  $\omega_n$ . На входе в контакт и выходе из него величина  $\omega_n$  минимальна, в середине контакта угол  $\alpha_n$  равен нулю, а величина  $\omega_n$  достигает максимального значения.

Теоретическая угловая скорость  $\omega_e$  обода равномерно вращающегося ведомого колеса при отсутствии скольжения шины приближенно равна (при  $\alpha_n = \omega_e t$ )

$$\omega_e = \omega_m \left[ 0,5 (1 + i_m) \left( 1 + \frac{\sin \alpha_k}{\alpha_k} \right) - 1 \right], \quad (1a)$$

$$i_t = 0,5 (1 + i_m) \left( 1 + \frac{\sin \alpha_k}{\alpha_k} - 1 \right). \quad (2)$$

Множитель  $i_t$  является теоретическим передаточным отношением угловых скоростей колеса и бегового барабана при условии отсутствия проскальзывания шины.

Из выражения (2) видно, что передаточное отношение угловых скоростей автомобильного колеса и бегового барабана

станка определяется не только отношением радиусов  $i_m = \frac{r_m}{r_d}$ ,

оно также пропорционально синусу угла контакта  $\alpha_k$  и обратно пропорционально величине  $\alpha_k$ .

Наличие различных угловых скоростей обода колеса  $\omega_e$  и беговой дорожки шины  $\omega_n$  в зоне контакта обуславливает угловые смещения отдельных участков беговой дорожки отно-



сительно обода колеса и при достижении определенных величин касательных деформаций, частичное проскальзывание шины в зоне контакта.

В действительных условиях качения происходят одновременно оба указанных явления. Зоны скольжения и направление проскальзывания в первую очередь определяются соотношением угловых скоростей  $\omega_e$  и  $\omega_n$ .

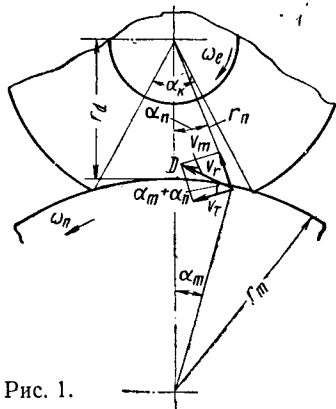


Рис. 1.

В зоне, где  $\omega_e > \omega_n$ , проскальзывание шины возможно в направлении вращения колеса, т. е. элементы беговой дорожки шины стремятся обогнать беговую поверхность барабана станка. Зону с таким проскальзыванием назовем зоной I, а величину проскальзывания в ней за время пребывания в контакте данного участка беговой дорожки шины за один оборот колеса —  $s_1$ .

В зоне, где  $\omega_e < \omega_n$ , проскальзывание возможно в направлении, противоположном вращению колеса, т. е. элементы беговой дорожки шины вынуждены сдвинуться в направлении, обратном движению беговой поверхности барабана. Эту зону назовем зоной II, а величину проскальзывания в ней —  $s_2$ .

В центральной части контакта по всей ширине площади отпечатка располагается зона II; по краям от нее в сторону входа в контакт и выхода из него — зоны I.

Если  $s_1$  существенно больше  $s_2$ , действительная угловая скорость колеса  $\omega_k$  при скольжении шины будет больше  $\omega_e$ . Если же  $s_2$  существенно больше  $s_1$ , величина  $\omega_k$  может оказаться меньше  $\omega_e$ .

Допустим, что размеры зон проскальзывания сохраняются постоянными и определяются теоретически возможными границами, т. е. зона II занимает в середине половину длины контакта, а зоны I—I, вместе взятые, занимают вторую половину длины контакта по краям.

Предположим также, что проскальзывания  $s_1$  и  $s_2$  пропорциональны времени пребывания элементов дорожки в зоне контакта и происходят с постоянными средними скоростями, свойственными зонам I—I и зоне II.

Скорость проскальзывания в зоне II можно принять пропорциональной разности скоростей  $v_m - v_d$ , тогда

$$s_2 = (v_m - v_d) \frac{t_k}{2},$$

где  $v_d = \omega_k r_d$  — линейная скорость беговой дорожки шины в середине зоны контакта;

$v_m$  — линейная скорость бегового барабана;

$t_k$  — время пребывания в контакте отдельных элементов беговой дорожки шины за один оборот колеса.

После подстановки  $\omega_k = \omega_m i_k$  и преобразований получаем:

$$s_2 = v_m t_k \frac{i_m - i_k}{2 i_m}, \quad (3)$$

где  $i_k = \frac{\omega_k}{\omega_m}$  — действительное передаточное отношение угловых скоростей колеса и бегового барабана.

Разность противоположно направленных проскальзываний шины в зоне II и зонах I, при данной угловой скорости  $\omega_k$  вращения колеса приблизительно определяется соотношением

$$\Delta s = s_1 + s_2 = (v_m - v_m^t) t_k,$$

где  $v_m = \frac{\omega_k}{i_k} r_m$  — линейная скорость обода бегового барабана, соответствующая действительной угловой скорости колеса  $\omega_k$  в реальных условиях качения;

$v_m^t = \frac{\omega_k}{i_t} r_m$  — теоретическая линейная скорость обода бегового барабана, соответствующая тому же значению угловой скорости колеса  $\omega_k$  при условии качения шины без проскальзывания.

После соответствующих подстановок определяем

$$s_1 = v_m t_k \left( \frac{i_t - i_k}{i_t} - \frac{i_m - i_k}{2 i_m} \right). \quad (4)$$

Зная величины проскальзываний  $s_1$  и  $s_2$  можно определить среднюю мощность  $N_s$ , расходуемую на трение шины в зоне контакта.

Мощность  $N_s$  определяется суммой двух слагаемых:

$$N_s = P_1 v_1 + P_2 v_2 = \frac{2 Q \mu}{l_k t_k} (s_1^2 + s_2^2), \quad (5)$$

где  $P_1 = \frac{Q}{l_k} \mu s_1$  и  $P_2 = \frac{Q}{l_k} \mu s_2$  — силы трения скольжения соответственно в зонах I и II;

$v_1 = \frac{2 s_1}{t_k}$  и  $v_2 = \frac{2 s_2}{t_k}$  — средние скорости скольжения соответственно в зонах I и II;

$Q$  — радиальная нагрузка на шину;

$l_k$  — длина контакта шины;

$\mu$  — коэффициент трения скольжения.

Потери на внутреннее трение шины. Мощность  $N_n$ , теряемая на внутреннее трение шины, может быть выражена как разность мощностей:  $N_1$ , расходуемой на дефор-

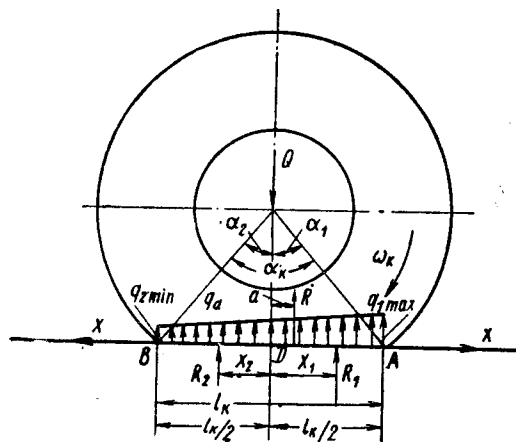


Рис. 2.

мацию шины в процессе качения и  $N_2$ , возвращаемой при выпрямлении (восстановлении формы) беговой дорожки в зоне контакта (рис. 2 зона угла  $\alpha_2$ ), и используемой на качение колеса

$$N_n = N_1 - N_2.$$

При составлении зависимости, определяющей величины мощностей  $N_1$  и  $N_2$ , примем, как принято выше, что давление шины на дорогу сосредоточено по средней продольной линии контактной поверхности, т. е. результирующая  $R$  эпюры интенсивности удельных давлений (рис. 2) равна результирующей давлений по всей площади контакта и равна радиальной нагрузке  $Q$  на колесо.

Мощность  $N_1$ , расходуемая на деформацию шины ведомого колеса по беговому барабану в зоне угла контакта  $\alpha_1$ , в первом приближении равна

$$N_1 = v_c^2 \int_0^{\frac{t_k}{2}} q_1 \sin \omega_m (1 + i_k) t \cos \omega_m i_k t dt + v_c^2 \int_0^{\frac{t_k}{2}} q_1 \sin \omega_m i_k t \cos \omega_m (1 + i_k) t dt, \quad (6)$$

где  $t$  — текущее значение времени пребывания элементов беговой дорожки шины в зоне угла  $\alpha_1$  контакта;

$q_1$  — текущая ордината интенсивности давления шины в зоне угла  $\alpha_1$  контакта.

Мощность  $N_2$  определяется той же зависимостью (6) после замены  $q_1$  — текущей ординаты  $q_2$  интенсивности давления шины в зоне угла  $\alpha_2$  контакта (зона выпрямления шины).

Примем также распределение давления шины по длине контакта по линейному закону (рис. 2), причем давление шины распространяется и на граничные точки А и Б. В действительности в этих точках давление близко к нулю. Однако последнее допущение практически не способствует увеличению площади эпюры удельных давлений.

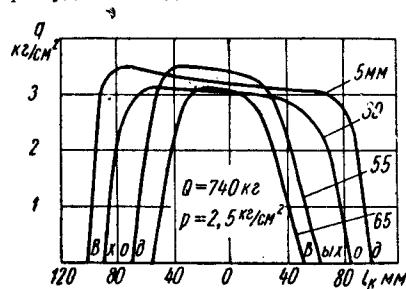


Рис. 3.

На рис. 3 представлены эпюры удельных давлений шины 7,50—16 в условиях работы ведомого колеса. Давление измерялось в четырех продольных сечениях беговой дорожки (на расстоянии 5, 30, 55 и 65 мм от середины) при помощи специальных проволоочных датчиков, вмонтированных в поверхность дорожного покрытия. Испытания проводились на автомобилях ЗИЛ-110 при движении по шоссе с асфальтовым покрытием со скоростью 100 км/час.

Из рис. 3 видно, что реальный закон распределения давления шины 7,50—16 при повышенных скоростях близок к линейному.

При скоростях качения, больших, чем критические значения, закон распределения давления шины на дорогу в отдельных продольных сечениях может заметно отличаться от линейного. Рассмотрим качение шины при скоростях до критических значений, т. е. когда отсутствуют радиальные колебания шины на выходе из зоны контакта.

Коэффициент, учитывающий увеличение реакции давления шины на дорогу ( $\bar{R}_1 = \bar{\Sigma} q_1$ ) в зоне угла  $\alpha_1$  (см. рис. 2) деформации обозначим  $k$ , тогда

$$R_1 = \frac{Q}{2} k$$

Отсчет длины беговой дорожки шины начнем от точки D. В рассматриваемом случае уравнения текущих интенсивностей давления шины по длине контакта имеют вид

$$\begin{aligned} q_1 &= q_d + k_0 l, \\ q_2 &= q_d - k_0 l, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $q_d$  — интенсивность давления в середине длины контакта (точка D),

$$k_0 = \frac{4Q}{l_k} (k - 1).$$

Подставляя в формулу (6) значения  $q_1$  и  $q_2$ , находим:

$$N_1 = \frac{v_c l_k}{150 m} \left[ q_d (1 - \cos m) + \frac{k_0 l_k}{2m} (\sin m - m \cos m) \right] \text{ л. с.} \quad (8)$$

$$N_2 = \frac{v_c l_k}{150 m} \left[ q_d (1 - \cos m) - \frac{k_0 l_k}{2m} (\sin m - m \cos m) \right] \text{ л. с.}, \quad (9)$$

где  $m = \omega_m (1 + 2i_k) \frac{t_k}{2}$ .

Мощность  $N_n$ , расходуемая на внутреннее трение шины, равна:

$$N_n = N_1 - N_2 = \frac{v_c l_k^2}{150 m^2} k_0 (\sin m - m \cos m) \text{ л. с.} \quad (10)$$

Полученная зависимость (10) позволяет определить основную составляющую потерь на качение, расходуемую на внутреннее трение шины, если известен закон распределения давления шины по длине контакта.

Если известна величина  $N_n$ , то по формуле (10) может быть установлен линейный закон распределения давления шины по длине контакта при качении с докритическими скоростями. В рассматриваемом случае формула (10) позволяет определить коэффициент  $k$

$$k = 1 + \frac{75 N_n m^2}{2 v_c Q (\sin m - m \cos m)}. \quad (11)$$

На основании уравнений (7) можно определить величину смещения  $a$  реакции  $R$  давления шины на дорогу (см. рис. 2) по отношению к вертикали, проходящей через ось вращения колеса

$$a = \frac{\int_0^{\frac{t_k}{2}} q_1 l dl - \int_0^{\frac{t_k}{2}} q_2 l dl}{Q} = \frac{l_k}{3} (k - 1). \quad (12)$$

Выражая мощность, расходуемую на внутреннее трение шины, в виде:

$$N_n = \frac{M_f \omega_k}{75} = \frac{Q b \omega_k}{75}$$

находим

$$b = \frac{75 N_n}{Q \omega_k} = \frac{2 v_c (\sin m - m \cos m)}{\omega_k m^2} (k - 1), \quad (12a)$$

где  $M_f$  — момент сопротивления качению, обусловленный внутренним трением шины;

$b$  — условное плечо действия реакции  $R=Q$ , относительно оси вращения колеса, определяемое произведением  $M_f = Q \cdot b$ .

Сопоставление зависимостей (12) и (12a) показывает, что величина  $a$  и  $b$  не равны. Таким образом, момент сопротивления качению не равен произведению  $Q \cdot a$ . Однако в литературе, посвященной анализу качения автомобильного колеса [1], [2], принимается, что  $M_f = Q \cdot a$ . Неравенство  $M_f \neq Q \cdot a$  обусловлено тем, что суммарная разность работ в единицу времени, совершаемая в процессе деформации шины силами  $q_1$  и  $q_2$  в их зонах действия, не определяется произведением  $Q \cdot a \cdot \omega_k$ .

Способы измерения отдельных величин. Частные решения рассмотренных выше зависимостей для конкретных случаев качения шины возможны, если известны величины:  $P_f$  (общая сила сопротивления качению);  $M_w$  — момент сопротивления вращению колеса вследствие трения о воздух);  $r_d$ ;  $\alpha_k$ ;  $l_k$ ;  $t_k$ ;  $i_k$ .

Сила  $P_f$  в условиях качения ведомого колеса определялась инерционным способом, путем измерения замедления вращения системы беговой барабан—шина. Замедления вращения измерялись в узких интервалах снижения скорости [3]  $\Delta v = 5 \div 10$  км/час.

Момент сопротивления вращению колеса вследствие трения о воздух может быть выражен

$$M_w = J_k \cdot \varepsilon_w,$$

где  $J_k$  — момент инерции колеса относительно оси вращения;  $\varepsilon_w$  — замедление свободного вращения колеса (измерялось экспериментально).

Потери на трение в подшипниках колеса, вращающегося под радиальной нагрузкой, отдельно не учитывались. Они входят в общую величину потерь на качение колеса по сравнению с которой их величина, как показывает расчет, составляет доли процента.

Геометрические размеры шины  $r_d$ ,  $\alpha_k$  и  $l_k$  фиксировались при помощи фотографирования. Время контакта  $t_k$  определялось по осциллограммам, на которых при помощи металлического датчика, укрепленного по середине беговой дорожки шины, регистрировалось время пребывания в плоскости контакта данного участка шины. На этой же осциллограмме фиксировались угловые скорости колеса  $\omega_k$  и бегового барабана  $\omega_m$ , по которым вычислялось передаточное отношение  $i_k$ .

Результаты экспериментального исследования. Испытаниям подвергали автомобильную шину 7,50—16 (рисунку протектора — зигзагообразные продольные канавки, резины — на основе натурального каучука) при радиальной нагрузке — 720 кг, внутреннем давлении 1,5—3,5 кг/см², скорости качения 50—250 км/час в условиях качения ведомого колеса.

На основании проведенного исследования установлено следующее:

1. При скоростях 130—150 км/час на выходе из зоны контакта возникают интенсивные радиальные колебания беговой дорожки шины, которые усиливаются с повышением скорости. При скорости 250 км/час колебания распространяются приблизительно на половину длины продольной окружности шины.

С увеличением внутреннего давления воздуха в шине указанные колебания значительно снижаются. При скорости 200 км/час с повышением внутреннего давления с 1,5 до 3,5 кг/см<sup>2</sup> размах радиальных колебаний (по первой волне) беговой дорожки уменьшается с 23 до 12 мм.

При постоянных условиях качения колебания беговой дорожки и боковых стенок шины являются изохронными и затухающими.

Период колебаний увеличивается с повышением скорости и понижением внутреннего давления. Декремент затухания уменьшается с повышением внутреннего давления или скорости качения.

2. Радиальный прогиб (деформация) шины при заданной радиальной нагрузке не зависит от скорости качения (сохраняется постоянным при всех скоростях от 50 до 250 км/час).

3. При повышении скорости с 50 до 250 км/час величины угла и длины контакта  $\alpha_k$  и  $l_k$  возрастают на 15—20%.

4. С увеличением скорости передаточное отношение  $i_k$  угловых скоростей колеса и бегового барабана интенсивно снижается, причем величина передаточного отношения, определенная из соотношения радиусов  $i_m = \frac{r_m}{r_d}$ , не равна действительной величине передаточного отношения  $i_k = \frac{\omega_k}{\omega_m}$ , т. е.

$i_m > i_k$ . При скорости 200—250 км/час величина

$$\frac{i_m - i_k}{i_k} 100\% = 15 \div 20\%.$$

5. Величина проскальзывания шины  $s_2$  в направлении, обратном вращению колеса, определенная по формуле (3), увеличивается с повышением скорости качения или снижением внутреннего давления воздуха в шине.

Величина проскальзывания шины  $s_1$ , в направлении вращения колеса, определенная по формуле (4), уменьшается с повышением скорости, достигая нулевых значений при скоростях 180—200 км/час. При более высоких скоростях местное проскальзывание шины происходит в одном направлении (обратном вращению колеса).

Общее проскальзывание шины  $s = |s_1| + |s_2|$  в принятых условиях качения ( $v_m = 50 \div 250$  км/час,  $P = 1,5 \div 3,5$  кг/см<sup>2</sup>) по отношению к пути, проходимому шиной, составило 5—10%.

6. Общая сила  $P_f$  сопротивления качению возрастает с увеличением скорости.

При достижении критических значений скоростей качения порядка 130—150 км/час, при которых возникают указанные выше колебания беговой дорожки шины, общая сила  $P_f$  сопротивления качению интенсивно возрастает, приблизительно пропорционально квадрату скорости.

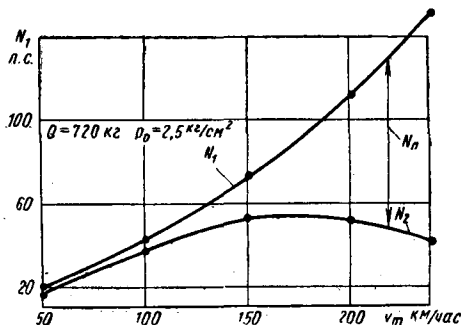


Рис. 4.

Главной составляющей потерь на качение являются потери на внутреннее трение в материалах шины — 90—95%. Потери на трение шины в плоскости контакта составляют от 2 до 10%, вентиляционные потери — 1,5—3%.

Интенсивный рост потерь на внутреннее трение шины (мощности  $N_n$ ) при высоких скоростях обуславливается уменьше-

нием величины мощности  $N_2$ , используемой на качение колеса при выпрямлении беговой дорожки шины в зоне угла  $\alpha_2$  контакта.

На рис. 4 приведен баланс мощностей деформации шины в зоне контакта при скоростях качения от 50 до 250 км/час. Мощность  $N_1$ , расходуемая на деформацию шины 7,50—16, интенсивно возрастает с увеличением скорости. Мощность  $N_2$  при скоростях до 150 км/час возрастает менее интенсивно, чем мощность  $N_1$ .

При скоростях, больших, чем 150 км/час, рост мощности  $N_2$  прекращается, дальнейшее увеличение скорости приводит к интенсивному снижению величины  $N_2$ .

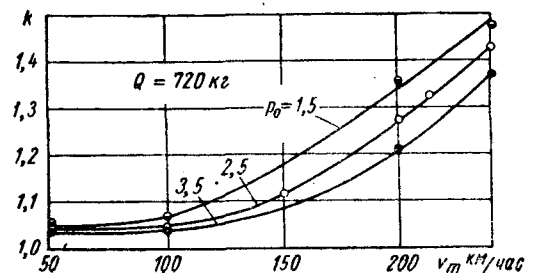


Рис. 5.

В результате, мощность  $N_n$ , равная разности мощностей  $N_1$  и  $N_2$ , с увеличением скорости интенсивно возрастает.

Описанный характер изменения мощностей  $N_1$  и  $N_2$  с увеличением скорости объясняется перераспределением давления шины по площади контакта. В зоне контакта, где происходит деформация шины (угол  $\alpha_1$ ) давление возрастает, в зоне выпрямления (угол  $\alpha_2$ ) беговой дорожки давление снижается. На рис. 5 представлены данные о влиянии скорости качения

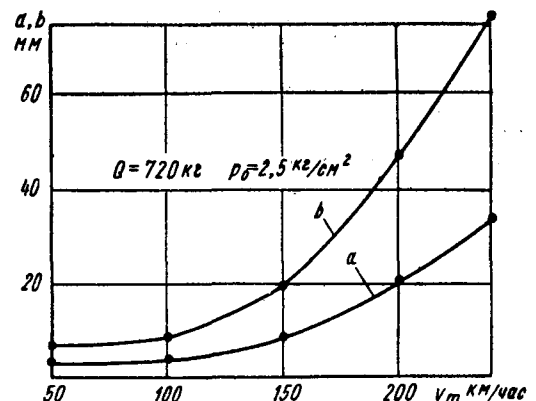


Рис. 6.

на коэффициент  $k$ , определенный по формуле (11), который характеризует увеличение реакции  $R_1$  давления шины 7,50—16 в зоне деформации при скоростях до 250 км/час.

На рис. 6 показано влияние скорости качения на смещение центра давления  $a$  [определено по формуле (12)] общей реакции  $R$  давления шины 7,50—16 на дорогу в направлении движения колеса при скоростях до 250 км/час. Кроме того, на рис. 6 показано изменение условного плеча  $b$  [подсчитано по формуле (12а)] той же общей реакции.

Из рис. 6 видно, что действительное смещение  $a$  значительно меньше условного плеча  $b$  (примерно в 2—2,5 раза).

Как показало определение величины смещения  $a$  суммированием удельных давлений шины в плоскости контакта, измеренных при помощи вышеупомянутых датчиков при скоростях качения до 150 км/час, данные подсчетов по формуле (11) хорошо согласуются с экспериментальными.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., «Теория автомобиля», стр. 18—23, Машгиз, 1950.
2. Людвиг Феппл, «Технике Механик», Лейпциг 1929, стр. 179—180.
3. Новопольский В. И., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1954.

# ОТКРЫТА ПОДПИСКА

на 1961 год

НА ЕЖЕМЕСЯЧНЫЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ  
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ЖУРНАЛЫ,  
ИЗДАВАЕМЫЕ МАШГИЗОМ

| №<br>по<br>пор. | Наименование журналов                           | Подписная цена (в руб.) |           |           | Стоимость<br>одного<br>номера<br>в руб. |
|-----------------|-------------------------------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-----------------------------------------|
|                 |                                                 | на год                  | на 6 мес. | на 3 мес. |                                         |
| 1               | Автомобильная промышленность                    | 48                      | 24        | 12        | 4                                       |
| 2               | Вестник машиностроения                          | 84                      | 42        | 21        | 7                                       |
| 3               | Кузнечно-штамповочное производство              | 60                      | 30        | 15        | 5                                       |
| 4               | Литейное производство                           | 48                      | 24        | 12        | 4                                       |
| 5               | Машиностроитель                                 | 36                      | 18        | 9         | 3                                       |
| 6               | Металловедение и термическая обработка металлов | 54                      | 27        | 13.50     | 4.50                                    |
| 7               | Механизация и автоматизация производства        | 60                      | 30        | 15        | 5                                       |
| 8               | Приборостроение                                 | 48                      | 24        | 12        | 4                                       |
| 9               | Сварочное производство                          | 48                      | 24        | 12        | 4                                       |
| 10              | Станки и инструмент                             | 54                      | 27        | 13.50     | 4.50                                    |
| 11              | Строительное и дорожное машиностроение          | 54                      | 27        | 13.50     | 4.50                                    |
| 12              | Тракторы и сельхозмашины                        | 48                      | 24        | 12        | 4                                       |
| 13              | Химическое машиностроение (6 номеров в год)     | 30                      | 15        | —         | 5                                       |
| 14              | Энергомашиностроение                            | 60                      | 30        | 15        | 5                                       |

*Подписка на журналы Машгиза принимается без ограничения в пунктах подписки „Союзпечать“, почтамтах, конторах и отделениях связи, общественными уполномоченными на заводах и фабриках, в шахтах, промыслах и стройках, в колхозах, совхозах и РТС, в учебных заведениях и учреждениях.*



# Бутадиенстирольные каучуки горячей и холодной полимеризации марки "INTOL"

| №           | ТИП                                                                                                                                                                                     | ХАРАКТЕРИСТИКА                                                                                                                                                                                                             | ИЗГОТОВЛЯЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ                                                                                                                                                                                                                |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>1006</b> | «Горячая» бутадиенстирольная сополимерная эмульсия. Полимеризована с применением жирно-кислотного мыла в качестве эмульсионного средства. Стабилизирована с бесцветным антиокислителем. | Легкий цветной не окрашивающий полимер. Широко применяется в изготовлении продуктов белого и других бледных цветов.                                                                                                        | Половые кафель, прорезиненные ткани, предметы домашнего обихода. Применяется также для усиления сопротивления удару легких цветных пластмасс.                                                                                        |
| <b>1500</b> | С кислотно-канифольным мылом                                                                                                                                                            | Общего назначения, изготавливается простыми способами, обладает высокими механическими свойствами и хорошими клеящими способностями                                                                                        | Покрывки, профилированные заготовки, твердая резина, детали машин, предметы, требующие высоких физических свойств                                                                                                                    |
| <b>1502</b> | Со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл и бесцветным антиокислителем                                                                                                                | Обладает большой прочностью при разрыве, стойкостью против истирания, эластичностью. Благодаря бесцветности применяется для изготовления предметов светлых тонов                                                           | Детали автомобилей, спортивные принадлежности, подошвы для обуви, прорезиненные ткани, для одежды, вещи домашнего обихода                                                                                                            |
| <b>1710</b> | Маслосодержащий, наполненный при полимеризации высоковязкого полимера марки 1502 ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера                                               | Дешевый с превосходными физическими свойствами                                                                                                                                                                             | Протекторы шин, профилированные заготовки, детали машин, литые изделия различного применения, цвет которых не является обязательным требованием                                                                                      |
| <b>1712</b> | Маслосодержащий полимер марки 1502, наполненный специальным ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера                                                                    | Свойства те же, что у каучука № 1710, но предназначен для изделий, изготавливаемых простыми способами                                                                                                                      | Шины; профилированные заготовки; приводные ремни; изоляционные оболочки кабелей; изделия, получаемые литьем в формы и выдавливанием                                                                                                  |
| <b>1778</b> | Бесцветный, маслосодержащий каучук                                                                                                                                                      | Эмульсия холодного сополимера бутадиенстирола полимеризована со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл. Каучук наполнен светлым нефтяным маслом в количестве 37,5%, обладает хорошими физическими свойствами и бесцветен | Белые боковины покрывшек, шин, подошвы для обуви, спортивные принадлежности, ковры для пола квартир, предметы домашнего обихода, детали машин, изделия для медицины, резиновые листы, губчатая резина, изоляционные оболочки кабелей |

Поставка кусками весом примерно 36,3 кг, обернутыми в пленку и вложенными в два бумажных трехслойных мешка каждый. Упакованный кусок весит примерно 37,4 кг.

Доставка без замедления. Качество постоянное. Цены твердые и вне конкуренции. Обеспечиваются полные технологические данные и консультация.



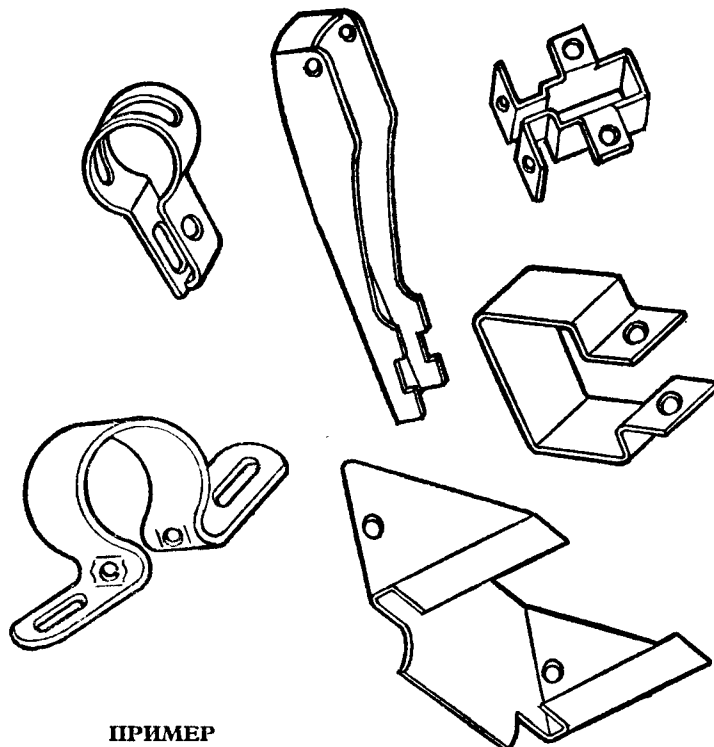
**The International  
Synthetic Rubber Co. Ltd.**

HYTHE • SOUTHAMPTON • АНГЛИЯ

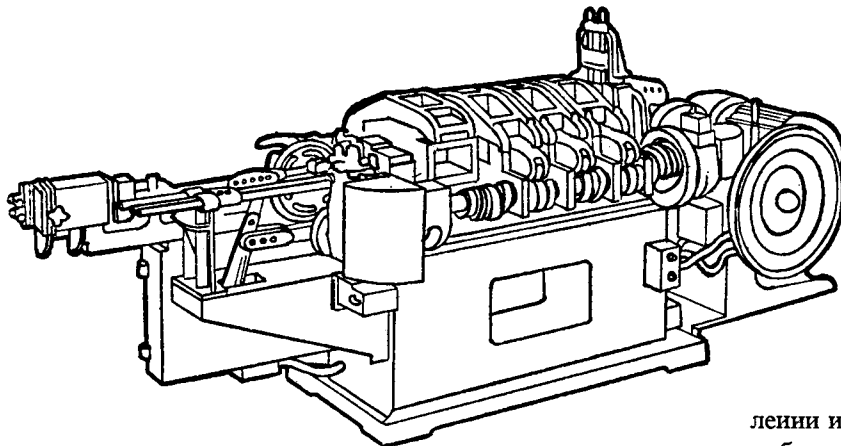
# ALLTOOLS LTD

**Выполняет особо точные работы для промышленности**

Alltools Ltd. изготавливает оснастку и специальное оборудование для предприятий автомобильной, авиационной, электротехнической промышленности и для производства предметов домашнего обихода. Фирма проектирует и изготавливает, а также создает по чертежам заказчика штампы, (простые и прогрессивные), специальные зажимные гильзы и патроны, приспособления к станкам и сборочные приспособления, а также специальные установки, оборудование и станки весом до 40 т.



ПРИМЕР



Металлоформирующая машина фирмы Alltools Ltd. и автомобильные детали, которые на ней изготавливаются с минимальной производительностью 60 шт. в минуту.

Эта надежная, автоматически действующая машина обеспечивает экономичную штамповку деталей из холоднокатаной ленты или проволоки. Процесс вырубki наружных, внутренних контуров и формовки деталей при изготов-

лении из холоднокатаной ленты выполняется непрерывно, благодаря чему устраняется необходимость расчленения прессовых операций.

Машина оснащена правильным приспособлением, механизмом автоматической подачи и вертикальным съемником.

Предусмотрены устройства для регулировки согласованности рабочих движений механизмов и компенсирующих перемещений узлов при постройке машины.

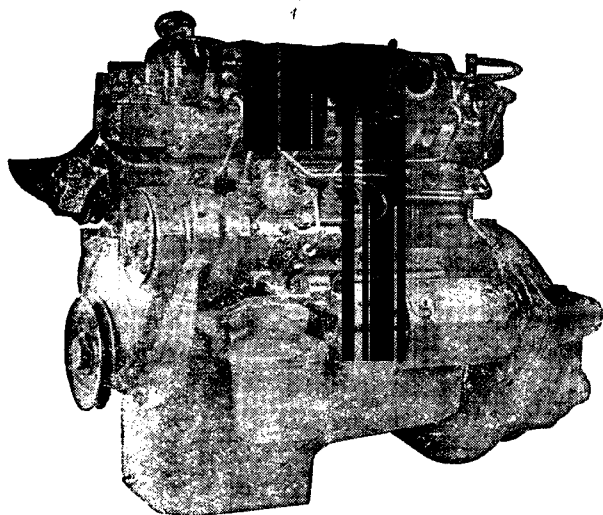
*Запросы просьба направлять по адресу:*

## ALLTOOLS LTD

**TRANSPORT AVENUE, GREAT WEST ROAD, BRENTFORD, АНГЛИЯ**

# Четырехцилиндровые с рабочим объемом 1,6 литра дизели

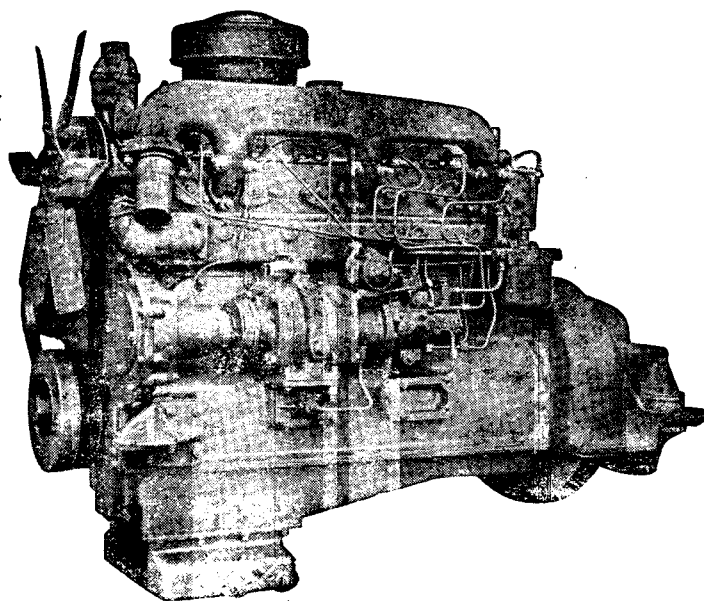
## ПЭРКИНС 99



Для грузовых и легковых автомобилей, такси, сельскохозяйственных машин и судов, для стационарных установок всех видов. Двигатели поставляются мощностью: для грузовых автомобилей и такси 43 л.с. при 3600 об/мин., для легковых автомобилей 43 л.с. при 4000 об/мин., для сельскохозяйственных машин 35 л.с. при 3000 об/мин., для судов, работающих на дальних рейсах, 33 л.с. при 3000 об/мин. и на ближних рейсах 40 л.с. при 3600 об/мин. Для стационарных установок непрерывного действия 35 л.с. при 3000 об/мин; прерывного действия 42 л.с. при 3600 об/мин.

## Шестицилиндровые дизели типа ПЭРКИНС 340 (V) для быстроходных автомобилей

Шестицилиндровый дизель типа Перкинс 340 (V) для быстроходных автомобилей обладает простотой конструкции, удобством и легкостью обслуживания, надежностью и экономичностью эксплуатации. Номинальная мощность двигателя до 110 л.с. при 2850 об/мин.



Поставляется для АВТОМОБИЛЕЙ, СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН, ПРОМЫШЛЕННЫХ И СУДОВЫХ УСТАНОВОК.

*Просим направлять все запросы по адресу:*

**PERKINS ENGINES LIMITED • PETERBOROUGH • АНГЛИЯ**

# Новый метод определения частот собственных колебаний крутильных систем однородных рядных двигателей

А. РИПИАНУ

(Румынская Народная Республика)

В ДАННОЙ статье изложен графоаналитический метод определения частот собственных колебаний крутильных систем с однородными рядными двигателями при любом числе некоторых боковых масс.

При изложении этого метода рассмотрен однородный рядный z-цилиндровый двигатель с пятью и шестью массами, присоединенными к его валу так, как это показано на рис. 1, а, б.

$a, a_1, a_2, a_3, a', a'', a_e$  — смещения крутильных колебаний, измеряемые на окружности радиуса  $r_0$ , в см;  
 $A, A_1, A_2, A_3, A', A'', A_e$  — амплитуды крутильных колебаний приведенных масс, измеряемые на окружности радиуса  $r_0$ , в см;  
 $\omega$  — угловая частота собственных колебаний системы с  $(z+5)$  массами.

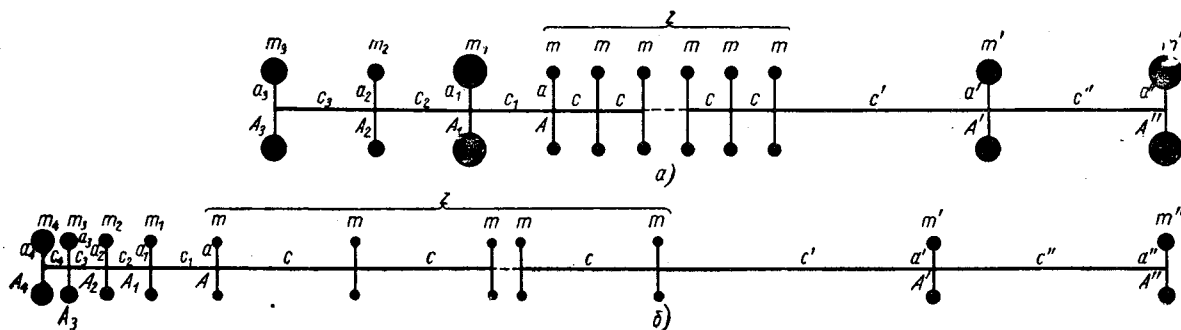


Рис. 1.

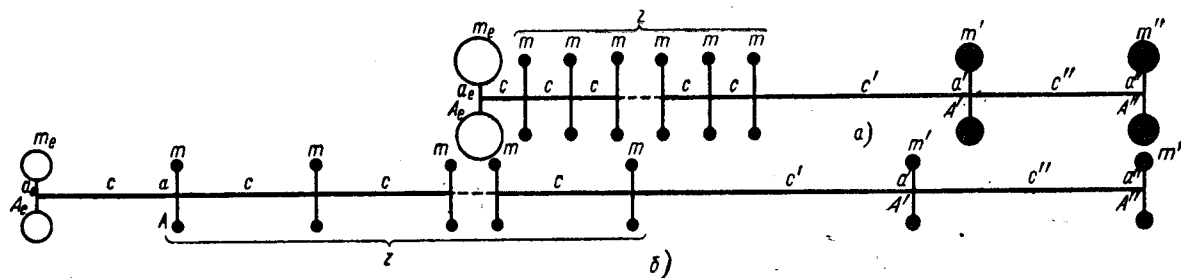


Рис. 2.

Крутильная система с  $z+5$  степенями свободы. В рассматриваемой силовой установке к однородному<sup>1</sup> рядному двигателю с  $z$ -числом одинаковых моторных масс<sup>2</sup> присоединены три немоторные массы  $M_1, M_2, M_3$  с одного конца коленчатого вала и две боковых  $M', M''$  — с другого. Крутильная система силовой установки, после приведения ее масс и длин, схематически представлена на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

$m$  — масса, редуцированная на радиус  $r_0$ , соответствующая вращающимся и поступательно движущимся массам одного цилиндра рядного двигателя, в  $кгсм^{-1}сек^2$ ;  
 $m_1, m_2, m_3$  — массы, редуцированные на радиус  $r_0$ , заменяющие немоторные массы  $M_1, M_2, M_3$ , в  $кгсм^{-1}сек^2$ ;  
 $m', m''$  — массы, редуцированные на радиус  $r_0$ , заменяющие немоторные массы  $M'$  и  $M''$ , в  $кгсм^{-1}сек^2$ ;  
 $m_e$  — редуцированная масса, динамически эквивалентная системе трех немоторных масс  $m_1, m_2, m_3$ , в  $кгсм^{-1}сек^2$ ;

$$c = \frac{c}{r_0^2}; \quad c_1 = \frac{C_1}{r_0^2}; \quad c_2 = \frac{C_2}{r_0^2}; \quad c_3 = \frac{C_3}{r_0^2};$$

$$c' = \frac{C'}{r_0^2}; \quad c'' = \frac{C''}{r_0^2} \text{ — отношения крутильных жесткостей к квадрату радиуса редуцирования в } кгсм^{-1};$$

Заменяв приведенные массы  $m_1, m_2, m_3$  динамически эквивалентной им массой  $m_e$ , получим упрощенную динамическую систему, схематически показанную на рис. 2, а и б.

Дифференциальные уравнения крутильных колебаний рассматриваемых немоторных масс и заменяющей их массы на основании принципа Даламбера или по уравнению Лагранжа второго рода могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{aligned} m_3 \frac{d^2 a_3}{dt^2} + c_3 (a_3 - a_2) &= 0; \\ m_2 \frac{d^2 a_2}{dt^2} + c_3 (a_2 - a_3) + c_2 (a_2 - a_1) &= 0; \\ m_1 \frac{d^2 a_1}{dt^2} + c_2 (a_1 - a_2) + c_1 (a_1 - a) &= 0; \\ m_e \frac{d^2 a_e}{dt^2} + c (a_e - a) &= 0. \end{aligned}$$

Введя решения для  $a, a_1, a_2, a_3, a_e$ ,

$$a = A \cos(\omega t - \epsilon);$$

$$a_e = A_e \cos(\omega t - \epsilon),$$

после несложных преобразований получим

$$-m_3 A_3 \omega^2 + c_3 (A_3 - A_2) = 0; \quad (1)$$

$$-m_3 A_3 \omega^2 - m_2 A_2 \omega^2 + c_2 (A_2 - A_1) = 0; \quad (2)$$

$$-m_3 A_3 \omega^2 - m_2 A_2 \omega^2 - m_1 A_1 \omega^2 + c_1 (A_1 - A) = 0; \quad (3)$$

$$-m_e A_e \omega^2 + c (A_e - A) = 0. \quad (4)$$

<sup>1</sup> Однородными двигателями принято называть двигатели с одинаковыми моторными массами и одинаковыми жесткостями между ними.

<sup>2</sup> Моторной массой называется масса, заменяющая все подвижные массы, связанные с одним коленом.





порядка. При этом для кривых разных порядков, соответствующих первому, второму и третьему корням  $x$  системы уравнений (10), подсчитаны при разных значениях  $z$  цифры, обозначающие число  $z$ , повторены на рис. 3.

Для построения кривых  $B_z(x)$  в формулу (8) при каждом значении  $z$  следует подставить выражения (11).

то число одинаковых масс, при котором построена кривая  $B_z(x) = B_h(x)$ , обозначенная данным номером  $h$ .

После замены массы  $m_e$  одинаковыми массами, число которых равно  $h$ , в системе будет  $z+h$  одинаковых масс. Эти массы при дальнейшем преобразовании системы можно заменить одной массой  $m_F$  (рис. 5, а, б и рис. 6 а, б).

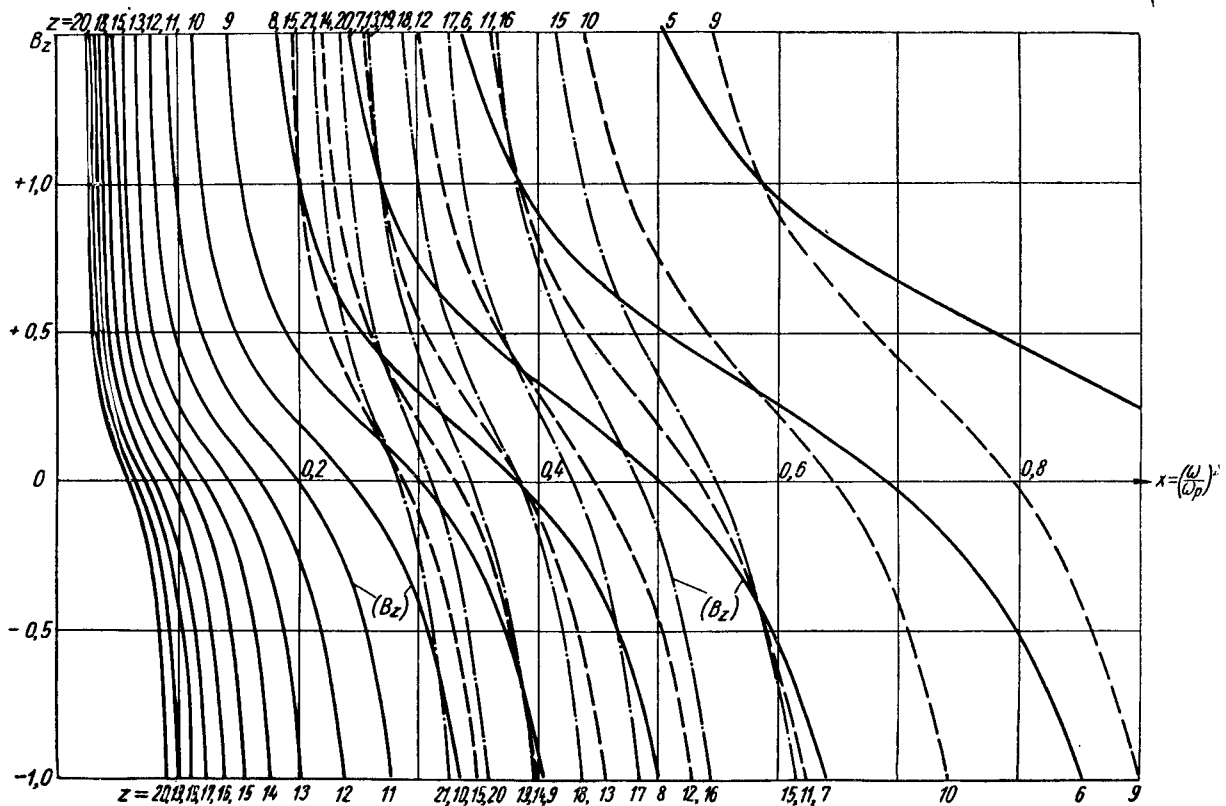


Рис. 3.

В результате преобразования получим функцию  $B_z(x)=1$ , которая выражает прямую, параллельную оси  $ox$ , расположенную на расстоянии, равном единице от данной оси. В случае двух моторных масс  $z=2$  и  $B_z(x) = \frac{1-x}{2-x}$ , при  $x=1$  величина  $B_z(x)=0$ , а при  $z=2$  эта функция стремится к бесконечности.

Если три моторные массы  $z=3$  и  $B_z(x) = \frac{1-3x+x^2}{3-4x+x^2}$ , эта функция при  $x = \frac{3 \pm \sqrt{5}}{2}$  равна нулю, а при  $x=1$  и  $x=3$  стремится к бесконечности.

Для  $z=4$  функция

$$B_z(x) = \frac{1-6x+5x^2-x^3}{4-10x+6x^2-x^3}.$$

Отсюда следует, что при  $z=4$ ,  $0 < x' < 1$ ;  $1 < x'' < 2$  и  $3 < x''' < 4$ , рассматриваемая функция  $B_z(x)$  принимает нулевое значение, а при  $x=2$  и  $x=2 \pm \sqrt{2}$  стремится к бесконечности.

Подобное преобразование формулы (8) может быть произведено при любом числе одинаковых масс однородной крутильной системы.

Чтобы установить графическую зависимость между функциями  $B_e(x)$  и  $B_z(x)$ , необходимую для определения частоты исследуемой формы собственных колебаний, надо функцию  $B_e(x)$ , подсчитанную по формуле (7) при разных значениях  $x$ , нанести на план  $oxB_z$  группы кривых  $B_z(x) = B_h(x)$  соответствующего порядка, как это показано на рис. 4.

На этом рисунке  $z$  заменено буквой  $h$ , обозначающей на рис. 5 число одинаковых масс, которыми требуется заменять приведенную массу  $m_e$  [см. формулу (8)].

Цифры  $h=4, 5, 6 \dots 14$  на концах кривых  $B_h(x)$  указывают

Для этой замены необходимо построить новую кривую  $B'_e(x)$  так, чтобы при данных  $z$  и  $x$  точка этой кривой лежала бы не на кривой  $B_z(x)$ , так как на ней лежит точка кривой  $B'_e(x)$ , а на кривой  $B_{h+z}(x)$ , соответствующей  $h+z$  одинаковым массам.

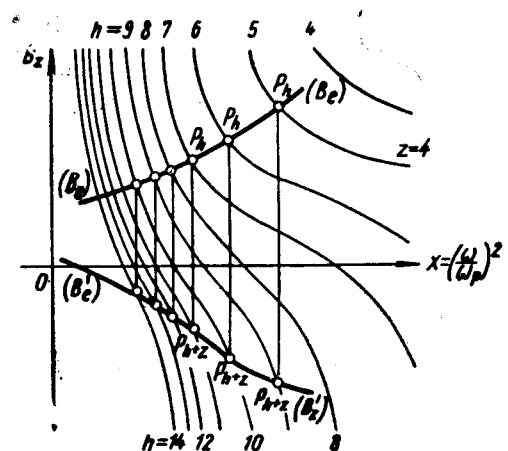


Рис. 4.

При этом построении, зная число цилиндров однородного двигателя, т. е. число его моторных масс, надо неизвестной величине  $h$  дать ряд целых и положительных значений.

Предположим, что  $z$  — число цилиндров однородного двигателя, а  $h$  — целое положительное число; тогда общее число одинаковых масс будет равно  $z+h$ .

Из точки  $(P_h)$ , в которой пересекаются кривые  $B_e(x)$  и  $B_h(x)$ , соответствующей произвольно выбранному значению, проведем прямую, параллельную оси  $OB_z$  до пересечения с кривой  $B_{h+z}(x)$  в точке  $P_{h+z}$ , как это требуется для построения кривой  $B'_e(x)$ . Повторяя это построение для других целых и положительных величин  $h$  при данном порядке кривых  $B_h(x)$ , получим столько точек  $P_{h+z}$ , сколько дано значений величине  $h$ . При построении кривой  $B'_e(x)$  на рис. 4 принято  $h=5, 6, 7, 8, 9, 10$  и  $z=4$ . Точками  $P_{h+z}$  после их соединения определяется кривая  $B'_e(x)$ , которая на рис. 4 обозначена буквой  $B'_e$ , и построенная только для одного порядка кривых  $B_h(x)$  она может быть использована для определения частоты собственных колебаний только одной из форм, соответствующей порядку кривых.

Для определения частот других форм собственных колебаний необходимо кривые  $B'_e(x)$  построить в плане кривых

Подставляя это обозначение  $m_E$  в приведенное выше уравнение частот собственных колебаний трехмассовой системы и вводя обозначения

$$\frac{c}{m} = \omega_p^2; \quad \frac{c}{c_1} = D_1; \quad \frac{m}{m_1} = E_1;$$

$$\frac{m}{m'} \cdot \frac{c''}{m''} \cdot \frac{1}{\omega_p^2} = F_1; \quad c'' \left( \frac{1}{m'} + \frac{1}{m''} \right) \frac{1}{\omega_p^2} = G_1,$$

после преобразования получим уравнение гиперболы

$$B_l = B_l(x) = D_1 x - E_1 - \frac{F_1}{x - G_1}. \quad (13)$$

Построив гиперболу  $B_l(x)$  в плане кривых  $B'_e(x)$  разных порядков, получим точки пересечения ветвей гиперболы с кривыми

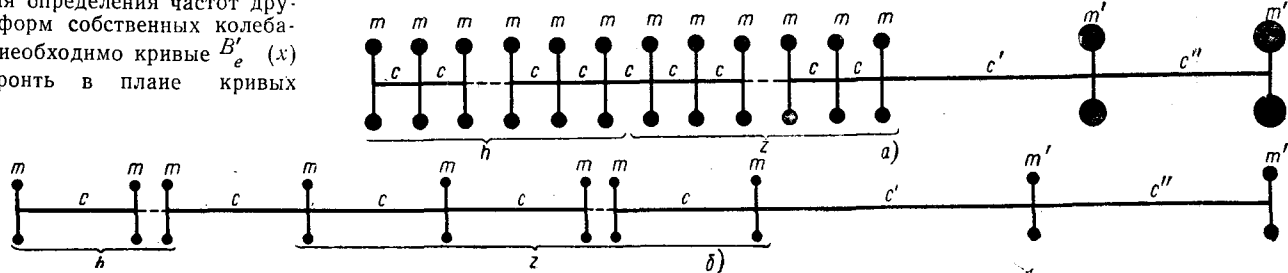


Рис. 5.

$B_h(x)$  тех порядков, частоты и формы колебаний, которые требуется определить.

После замены  $z+h$  одинаковых масс динамически эквивалентной им массой  $m_E$  (рис. 6) получается упрощенная система с тремя массами  $m_E, m', m''$ .

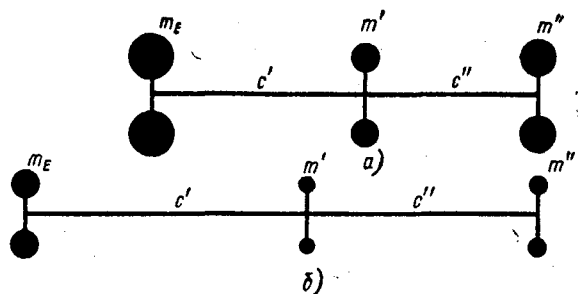


Рис. 6.

выми  $B_e(x)$  первого, второго, третьего и высших порядков. Абсциссы точек пересечения этих кривых будут:

$$x_1 = \left( \frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2; \quad x_2 = \left( \frac{\omega_2}{\omega_p} \right)^2; \dots x_{z+4} = \left( \frac{\omega_{z+4}}{\omega_p} \right)^2.$$

Из этих выражений можно определить частоты собственных колебаний  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_{z+4}$  исходной системы с числом  $z+5$  масс. Число частот, отличных от нуля, для этой системы равно  $(z+5) - 1$ .

В некоторых случаях в пределах чертежа рис. 4 не представляется возможным получить число точек  $P_{h+z}$ , достаточное для построения кривой  $B'_e = B_e(x)$  какого-либо порядка, пересечением прямых, параллельных оси  $OB$ , выходящих из точек  $P$ , с кривыми  $B_{h+z}(x)$ . Для устранения этого недостатка необходимо функцию  $B_z(x)$ , выраженную уравнением (8), заменить новой функцией

$$B_y = B_y(x). \quad (14)$$

С этой целью закономерность изменения относительных амплитуд  $A'_i$ , определяемую уравнением (11), можно представить в следующем виде:

$$A'_i = \sum_{s=0}^{i-1} (-1)^s c_{i-1+s}^2 x^s. \quad (15)$$

После преобразования получим

$$A'_i = \frac{\cos(2i-1)f}{\cos f}. \quad (16)$$

Точно так же путем ряда преобразований получим

$$B_y = B_y(x) = 2 \sin f \frac{\cos(2y-1)f}{\sin 2yf} =$$

$$= \frac{\sin(2f)}{\operatorname{tg}(2yf)} + 2 \sin^2 f.$$

согласно обозначению,

$$\sin f = \frac{1}{2} \sqrt{x}.$$

Принимая обозначение  $B_l = \frac{m}{m_E}$ , получим

$$B_l = B_l \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 \right] = B_l(x).$$

Следовательно,

$$m_E = \frac{m}{B_l}.$$

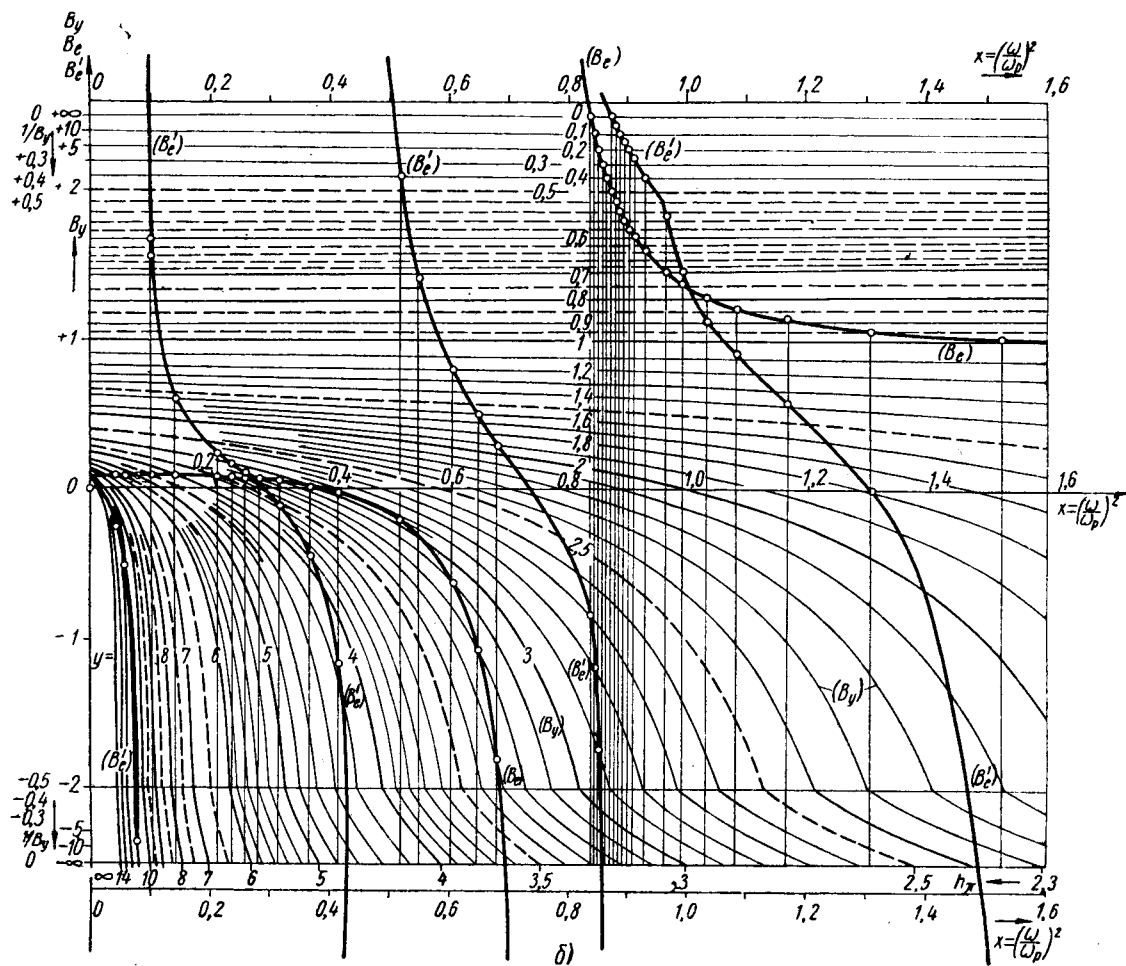
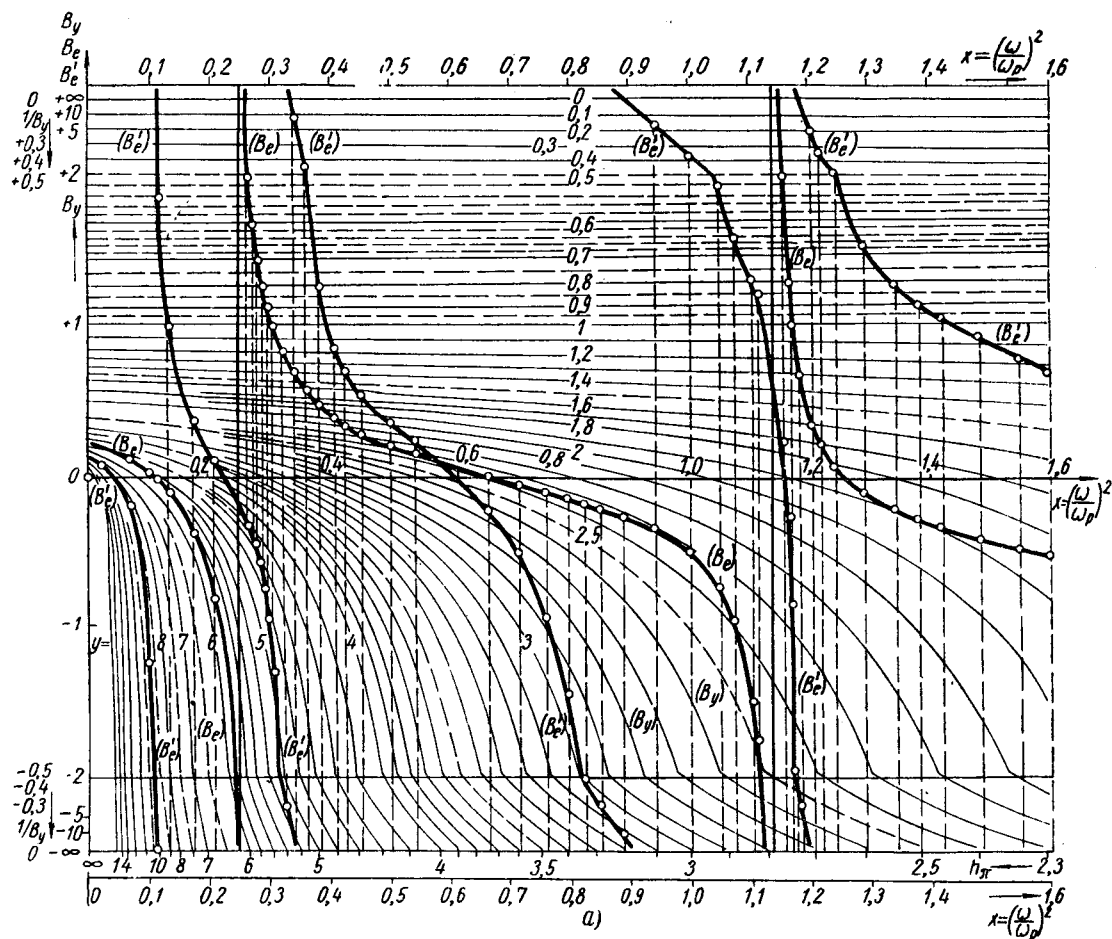


Рис. 7.

Следовательно,

$$B_y(x) = \frac{\sin(2f)}{\operatorname{tg}(2yf)} + \frac{1}{2}x,$$

откуда

$$y = \frac{\arctg \frac{\sin 2f}{B_y - \frac{1}{2}x}}{2f}. \quad (17)$$

Из последнего уравнения, после умножения его на  $\pi$ , следует, что каждому значению  $x$  соответствует бесконечное число величин

$$y_0; y_0 + \left(\frac{\pi}{2f}\right); y_0 + 2\left(\frac{\pi}{2f}\right); y_0 + 3\left(\frac{\pi}{2f}\right);$$

$$y_0; y_0 - \left(\frac{\pi}{2f}\right); y_0 - 2\left(\frac{\pi}{2f}\right); y_0 - 3\left(\frac{\pi}{2f}\right),$$

т. е.

$$y = y_0 + v\left(\frac{\pi}{2f}\right),$$

где  $v$  — целое положительное или отрицательное число.

Следовательно,

$$\pi y = \frac{\pi}{2f} = \frac{\pi}{2 \arctg \frac{x}{2}}.$$

Это означает, что при построении кривых  $B'_e(x)$  с помощью плана кривых  $B_y(x)$ , подсчитанных по уравнению (14), величину  $y$  можно уменьшить на целое число  $v\pi$ , кратное  $\pi y$ .

На рис. 7 в осях координат  $xOy$  построены кривые, определяемые уравнением (14).

На плане этих кривых в осях координат  $xOB_e$  нанесена кривая  $B_e = B_e(x)$ , подсчитанная по уравнению (7).

Через точки пересечения кривых  $B_z(x)$  с кривыми  $B_y(x)$  проведены прямые, параллельные оси  $OB_y$  до пересечения с кривыми  $B_{y+z}$  при данном числе  $z$  цилиндров однородного рядного двигателя. Для тех кривых  $B_{y+z}$ , которые в пределах чертежа не пересекались прямыми, параллельными к оси  $OB_y$ , сумма  $y+z$  уменьшена на такую величину  $v\pi$ , при которой прямая, параллельная к оси  $OB_y$ , пересекается с кривой  $B_{y-z-v\pi}(x)$ . Соединением образованных при этом точек рис. 7 получена кривая  $B'_e = B'_e(x)$ .

При использовании кривых  $B_y(x)$  образуется больше точек для кривой  $B'_e(x)$  (рис. 7, а, б), чем по плану кривых  $B_z(x)$  (см. рис. 3).

На плане кривых  $B'_e = B'_e(x)$  (рис. 8, а, б) нанесена гипербола  $B_l = B_l(x)$ , подсчитанная по уравнению (13), отдельно изображенная на рис. 9, а, б. Абсциссы  $x = \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2$  точек пересечения кривых  $B'_e(x)$  и  $B_l(x)$  использованы для определения частот собственных колебаний  $\omega_1, \omega_2, \omega_3 \dots \omega_{z+4}$  рассматриваемой системы с  $z+5$  степенями свободы (как это указано в численном примере).

**Пример.** Для приблизительного расчета крутильной системы, схематически показанной на рис. 1, приняты следующие числовые величины: число цилиндров  $z=4$ ;  $m=0,025 \text{ кг см}^{-1}\text{сек}^2$ ;  $m_1=0,0585$ ;  $m_2=0,0265$ ;  $m_3=0,0394$ ;  $m'=0,050$ ;  $m''=0,060 \text{ кг см}^{-1}\text{сек}^2$ ;  $c=45\,500 \text{ кг см}^{-1}$ ;  $c_1=26\,780$ ;  $c_2=22\,750$ ;  $c_3=20\,270$ ;  $c'=10\,000$ ;  $c''=12\,000 \text{ кг см}^{-1}$ .

При этих данных

$$\omega_p^2 = \frac{45\,500}{0,025} = 182 \cdot 10^4 \text{ сек}^{-2}.$$

По уравнению (7)

$$B_e(x) = -0,7x + 0,427 + \frac{558 - 392}{6\,108,8\,480x + 1\,732}. \quad (18)$$

Принимая для  $x$  различные значения по уравнению (18), получим следующие числовые значения функции:

|          |         |        |        |        |        |       |       |
|----------|---------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|
| $x$      | 0       | 0,1    | 0,2    | 0,3    | 0,4    | 0,5   | 0,6   |
| $B_e(x)$ | 0,201   | 0,001  | -0,713 | 1,072  | 0,394  | 0,192 | 0,056 |
| $x$      | 0,7     | 0,8    | 0,9    | 1,0    | 1,1    | 1,2   |       |
| $B_e(x)$ | -0,0619 | -0,180 | -0,319 | -0,533 | -1,423 | 0,377 |       |
| $x$      | 1,3     | 1,4    | 1,5    | 1,6    |        |       |       |
| $B_e(x)$ | -0,160  | -0,341 | -0,461 | -0,561 |        |       |       |

Из уравнения (18) видно, что функция  $B_e(x)$  стремится к бесконечности, когда величина  $x$  представляет корень следующего уравнения:

$$6\,108x^2 - 8\,480x + 1\,732 = 0;$$

$$1\,527x^2 - 2\,120x + 433 = 0,$$

$$\text{откуда } x_1 = 0,249 \text{ и } x_2 = 1,139.$$

По этим данным построены кривые  $B_e = B_e(x)$ , нанесенные на план кривых  $B_y = B_y(x)$  (см. рис. 7). На этом рисунке ука-

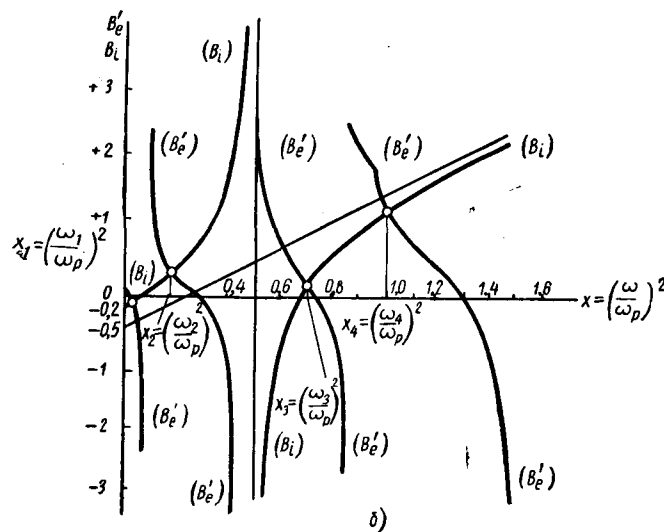
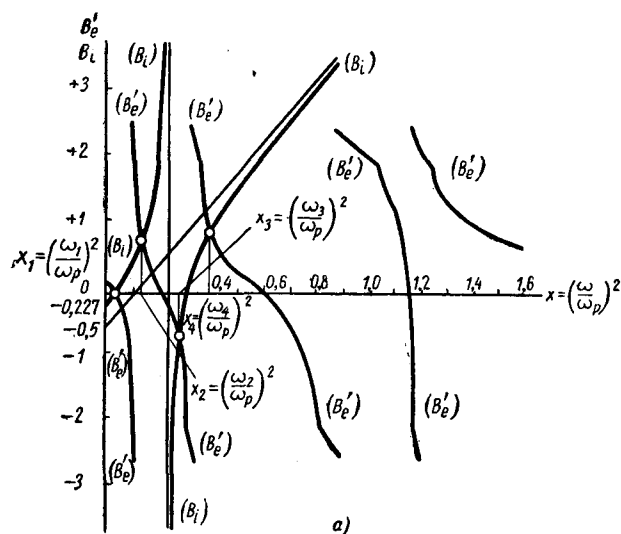


Рис. 8.

занным выше методом при данном числе цилиндров  $z$  построены кривые  $B'_e = B'_e(x)$  для разных форм колебаний (см. рис. 8).

Уравнение (13) после подстановки числовых величин принимает вид

$$B_l(x) = 4,55 - 0,5 - \frac{0,066}{x - 0,242}. \quad (19)$$

При  $\omega_p^2 = 182 \cdot 10^4 \text{сек}^2$  частоты первых четырех форм собственных колебаний рассматриваемой девятимассовой системы равны

$$\omega_1 = 261,25 \text{сек}^{-1}; \omega_2 = 505,64 \text{сек}^{-1};$$

$$\omega_3 = 725,25 \text{сек}^{-1}; \omega_4 = 824,30 \text{сек}^{-1}.$$

Аналогичным способом можно вести расчет системы с другим числом степеней свободы, при любом числе  $z$  цилиндров однородного рядного двигателя.

Крутильная система с двенадцатью степенями свободы. Крутильная система шестнадцатицилиндрового двигателя с одинаковыми моторными массами и четырьмя массами  $M_1, M_2, M_3, M_4$ , присоединенными с одного конца его вала, и двумя массами  $M', M''$ , присоединенными с другого его конца, схематически представлена на рис. 1, а. На рис. 2, а, 5, а и 6, а показаны динамические эквивалентные схемы, видоизмененные в соответствии с требованиями графоаналитического метода определения частот собственных колебаний.

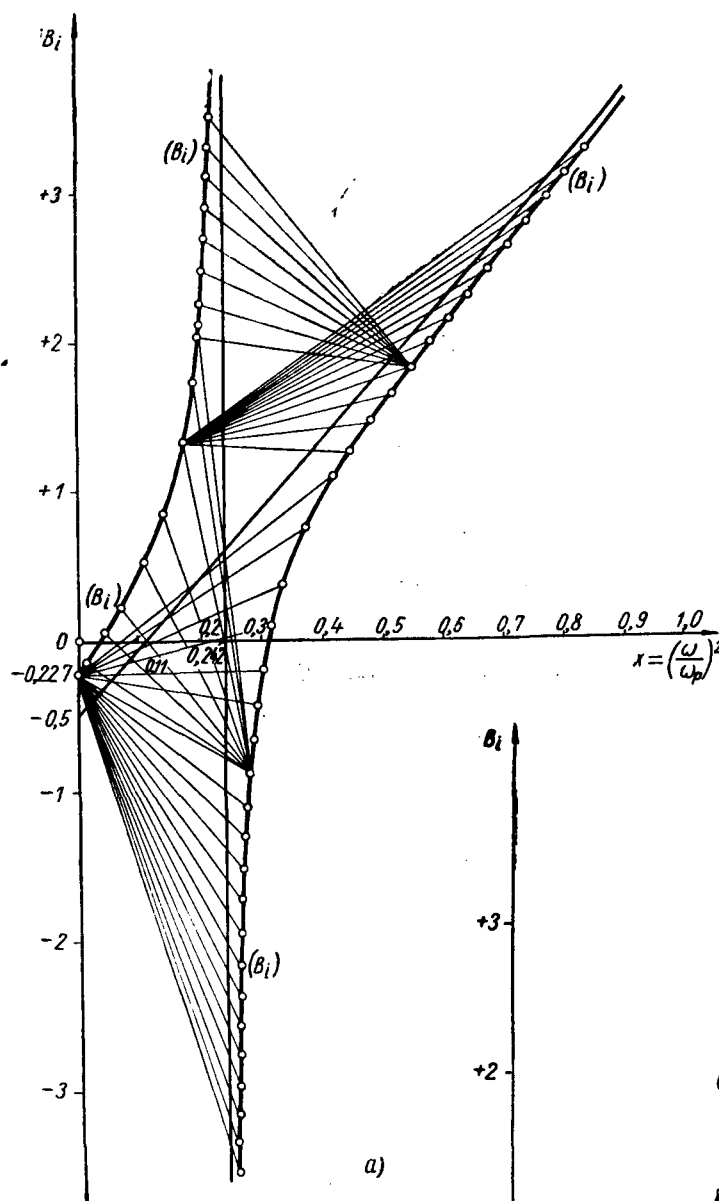
Используя обозначения на рис. 1, 2, 5, 6, группу уравнений (1) — (6) можно представить в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} -m_4 A_4 \omega^2 + c_4 (A_4 - A_3) &= 0; \\ -m_4 A_4 \omega^2 - m_3 A_3 \omega^2 + c_3 (A_3 - A_2) &= 0; \\ -m_4 A_4 \omega^2 - m_3 A_3 \omega^2 - m_2 A_2 \omega^2 + c_2 (A_2 - A_1) &= 0; \\ -m_4 A_4 \omega^2 - m_3 A_3 \omega^2 - m_2 A_2 \omega^2 - m_1 A_1 \omega^2 + c_1 (A_1 - A_2); \\ -m_e A_e \omega^2 + c (A_e - A) &= 0; \\ c_1 (A_1 - A) + c (A_e - A) &= 0; \\ B_e &= \frac{m}{m_e}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Вводя обозначения:

$$\left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 = x; \quad \frac{c}{m} = \omega_p^2; \quad 1 - \frac{c}{c_1} = D_a; \quad \frac{m}{m_1} = E_a;$$

$$\frac{m}{m_1} m_2 m_3 m_4 c_2 \frac{1}{\omega_p^2} = F_a;$$



Это уравнение гиперболы, построенной на рис. 9 классическим способом по двум ее асимптотам  $y = 4,55/0,5$  и  $x = 0,242$  и по начальной ее ординате  $(B_i)_x = -0,227$ .

Нанося гиперболу на план кривых  $B'_e = B'_e(x)$  (см. рис. 8), получим точки пересечения, соответствующие абсциссам:

$$x_1 = \left( \frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2 = 0,0375;$$

$$x_2 = \left( \frac{\omega_2}{\omega_p} \right)^2 = 0,1405;$$

$$x_3 = \left( \frac{\omega_3}{\omega_p} \right)^2 = 0,2890;$$

$$x_4 = \left( \frac{\omega_4}{\omega_p} \right)^2 = 0,4010.$$

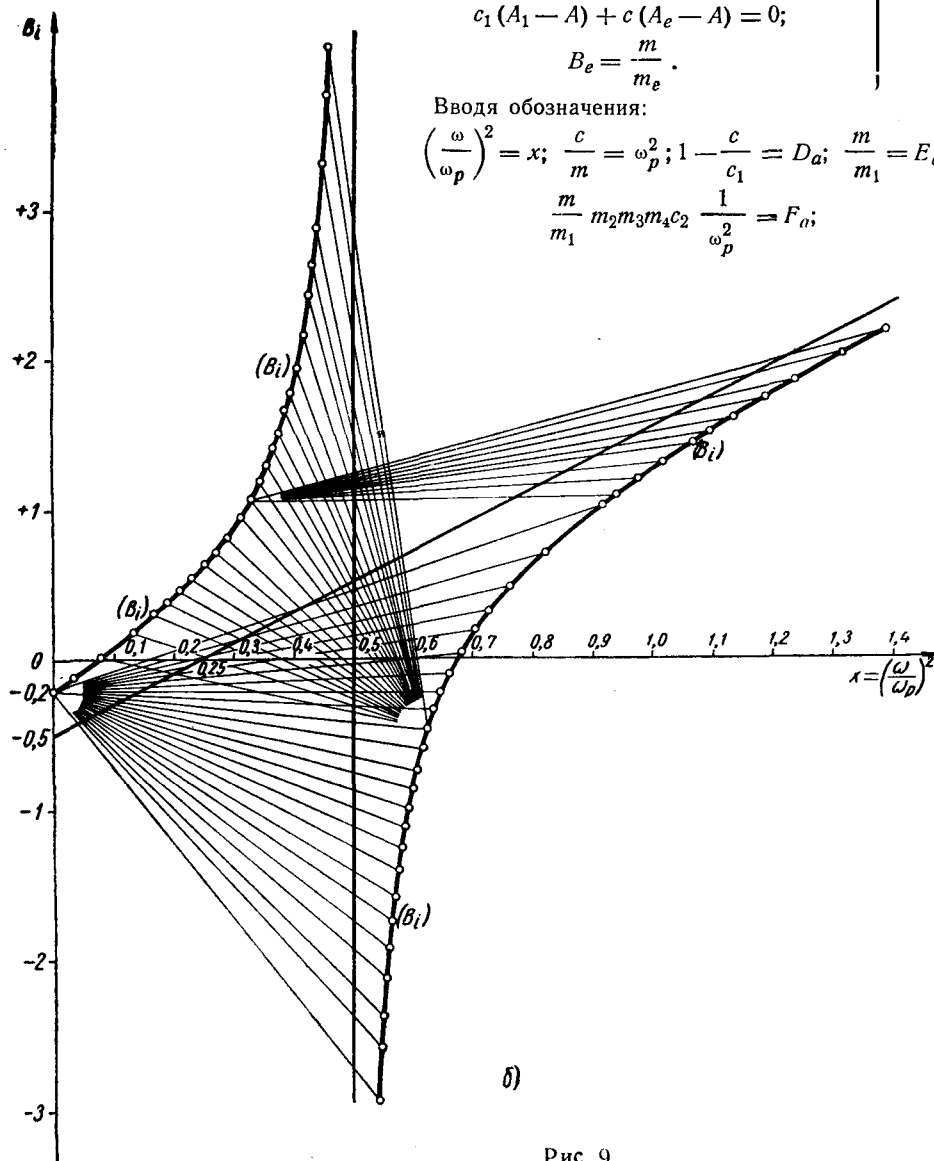


Рис. 9.

$$\frac{m}{m_1} [m_2 m_3 c_2 c_4 + m_2 m_4 c_2 (c_3 + c_4) + m_3 m_4 c_2 c_3] \frac{1}{\omega_p^4} = G_a;$$

$$\frac{m}{m_1} (m_2 + m_3 + m_4) c_2 c_3 c_4 \frac{1}{\omega_p^6} = H_a; m_1 m_2 m_3 m_4 = J_a;$$

$$[m_2 m_3 m_4 c_2 + m_1 m_3 m_4 (c_2 + c_3) + m_1 m_2 m_4 (c_3 + c_4)] \frac{1}{\omega_p^2} = K_a;$$

$$[m_1 m_2 c_3 c_4 + m_1 m_3 c_4 (c_2 + c_3) + m_1 m_4 (c_2 c_3 + c_2 c_4 + c_3 c_4) +$$

$$+ m_2 m_3 c_2 c_4 + m_2 m_4 c_2 (c_3 + c_4) + m_3 m_4 c_2 c_3] \frac{1}{\omega_p^4} = L_a;$$

$$(m + m_2 + m_3 + m_4) c_2 c_3 c_4 \frac{1}{\omega_p^6} = M_a$$

и исключая из уравнений амплитуды  $A, A_1, A_2, A_3, A_4, A_e$ , получим

$$B_e = B_e(x) = D_a x + E_a + \frac{F_a x^2 - G_a x + H_a}{J_a x^3 - K_a x^2 + L_a x - M_a}.$$

Планы кривых  $B_z(x)$  и  $B_y(x)$  для этой динамической системы останутся теми же, что и для рассмотренной выше  $z+5$  массовой системы.

Кроме того, после замены  $z+h$  масс эквивалентной им динамической массой  $m_E$  (см. рис. 5, а и 6, а), как и в предыдущем случае, получается система с тремя степенями свободы. Поэтому для данной системы формула (13) не изменяется за исключением постоянных коэффициентов. Следовательно, изложенный выше способ определения частот собственных колебаний исследуемой двенадцатимассовой системы также остается без изменения.

**Числовой пример.** Для двенадцатимассовой системы (см. рис. 1, а) приняты следующие числовые величины: число цилиндров  $z=4$ ;  $m=0,01$  кг  $см^{-1}сек^2$ ;  $m_1=0,02$ ;  $m_2=0,03$ ;  $m_3=0,04$ ;  $m_4=0,05$ ;  $m'=0,2$ ;  $m''=0,03$  кг  $см^{-1}сек^2$ ;  $c=10\,000$  кг  $см^{-1}$ ;  $c_1=20\,000$ ;  $c_2=30\,000$ ;  $c_3=40\,000$ ;  $c_4=50\,000$ ;  $c'=5000$ ;  $c''=6000$  кг  $см^{-1}$ .

При этих данных

$$\omega_p^2 = \frac{10\,000}{0,01} = 10^5 \text{ сек}^{-2};$$

$$B_e(x) = \frac{1}{2} - \left[ x + 1 + \frac{180x^2 - 825x + 720}{120x^3 - 850x^2 + 1\,695x - 840} \right]. \quad (21)$$

Принимая для  $x$  различные значения по уравнению (21), получим

|          |        |        |       |        |        |         |
|----------|--------|--------|-------|--------|--------|---------|
| $x$      | 0      | 0,1    | 0,2   | 0,3    | 0,4    | 0,5     |
| $B_e(x)$ | 0,0715 | 0,0795 | 0,074 | 0,0465 | -0,021 | -0,1775 |

|          |        |        |        |       |       |       |
|----------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| $x$      | 0,0    | -0,7   | 0,8    | 0,9   | 1,0   | 1,1   |
| $B_e(x)$ | 0,6055 | -3,150 | +3,518 | 1,680 | 1,300 | 1,147 |

|          |         |        |        |        |       |
|----------|---------|--------|--------|--------|-------|
| $x$      | 1,2     | 1,3    | 1,0    | 1,5    | 1,6   |
| $B_e(x)$ | +1,0695 | 1,0235 | 0,9905 | 0,9615 | 0,929 |

Кривая  $B_e(x)$ , построенная по этим числовым данным, нанесена на план кривых  $B_y = B_y(x)$ , построенный по уравнению (14) (см. рис. 7, а).

По этим двум кривым  $B_e(x)$  и  $B_y(x)$  при данном числе цилиндров на этом чертеже по указанному выше методу построены кривые  $B'_e = B'_e(x)$ .

Формула (13) после подстановки в нее числовых значений, подсчитанных для данной системы, принимает вид

$$B_e(x) = 2x - 0,5 - \frac{0,15}{x - 0,5}. \quad (22)$$

Гипербола, выраженная уравнением (22), построена графическим способом по двум ее асимптотам  $y=2x-0,5$  и  $x=0,5$  и начальной ординате  $(B_i)_{x=0} = -0,2$  (рис. 9).

Нанося эту гиперболу на план кривых  $B'_e = B'_e(x)$  рис. 8, а, получим четыре точки пересечения абсциссы:

$$x_1 = \left( \frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2 = 0,0335; \quad x_2 = \left( \frac{\omega_2}{\omega_p} \right)^2 = 0,1825;$$

$$x_3 = \frac{\omega_3}{\omega_p} = 0,7035; \quad x_4 = \left( \frac{\omega_4}{\omega_p} \right)^2 = 1,0085.$$

При  $\omega_p^2 = 10^5 \text{ сек}^{-2}$  частоты первых четырех форм собственных колебаний рассматриваемой двенадцатимассовой системы будут

$$\omega_1 = 183,03 \text{ сек}^{-1}; \quad \omega_2 = 427,2 \text{ сек}^{-1};$$

$$\omega_3 = 838,8 \text{ сек}^{-1}; \quad \omega_4 = 1004,2 \text{ сек}^{-1}.$$

Изложенный метод может быть применен для определения частот собственных колебаний независимо от числа неоторных масс, присоединенных к валу однородного рядного двигателя.

## Износ двигателя М-21

Ф. Н. АВДОНЬКИН

Саратовский автомобильно-дорожный институт

**ДВИГАТЕЛЬ М-21** автомобиля «Волга» включает в себя чугунные мокрые гильзы с короткой вставкой из аустенитного чугуна, литой коленчатый вал и блок цилиндров, изготовленных из алюминиевого сплава. Постановка мокрых сменных гильз позволила свести ремонт двигателя к замене гильз, поршневых колец, вкладышей коленчатого вала без механической обработки блока цилиндров.

В процессе эксплуатации автомобиля большое значение имеет не только удобство обслуживания и ремонта двигателя, но и интенсивность изнашивания двигателя, а также срок его службы до ремонта. Последний в основном зависит от износостойкости деталей цилиндрико-поршневой и шатунно-кривошипной групп двигателя. В связи с этим в статье приведены данные по износу гильз, поршневых колец, шеек коленчатого вала и вкладышей двигателя М-21, полученные в процессе эксплуатации автомобилей в таксомоторных парках Саратова, Ленинграда и Москвы. Измерения износа деталей двигателя производили при постановке двигателя в ремонт в основном из-за сильного дымления, вызываемого закоксованием колец в канавках поршней. Иногда можно ограничиться прочисткой поршневых канавок, маслосъемных колец и их промывкой; но

если двигатель работал продолжительное время с закоксованными кольцами, то необходимо менять и поршень, в котором произошел задиры, и гильзу цилиндра.

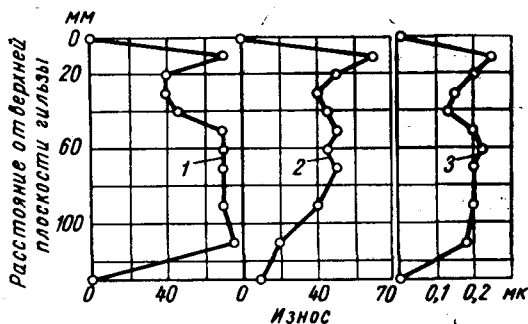
Износы гильз, поршневых колец и канавок поршня к моменту появления дымления обычно невелики.

Износ гильз цилиндра в верхнем поясе даже при пробегах 76—127 тыс. км составляет не более 0,10—0,14 мм на диаметр. Износ колец (по радиальной толщине), определяемый величиной замка при установке поршневого кольца в гильзу по ненормированному пояску, иногда достигал 0,35—0,30 мм на сторону (величина замка доходила до 1,90 мм против ее первоначального значения 0,20—0,40 мм). Как правило, износ поршневых колец одного цилиндра почти одинаков, хотя первое компрессионное, а иногда маслосъемное кольцо, имеют повышенный износ. Это объясняется тем, что с увеличением содержания абразивных частиц в картерном масле увеличивается износ нижней части гильзы и маслосъемного кольца.

Зазор между поршневым кольцом и канавкой поршня по высоте, особенно для маслосъемных колец, увеличивается мало. На двигателе № 6 после пробега 76 тыс. км зазор в сопряжении первое поршневое кольцо—поршневая канавка по высоте

достигал 0,37—0,40 мм (при сборке этот зазор составляет 0,082—0,062 мм).

Исследования, проведенные ранее на двигателях ГАЗ-51, показали, что применение короткой вставки из аустенитного



Величины износа в различных поясах гильзы цилиндра:

1 — в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала; 2 — в плоскости, параллельной оси коленчатого вала; 3 — средний износ, измеренный с помощью поршневого кольца.

чугуна и первого поршневого кольца с хромовым покрытием в 2,5—3,5 раза увеличили износостойкость гильзы (в верхнем поясе) и сопряженного с ней первого поршневого кольца. При изучении износа гильзы фиксировалось изменение диаметра гильзы не только по ее длине, но и по окружности. Оказалось, что гильза имеет овальность и в неизношенном пояске, причем величина этой овальности для различных гильз различна.

Наличие вставки из аустенитного чугуна создает некоторую ступень в износе гильзы по длине — на границе перехода от вставки к основной гильзе (см. рисунок). Разница в износе гильзы по высоте в различных плоскостях также не остается постоянной: при переходе от вставки к основной гильзе в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала, она равна 0,015 мм (т. е. в пределах точности инструмента), а в плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, составляет 0,03 мм.

Если принять размер замка первого поршневого кольца, установленного по неизношенному пояску гильзы, за исходную величину, то отклонение замка от этой величины при установке кольца в каком-либо поясе гильзы будет характеризовать утроенную (точнее 3,1416) величину диаметрального износа. Результаты измерений износа гильз при помощи кольца приведены в таблице и показаны на рисунке.

Износ шатунных шеек литого коленчатого вала, имеющих относительно низкую твердость ( $HV=207 \div 241$ ) составил 0,05—0,06 мм на диаметр при пробеге до 60—80 тыс. км, при этом эллипсность шатунных шеек составляет 0,01—0,02 мм, т. е. лежит в пределах точности измерений микрометром.

Износ в середине шатунных вкладышей при указанных в таблице пробегах очень незначительный: из

50 измеренных вкладышей у 42% износ не установлен, у 33% вкладышей он составлял 0,01 мм, у 20% — до 0,02 мм, у остальных — до 0,03 мм. Из 50 вкладышей шесть имели кольцевую риску на поверхности баббита, проходящую в поясе масляного отверстия на шатунной шейке.

При пробеговых испытаниях в НАМИ двух автомобилей «Победа» после 100 тыс. км износ цилиндров двигателя М-20 в первом поясе достиг 0,455—0,469 мм, увеличение замка вторых компрессионных колец 1,29 мм, масляных 3,31—3,36 мм и износ шатунных шеек 0,10—0,149 мм.

Предельно-допустимая величина износа цилиндров двигателей, выпускаемых Горьковским автозаводом, 0,35—0,40 мм, наибольший износ цилиндров двигателей М-21 после пробега 76 тыс. км — 0,14 мм. Следовательно, минимальный пробег до капитального ремонта составит 150—170 тыс. км. К этому времени износ гильз достигнет 0,28—0,40 мм на диаметр.

Срок службы поршневых колец и, прежде всего, первых компрессионных, судя по изменению зазора в стыке кольца, может быть равен сроку службы гильзы цилиндра. Некоторое опасение вызывает износ сопряжения поршневая канавка — первое поршневое кольцо по высоте, так как у одного из обследованных двигателей после пробега 76 тыс. км он достигал почти предельного значения 0,37—0,40 мм. Это может привести к необходимости замене поршневых колец и поршней.

Износы шеек коленчатого вала и тонкостенных вкладышей шатунных подшипников не могут быть причиной преждевременной постановки двигателя в ремонт, так как Горьковский автомобильный завод допускает износ шатунных шеек 0,20 мм на диаметр. Износ шатунных шеек двигателя автомобиля «Волга» за пробег 70—80 тыс. км не превышает 0,05—0,06 мм на диаметр. В обычных условиях эксплуатации двигатель автомобиля «Волга» может иметь до капитального ремонта пробег 150 тыс. км.

| Показатели                                                                                                 | № цилиндра | Порядковые номера двигателей |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                                                                                            |            | 1                            | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   | 11   |
| Пробег с начала эксплуатации в тыс. км                                                                     |            | 40                           | 60   | 60   | 67   | 75   | 76   | 84   | 95   | 105  | 115  | 127  |
| Износ гильзы в первом поясе в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала (и параллельной оси) в мм | I          | 0,01                         | 0,08 | 0,07 | 0,09 | 0,13 | 0,10 | —    | 0,09 | 0,12 | 0,08 | 0,12 |
|                                                                                                            | II         | 0,01                         | 0,06 | 0,08 | 0,04 | 0,05 | 0,14 | —    | 0,09 | 0,09 | 0,07 | 0,13 |
|                                                                                                            | III        | 0,04                         | 0,08 | 0,10 | 0,12 | 0,07 | 0,14 | 0,07 | 0,09 | 0,14 | 0,09 | 0,14 |
|                                                                                                            | IV         | 0,05                         | 0,24 | 0,07 | 0,09 | 0,07 | 0,11 | 0,09 | 0,08 | 0,08 | 0,07 | 0,12 |
| Овальность гильзы в области неизношенного пояса в мм                                                       | I          | 0,025                        | 0,09 | 0,08 | 0,12 | 0,10 | 0,11 | 0,08 | 0,07 | 0,12 | 0,08 | 0,11 |
|                                                                                                            | II         | 0,03                         | 0,12 | 0,07 | 0,10 | 0,04 | 0,12 | 0,08 | 0,07 | 0,09 | 0,10 | 0,09 |
|                                                                                                            | III        | 0,03                         | 0,10 | 0,09 | 0,10 | 0,07 | 0,12 | —    | 0,09 | 0,09 | 0,08 | 0,10 |
|                                                                                                            | IV         | 0,02                         | 0,09 | 0,09 | 0,08 | 0,05 | 0,12 | —    | 0,11 | 0,12 | 0,06 | 0,10 |
| Износ гильзы в первом поясе по измерениям кольцом в мм                                                     | I          | 0,04                         | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,04 | 0,05 | —    | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,05 |
|                                                                                                            | II         | 0,01                         | 0,07 | 0    | 0,02 | 0,08 | 0,06 | 0,02 | 0,02 | 0,04 | 0    | 0,12 |
|                                                                                                            | III        | 0,05                         | 0,14 | 0,01 | 0,01 | 0,10 | 0,09 | 0,09 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,10 |
|                                                                                                            | IV         | 0,015                        | 0,06 | 0    | 0,02 | 0,11 | 0,07 | —    | 0    | 0,06 | 0,02 | 0,11 |
| Зазор в мм: между канавкой и первым компрессионным кольцом                                                 | I          | 0,05                         | 0,20 | —    | —    | 0,40 | 0,45 | 0,25 | —    | —    | —    | —    |
|                                                                                                            | II         | 0,20                         | 0,33 | —    | —    | 0,25 | 0,35 | 0,31 | —    | —    | —    | —    |
|                                                                                                            | III        | 0,10                         | 0,35 | —    | —    | 0,25 | 0,30 | 0,35 | —    | —    | —    | —    |
|                                                                                                            | IV         | 0,15                         | 0,33 | —    | —    | 0,15 | 0,40 | 0,32 | —    | —    | —    | —    |
| Зазор в мм: между канавкой и вторым компрессионным кольцом                                                 | I          | —                            | 0,25 | —    | 0,10 | —    | 0,40 | 0,10 | 0,20 | 0,20 | 0,14 | 0,15 |
|                                                                                                            | II         | 0,11                         | 0,20 | 0,15 | 0,10 | 0,13 | 0,37 | —    | 0,15 | 0,16 | 0,14 | 0,15 |
|                                                                                                            | III        | 0,10                         | 0,13 | 0,17 | 0,15 | 0,15 | 0,38 | —    | 0,15 | 0,15 | 0,16 | 0,12 |
|                                                                                                            | IV         | 0,13                         | 0,15 | —    | 0,10 | 0,13 | 0,28 | 0,18 | 0,15 | 0,17 | 0,15 | 0,15 |
| Зазор в мм: между канавкой и масляным кольцом                                                              | I          | —                            | 0,15 | —    | 0,10 | —    | 0,17 | 0,07 | 0,15 | —    | 0,08 | —    |
|                                                                                                            | II         | 0,06                         | 0,12 | 0,10 | 0,09 | 0,08 | 0,23 | —    | 0,10 | 0,08 | 0,09 | —    |
|                                                                                                            | III        | 0,06                         | 0,07 | 0,10 | 0,08 | 0,07 | 0,28 | —    | 0,08 | 0,08 | 0,10 | 0,08 |
|                                                                                                            | IV         | 0,07                         | 0,08 | —    | 0,08 | 0,08 | 0,25 | 0,09 | 0,10 | 0,10 | 0,10 | —    |
| Износ кольца (величина замка при установке по неизношенному пояску гильзы) в мм:                           | I          | —                            | 0,09 | —    | 0,06 | —    | 0,07 | 0,05 | 0,07 | 0,06 | 0,04 | 0,07 |
|                                                                                                            | II         | 0,06                         | 0,07 | 0,07 | 0,06 | 0,06 | 0,07 | —    | 0,08 | 0,06 | 0,05 | 0,06 |
|                                                                                                            | III        | 0,06                         | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,08 | —    | 0,07 | 0,06 | 0,05 | 0,06 |
|                                                                                                            | IV         | 0,06                         | 0,07 | —    | 0,05 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,07 | 0,06 | 0,04 | 0,05 |
| первого компрессионного кольца                                                                             | I          | —                            | 1,40 | —    | —    | —    | 1,80 | 1,55 | 1,40 | 1,50 | 0,75 | —    |
|                                                                                                            | II         | 1,00                         | 1,20 | 1,00 | 0,80 | 0,80 | 1,30 | —    | 1,42 | 1,50 | 0,60 | 1,45 |
|                                                                                                            | III        | 1,30                         | 0,80 | 1,00 | 0,75 | 0,70 | 1,80 | 1,90 | 1,10 | 1,75 | 0,65 | 0,75 |
|                                                                                                            | IV         | 1,20                         | 1,55 | —    | 0,75 | 0,70 | 1,50 | 1,70 | 1,85 | 1,30 | 0,55 | 2,50 |
| второго компрессионного кольца                                                                             | I          | —                            | 1,15 | —    | —    | —    | 1,20 | 1,00 | 1,15 | —    | 0,70 | —    |
|                                                                                                            | II         | 1,00                         | 0,90 | 0,75 | 0,50 | 0,85 | 0,95 | —    | —    | 0,60 | 0,63 | —    |
|                                                                                                            | III        | 1,05                         | 0,80 | 0,75 | 0,47 | 0,80 | 1,30 | 1,00 | 1,00 | 0,70 | 0,63 | 0,60 |
|                                                                                                            | IV         | 1,25                         | 0,98 | —    | 0,55 | 0,90 | 1,10 | 1,20 | 1,00 | 0,70 | 0,60 | —    |
| масляного кольца                                                                                           | I          | —                            | 1,05 | —    | 0,75 | —    | 1,40 | 1,00 | 1,50 | 1,40 | 0,80 | 1,40 |
|                                                                                                            | II         | 1,00                         | 1,00 | 1,15 | 0,75 | 1,05 | 1,35 | —    | 1,50 | 1,00 | 0,75 | 1,20 |
|                                                                                                            | III        | 1,10                         | 0,90 | 1,10 | 0,70 | 1,00 | 1,50 | 1,20 | 1,40 | 1,00 | 0,75 | 1,40 |
|                                                                                                            | IV         | 1,20                         | 1,40 | —    | 0,90 | 1,05 | 1,25 | 1,25 | 1,60 | 1,40 | 0,68 | 1,90 |
| Износ шатунной шейки в мм                                                                                  | I          | 0,03                         | 0,05 | —    | —    | 0,04 | 0,05 | 0,03 | —    | —    | —    | —    |
|                                                                                                            | II         | 0,005                        | 0,01 | —    | —    | 0,01 | 0,01 | 0    | —    | —    | —    | —    |
| Эллипсность шатунной шейки в мм                                                                            | I          | —                            | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    |
|                                                                                                            | II         | —                            | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    | —    |

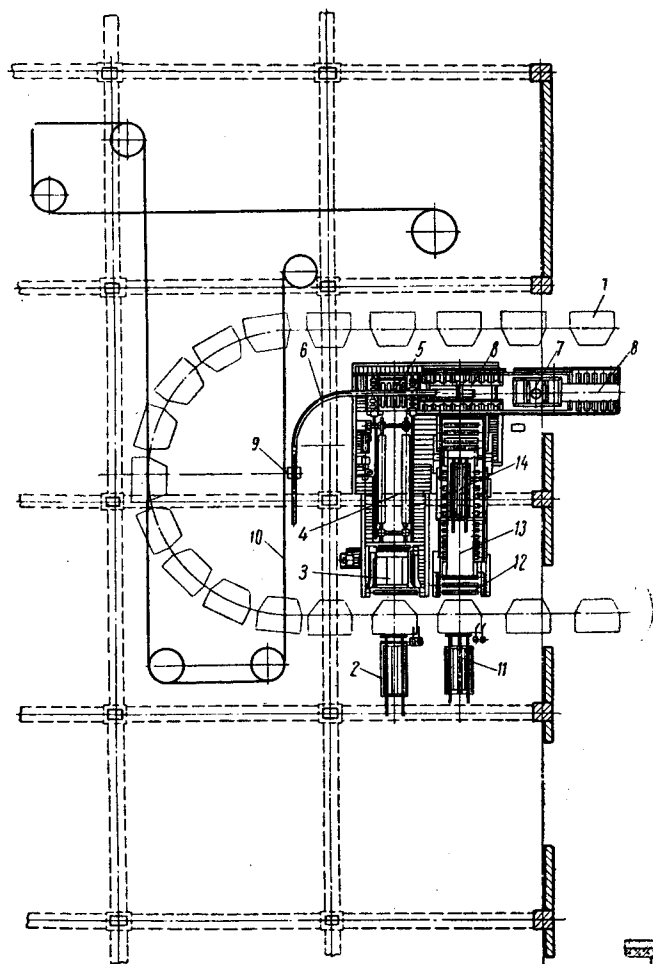


## Автоматическая установка для выбивки залитых форм отливок блока цилиндров

И. Д. ТИТОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**В**ЫБИВНЫЕ установки, располагаемые на литейных конвейерах, должны отвечать следующим требованиям: иметь производительность, превышающую или равную производительности формовочных машин, установленных на конвейере;



легко встраиваться в поток операций литейного конвейера; ликвидировать ручные операции при выбивке опок, удалении выбитой формовочной смеси, пустых опок и отливок, а также повышать производительность труда; обеспечивать коренное улучшение санитарно-гигиенических условий труда и облегчать труд рабочих-выбивальщиков.

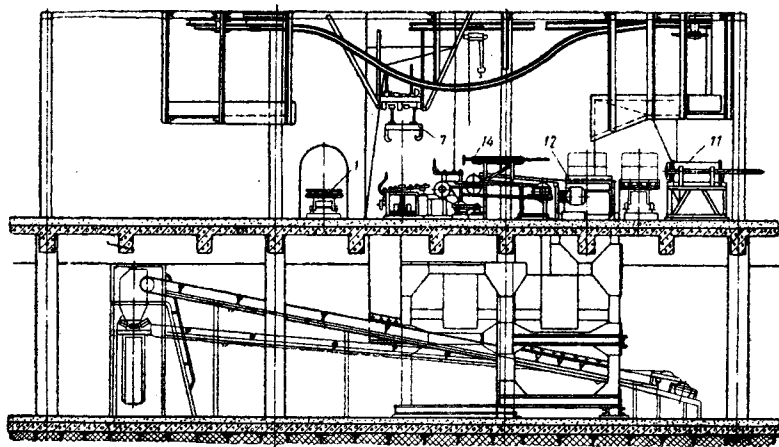
При работе автоматической установки во всех случаях необходимо, чтобы опоки для каждого литейного конвейера унифицировались по наружным размерам и чтобы в нижней опоке отсутствовали крестовины.

В 1959 г. на Московском автозаводе имени Лихачева в литейном цехе серого чугуна разработана и внедрена полуавтоматическая установка (см. рисунок) для выбивки отливок блока цилиндров.

Работа на этой выбивной установке производится следующим образом.

Залитые опоки по конвейеру 1 поступают к толкателью 2 и сталкиваются им на выбивную установку 3 для выбивки земли из опок. Затем спаренные опоки (верх и низ), внутри которых находится отливка блока цилиндров, поступают на цепной конвейер 4, который подает их на стол 5, находящийся под монорельсом 6. Опока с решетки после выбивки земли сталкивается последующей опокой, поступающей на выбивную решетку с конвейера. После выбивки формовочной смеси из опоки и подачи ее на стол 5 снимают сначала верхнюю опоку, а затем вынимают отливку. Верхняя опока снимается с нижней съемником 7, передвигающимся по монорельсу, и передается на ленточный транспортер 8, который подает ее к формовочной машине, изготавливающей верхние полуформы. После съема верхней опоки отливка блока вынимается из нижней опоки электротельфером 9, передвигающимся по монорельсу 6 до подвесного конвейера 10, на который отливка перевешивается для отправки в очистное отделение. Освободившаяся нижняя опока передается по верхнему транспортеру 8 к формовочной машине, где изготавливаются нижние полуформы. После передачи опоки с конвейера 1 на выбивную решетку 3 подопочный щиток остается на тележке конвейера 1 и движется до второго толкателя 11, которым сталкивается на рольганг 12. Затем подопочный щиток попадает на ленточный транспортер 13, с него сталкивается толкателем 14, установленным над ленточным транспортером 13, на нижнюю опоку, находящуюся в это время на конвейере 8, и по конвейеру 8 подается вместе с нижней опокой к формовочным станкам. Нижние опоки с выбивной установки могут подаваться ленточным транспортером 8 на формовочные машины и без подопочных щитков.

Внедрение описанной выше установки позволило организовать выбивку сравнительно тонкостенных и тяжелых опок весом свыше 120 кг. При использовании пластинчатого транспортера такие отливки разбиваются во время падения по склизу.



Улучшились условия труда выбивальщиков и высвободилось по три рабочих в каждой смене.

Годовая экономия от внедрения такой установки составляет 186 тыс. руб.

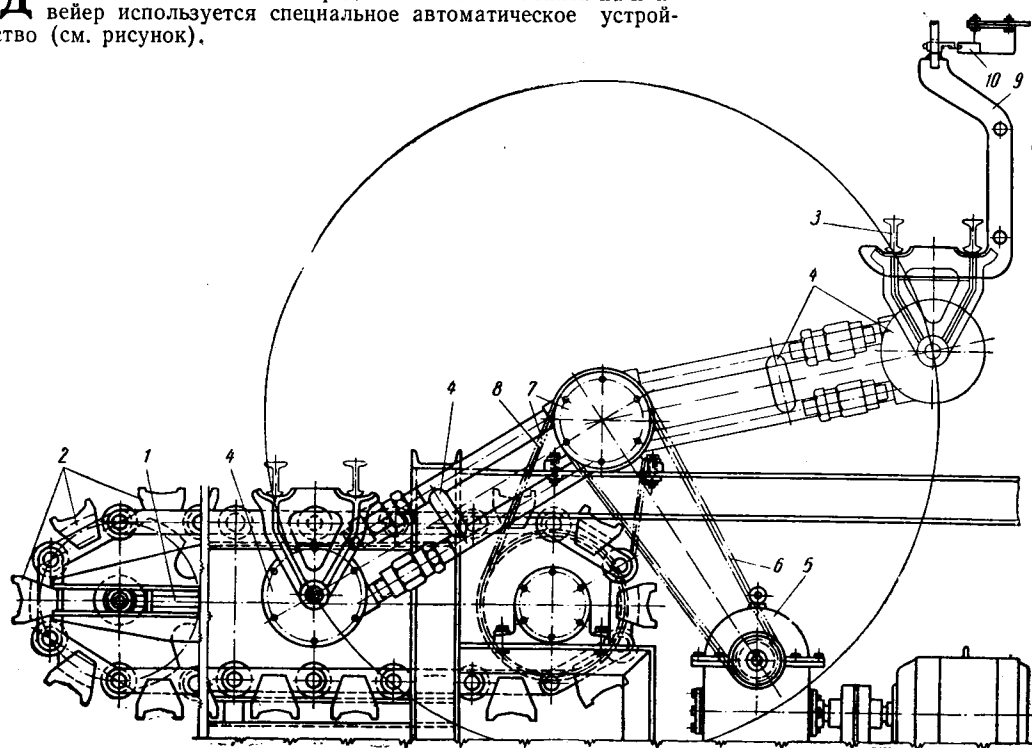
Ввиду отсутствия пластинчатого транспортера для уборки отливок установка может внедряться в любом литейном цехе поточно-массового производства.

# Устройство для навешивания передних осей на подвесной конвейер

Д. В. КАЗМЕНКО

Горьковский автозавод

**Д**ЛЯ навешивания балок передних осей автомобилей на конвейер используется специальное автоматическое устройство (см. рисунок).



Напольный транспортер 1 расположен перпендикулярно трассе подвесного конвейера и представляет собой обычный двухцепной транспортер, цепи которого несут гнезда 2 для балок 3 передней оси. Транспортер имеет индивидуальный привод от электродвигателя, включенного в электросистему управ-

ления, обеспечивающую ему периодическое перемещение только на один шаг вперед для подачи двух балок 3 к месту подхвата их механическими руками 4, получающими вращение от того же электродвигателя через редуктор 5 и цепные передачи 6. На валу 7 монтированы звездочки для цепной передачи 8 на приводной вал транспортера. Механические руки делают один полный оборот, переносят две балки с транспортера на подвеску 9 конвейера и занимают исходное положение. Электродвигатель включается в работу как только подвеска 9 подает импульс включения через конечный выключатель 10, монтированный на кронштейне, расположенном на металлоконструкции конвейера.

Подвеска 9 ограничивается с двух сторон направляющими с целью избежания боковых перемещений подвески во время навески на нее балок, концы которых только на поворотах несколько увеличивают габариты проходной части конвейера.

Придя в исходное положение, механическая рука 4 нажимает на другой конечный выключатель (на рисунке не показан), в результате чего магнитный пускатель немедленно выключается из самоблокировки, и электродвигатель останавливается. За время цикла навески балок 3 транспортер 1 подает к месту подхвата их очередную пару балок. Затем цикл повторяется.

## Улучшение качества механической обработки поверхности поршневых пальцев

Л. И. КАРДАШИН, В. С. КАЗАНЦЕВ

Горьковский автозавод

**П**ОРШНЕВОМУ пальцу автомобиля ГАЗ-51, являющемуся наиболее ответственной деталью двигателя, предъявляются довольно жесткие требования. Отклонение размеров по диаметру, нецилиндричность и некруглость не должны превышать 0,0025 мм, а чистота наружной поверхности должна быть в пределах  $\nabla 10$  «б» класса. Поршневой палец (сталь 40 селек, RC 59÷65) после термической обработки подвергается шлифованию на восьми станках, встроенных в автоматическую линию, однако окончательный размер и чистота поверхности обеспечиваются на двух последних операциях (на предпоследней — требуемая форма детали, а на последней — чистота поверхности). Обычно эти операции выполняются на бесцентровополировальных станках типа 386 или Цинцинати № 5.

Как качество деталей, так и производительность обработки всецело зависят от правильности наладки бесцентровополировальных станков. Однако нередко и после длительной наладки не удается получить желаемого результата из-за наличия большого числа факторов, влияющих на качество обрабатываемых деталей. Объясняется это недостаточной изученностью процесса бесцентрового полирования, сложностью конструкции рассматриваемых станков.

На Горьковском автозаводе в производственных условиях была проведена работа на станках Цинцинати № 5 (рис. 1) с целью определения влияния отдельных элементов наладки на качество обрабатываемых деталей.

Наиболее важными элементами наладки являются: выбор характеристики, монтаж рабочих и ведущих кругов; установка угла наклона рабочего и ведущего кругов; регулировка устройств для правки рабочего и ведущего кругов; установка скоростей вращения рабочего и ведущего кругов; правка кругов; установка опорного ножа; регулирование рабочего и ведущего кругов; регулировка направляющих щечек.

Производительность и качество обработки деталей зависят от правильного выбора характеристики рабочих кругов. На предпоследней операции круги должны иметь достаточную режущую способность, чтобы обеспечить стабильность съема металла и точность формы и размера. На этой операции должна быть также обеспечена чистота поверхности не ниже  $\nabla 9$  «в» класса, так как на последней операции обработка производится без снятия припуска. Таким образом, круги должны иметь одновременно режущую и полирующую способности. Для выбора характеристики, удовлетворяющей обоим требованиям, были испытаны пять полировальных кругов:

Э120С2К, Э120СТЗК, ЭБ150СТЗК, ЭБ180СТ2К и ЭБ320СТ2К при ведущих кругах К3320СМ2Б. Комплекты полировальных и ведущих кругов общей шириной 560 мм набирались каждый из трех кругов, два из которых шириной по 180 мм, а один — 200 мм. Круги были точно обработаны по торцам и отверстию, с тем чтобы при сборке соблюдалось полное прилегание

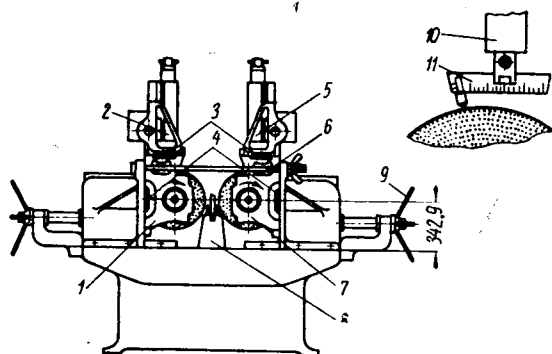


Рис. 1. Схема бесцентровополировального станка Цинцинати № 5 (вид со стороны входа деталей):

1 — комплект полировальных кругов; 2 — приспособление для правки полировальных кругов; 3 — шкала отсчета поворота приспособлений для правки полировальных и ведущих кругов в горизонтальной плоскости; 4 — шкала отсчета поворота полировальных и ведущих кругов вертикальной плоскости; 5 — приспособление для правки ведущих кругов; 6 — комплект ведущих кругов; 7 — суппорт и опорный нож; 8 — рукоятка быстрого подвода и отвода кругов; 9 — пиноль; 10 — колодка с алмазом.

торцов круга. Режим работы станка следующий: скорость вращения полировальных кругов  $n=450$  об/мин, превышение центра детали над центральной линией кругов  $h=12$  мм, угол наклона притирочных и ведущих кругов 3 и 2°, снимаемый припуск  $2t=0,02$  мм. После окончательной правки кругов пропускали несколько деталей для проверки обеспечиваемой чистоты и в случае надобности заглаживали рабочую поверхность вручную мелкозернистым карборундовым бруском. Заглаживание, т. е. искусственное затупление режущих граней зерен, обеспечивает быструю приработку кругов и получение достижимой для данной характеристики чистоты обработки.

Работоспособность кругов определялась по режущей способности и по чистоте обработанной поверхности деталей, получаемой после правки, заглаживания и двух часов работы станка. Чистота поверхности измерялась на профилемере КВ-7, а режущая способность определялась по постоянству припуска, снимаемого с деталей за один проход, и оценивалась при помощи оптиметра по замерам в трех точках на десяти—пятнадцати деталях до и после обработки. Полученные в результате испытаний зависимости чистоты поверхности и режущей способности от характеристики рабочих кругов представлены соответственно на рис. 2 и в табл. 1.

Рис. 2. Зависимость чистоты поверхности от характеристики кругов.

После правки (кривая 1, рис. 2) чистота поверхности деталей составляет  $H_{ск}=0,5$  мк для кругов Э120С2К и улучшается до  $H_{ск}=0,2$  мк для кругов ЭБ320СТ2К. После заглаживания (кривая 2) чистота поверхности улучшается до  $H_{ск}=0,3$  мк и  $H_{ск}=0,18$  мк соответственно для кругов ЭБ120С2К и ЭБ320СТ2К. Влияние заглаживания больше для крупнозернистых кругов (0,2 мк для кругов Э120С2К против 0,02 мк для кругов ЭБ320СТ2К). После заглаживания и двух часов работы станка (кривая 3) чистота поверхности несколько улучшается для кругов Э120СТЗК, ЭБ150СТЗК, ЭБ180СТ2К и ЭБ320СТ2К. При обработке кругами Э120С2К чистота поверхности резко ухудшается ввиду быстрого выкрашивания затупленных зерен и выявления новых острых зерен на рабочей поверхности.

Таблица 1

|                                               | Характеристика кругов |           |             |             |           |
|-----------------------------------------------|-----------------------|-----------|-------------|-------------|-----------|
|                                               | Э120С2К               | Э120СТЗК  | ЭБ150СТЗК   | ЭБ180СТ2К   | ЭБ320СТ2К |
| Снимаемый припуск в мм                        |                       |           |             |             |           |
| После правки                                  | 0,01—0,02             | 0,01—0,02 | 0,01        | 0,01        | 0,01      |
| После заглаживания                            | 0,01—0,02             | 0,01      | 0,005—0,007 | 0,003—0,005 | до 0,003  |
| После заглаживания и двух часов работы станка | 0,01—0,02             | 0,01      | 0,005—0,007 | 0,003—0,005 | до 0,003  |

Аналогично изменяется режущая способность кругов (см. табл. 1). Непосредственно после правки, когда грани режущих зерен не затуплены, режущая способность всех характеристик кругов наибольшая. После заглаживания и двух часов работы кругами ЭБ150СТЗК, ЭБ180СТ2К, ЭБ320СТ2К она резко уменьшается, а для кругов Э120С2К и Э120СТЗК остается постоянной.

Для проверки режущей способности кругов был проведен дополнительный опыт при снятии припуска, равного 0,03 мм. Круги Э120С2К обеспечили постоянный съем металла как после правки, так и после заглаживания и двух часов работы станка. Круги Э120СТЗК после заглаживания не обеспечивали стабильного снятия припуска и размер деталей после 10—15 мин работы увеличивался. На основании проведенных исследований было установлено, что круги ЭБ320СТ2К, ЭБ180СТ2К, ЭБ150СТЗК, обеспечивая хорошую чистоту поверхности деталей, не обладают достаточной режущей способностью. Наоборот круги Э120С2К, обладая хорошей режущей способностью, не обеспечивают чистоту поверхности деталей в пределах  $\nabla 9$  «в» класса. Заглаживание этих кругов улучшает чистоту поверхности лишь при обработке первых деталей, через 5—10 мин. работы станка чистота поверхности снова ухудшается до  $H_{ск}=0,4\div 0,45$  мк. Для этой операции круги Э120СТЗК являются оптимальными как по чистоте поверхности обрабатываемых деталей, так и по своей режущей способности. После заглаживания стойкость этих кругов между правками, при которой обеспечивается точность в пределах 0,0025 мм и чистота поверхности деталей в пределах  $\nabla 9$  «в» класса, составляет 5000—6000 деталей.

На последней операции рабочие круги должны иметь только полирующую способность. Круги К3400СМ2Б и К3500СМ2Б при чистоте поверхности предшествующей обработки  $\nabla 9$  «в» класса обеспечивают чистоту поверхности в пределах  $\nabla 10$  «б» и «в» классов. Стойкость кругов между правками составляет 50 000—60 000 деталей.

Ведущий круг должен обеспечить вращение и продольную подачу детали с определенной скоростью и не создавать в процессе обработки на поверхности детали царапины, риски и других дефектов. Условия обработки улучшаются при некоторой эластичности ведущего круга. Всем этим требованиям удовлетворяют круги с характеристикой К3320СМ2Б, К3400СМ2Б и К3500СМ2Б.

На станке Цинцинати № 5 угол наклона рабочего круга в вертикальной плоскости направлен противоположно по отношению к углу наклона ведущего круга. Расположение рабочего круга под углом улучшает условия обработки: уменьшаются контактные усилия на деталь, что дает большую чистоту поверхности, и точность обработки. При испытаниях угол наклона рабочего круга изменялся от 2,5 до 4°, а ведущего круга — от 2 до 3°. Ухудшение качества обработки наблюдалось при меньших углах наклона рабочего круга и при больших углах наклона ведущего круга. Угол наклона рабочих кругов на первом станке (предпоследняя операция) составляет 3,5° и на втором станке (последняя операция) 3°, так как при больших углах наклона повышается расход кругов. Угол наклона ведущего круга на первом и втором станках принят 2°. При большем угле наклона уменьшается количество оборотов, совершенных деталью за время прохождения между кругами, что снижает качество обработки деталей.

Для получения полного контакта между изделием и обоними кругами последним придают форму однополостных гиперболоидов. Это достигается поворотом в горизонтальной плоскости по часовой стрелке обоих приспособлений для правки на угол, равный углу наклона круга в вертикальной плоскости, а также смещением колодок алмаза от нулевого положения вправо для ведущего и влево для рабочего круга на величину, подсчитываемую по формуле

$$h_0 = \frac{hD}{D+d} \text{ мм},$$

где  $D$  — диаметр круга в мм;

$d$  — диаметр обрабатываемой детали;

$h$  — высота превышения центра детали над центральной линией кругов в мм.

Правильность углового поворота и величины смещения колодок алмаза оказывают большое влияние на форму гиперболоида, при изменении которой нарушается контакт между изделием и кругами и, следовательно, ухудшается чистота поверхности. Так, при повороте приспособлений для правки рабочего и ведущего кругов на угол  $0,5^\circ$ , больше или меньше заданного, длина линии контакта уменьшается до 200—220 мм. При больших углах контакт находится по краям, при меньших углах — в середине. Длина линии контакта уменьшается по сравнению с расчетной при некотором смещении колодки алмаза. Если на первом станке при полной длине контакта между изделием и кругами чистота поверхности находится в пределах  $H_{ск} = 0,2 \div 0,25 \text{ мк}$ , то при длине контакта, равной половине ширины кругов, чистота поверхности ухудшается до  $H_{ск} = 0,25 \div 0,3 \text{ мк}$ , а при длине, равной  $1/3$  ширины кругов, — до  $H_{ск} = 0,3 \div 0,35 \text{ мк}$ . На станках скорость вращения рабочих кругов изменяется от 200 до 600 об/мин путем замены звездочек, а ведущих кругов — от 26 до 260 об/мин при помощи коробки скоростей.

Скорость вращения ведущего круга должна быть максимально возможной; пределом повышения ее служат нарушение спокойного движения деталей в зоне обработки и ухудшение качества поверхности.

Скорость вращения рабочего круга оказывает большое влияние на чистоту поверхности обрабатываемых деталей. Установлено, что с увеличением скорости вращения чистота поверхности улучшается. Так, на предпоследней операции при  $n=200$  об/мин чистота поверхности обрабатываемых деталей находилась в пределах  $H_{ск} = 0,4 \div 0,5 \text{ мк}$ , при  $n=450$  об/мин  $H_{ск} = 0,3 \div 0,35 \text{ мк}$ , при  $n=600$  об/мин  $H_{ск} = 0,15 \div 0,25 \text{ мк}$ . Объясняется это улучшением процесса обработки, связанным с уменьшением схода удельного объема металла, приходящегося на одно зерно. Увеличение скорости вращения рабочего круга заметно влияет на чистоту поверхности и на последней операции. Чистота поверхности деталей, обработанных при  $n=600$  об/мин, оказалась на 15—20% лучше по сравнению с чистотой поверхности деталей, обработанных при  $n=450$  об/мин.

Предварительная правка кругов должна производиться алмазно-металлическими карандашами, а окончательная — алмазом. От режимов окончательной правки ведущих и особенно рабочих кругов в значительной степени зависит чистота поверхности деталей. Как показала практика, окончательную правку кругов следует производить при подаче алмаза  $S_m = 15 \div 20 \text{ мм/мин}$  и снимаемом слое  $t = 0,05 \text{ мм}$ . Увеличение продольной подачи до  $S_m = 40 \text{ мм/мин}$  или глубины снимаемого с круга слоя до  $t = 0,10 \text{ мм}$  ухудшает чистоту поверхности деталей с  $H_{ск} = 0,3 \text{ мк}$  до  $H_{ск} = 0,5 \text{ мк}$ . Правку ведущего круга необходимо производить при наибольшем числе оборотов круга.

Так как требуемая чистота обработки обеспечивается лишь в результате некоторой приработки круга, для ускорения этого процесса рекомендуется сразу же после правки один раз заглаживать круги вручную мелкозернистым карборундовым бруском К3500С1-С2К.

Опорный нож, предназначенный для удержания обрабатываемой детали на нужной высоте между кругами, благодаря трению детали о его поверхность облегчает работу ведущего круга, удерживающего деталь от быстрого вращения.

Рабочая часть опорного ножа на первом станке составляла из пригнанных вплотную прямоугольных твердосплавных пластин. Угол скоса ножа  $30^\circ$ . На втором станке рабочая часть ножа текстолитовая. Вершина ножа плоская. Длина рабочей части ножей 860 мм.

На качество обработанных деталей влияет прямолинейность, горизонтальное расположение и состояние рабочей части опорного ножа и положение ножа по высоте относительно центральной линии кругов.

Максимальная непрямолинейность допускается не больше 0,05 мм. Кроме того, во избежание продольного искривления ножа при его постановке нельзя допускать образования заусенцев и загрязнений на боковых поверхностях посадочной части ножа и в пазах суппорта.

Горизонтальное расположение ножа проверяется при помощи уровня или штангенрейсмуса путем измерения (со стороны входа и выхода детали) расстояния от верхней кромки ножа до базовой поверхности, расположенной в нижней части суппорта.

На станке Цинцинати № 5 расстояние от базовой поверхности до центра кругов составляет 342,9 мм. Для определения высоты превышения центра детали относительно центральной линии кругов ( $h$ ) деталь устанавливают на нож и при помощи штангенрейсмуса измеряют расстояние от базовой поверхности до центра детали. Величина  $h$  является разностью между полученной величиной и базовым расстоянием.

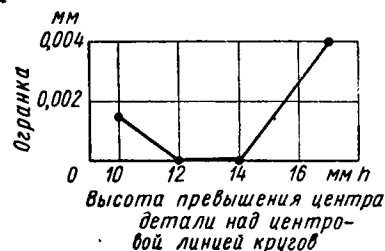


Рис. 3. Зависимость величины огранки от высоты превышения центра детали над центральной линией кругов.

Для определения влияния высоты превышения центра детали над центральной линией кругов проводилась дополнительная серия опытов. На первом станке величина  $h$  составляла 10, 12, 14 и 17 мм, а на втором станке 0, 5 и 10 мм. Опытами установлено, что в зависимости от величины  $h$  получается неодинаковая чистота обработки и различная погрешность формы в поперечном сечении (огранка). На первом станке с увеличением  $h$  огранка деталей сначала уменьшается, а затем увеличивается. Это свидетельствует о том, что величина  $h$  имеет оптимальное значение, при котором огранка получается наименьшей (рис. 3).

Чистота поверхности с увеличением  $h$  улучшается. Эта зависимость отчетливо выразилась на последней операции, где чистота поверхности деталей, обработанных при  $h=10 \text{ мм}$ , оказалась на 20—25% лучше по сравнению с чистотой поверхности деталей, обработанных при  $h=0$ . Объясняется это тем, что контактные усилия на деталь, величина и направление которых зависят от  $h$ , создают при изменении  $h$  неодинаковые усилия. Чем меньше  $h$ , тем больше контактные усилия и, следовательно, хуже условия получения высокой чистоты поверхности.

Практика работы на бесцентровошлифовальных станках Цинцинати № 5 показала, что при всех прочих равных условиях с увеличением длины контакта между изделием и кругами чистота поверхности улучшается, так как при этом в работе участвует большее количество зерен.

Как правило, после правки кругов длина контакта значительно меньше ширины кругов из-за неточностей установки углового положения кругов, приспособлений для правки смещения колодок алмаза, состояния направляющих линеек, пространственного положения опорного ножа и т. д. Поэтому после правки для создания полного контакта производят регулировку кругов при помощи точно изготовленного контрольного валика. Диаметр валика должен быть равен диаметру изделия, длина его на 150—170 мм больше ширины кругов. Криволинейность образующей валика не должна превышать 0,01 мм. Сначала устанавливают контакт между валиком и ведущим кругом. Для этого отводят рабочий круг, укладывают валик на опорный нож и ведущий круг и при помощи набора шупов или бумажных листов одинаковой толщины проверяют контакт между валиком и кругом. Соответствующую регулировку круга производят сначала в горизонтальной, а затем в вертикальных плоскостях. Если контакт находится на входе или на выходе детали, то регулировку на полный контакт осуществляют поворотом круга в горизонтальной плоскости. Если контакт находится в середине круга или по краям, то регулировку на полный контакт осуществляют поворотом круга в вертикальной плоскости.

Таблица 2

| Показатели                                                                           | Чистовое шлифование        | Полирование     |
|--------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|-----------------|
| Характеристика рабочего круга . . . . .                                              | Э120СТЗК                   | К3500СМ2Б       |
| Характеристика ведущего круга . . . . .                                              | К3320СМ2Б                  | К3500СМ2Б       |
| Угол наклона рабочего круга в град. . . . .                                          | 3,5                        | 3               |
| Угол наклона ведущего круга в град. . . . .                                          | 2,0                        | 2,0             |
| Высота превышения центра детали над центральной линией кругов ( $h$ ) в мм . . . . . | 14                         | 10              |
| Скорость рабочего круга в об/мин . . . . .                                           | 600                        | 600             |
| Продольная подача в мм/мин . . . . .                                                 | 1600                       | 1750            |
| Снимаемый припуск в мм . . . . .                                                     | 0,02                       | До 0,003        |
| Охлаждающая жидкость . . . . .                                                       | Содовый раствор (1,5—2,0%) | Мыльный раствор |
| Продольная подача алмаза при окончательной правке в мм/мин . . . . .                 | 15—20                      | 15—20           |
| Глубина при окончательной правке в мм . . . . .                                      | 0,02—0,05                  | 0,02—0,05       |

Указанный режим работы обеспечивает требуемую точность обработки (0,0025 мм), чистоту поверхности  $\nabla 9$  «в» — при чистовом шлифовании  $\nabla 10$  «б» — при полировании.

Аналогичным образом производят регулировку на контакт между валиком и рабочим кругом.

Ввиду незначительного углового поворота кругов при регулировке линия контакта после правки легко восстанавливается при помощи поперечных тяг.

Расположение направляющих щечек по отношению к кругам оказывает большое влияние на геометрическую форму и качество поверхности обрабатываемых деталей.

Регулировку направляющих щечек начинают с проверки и устранения их непараллельности по отношению к ведущему кругу при помощи контрольного валика. Затем производят проверку и устранение смещения направляющих щечек. Максимально допустимая непараллельность и смещение не должны превышать 0,01 мм на длине щеки.

В результате проведенной работы рекомендуется следующий режим (табл. 2).

## Информация

### МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИЕ ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

**П**ОРШНЕВЫЕ кольца, особенно компрессионные, до настоящего времени остаются наименее долговечной деталью двигателя. Одним из перспективных методов создания колец с большим сроком службы является порошковая металлургия (металлокерамика).

Экспериментально-исследовательские работы по разработке технологического процесса изготовления металлокерамических поршневых колец и изучению их физико-механических свойств ведутся в Советском Союзе (ЦНИИТМаш, НИИТАвтопром, МГУ, Горьковский автозавод, Горьковский политехнический институт), а также в зарубежных странах (Чехословакия, США, Англия, ФРГ) [1]—[3]. В Чехословакии крупносерийное производство таких колец для транс-

Основой шихты для изготовления этих колец является железный порошок марки «АМ» по ЧМТУ 3648-53 производства Сулинского металлургического завода. Чтобы придать кольцам высокую прочность, в шихту вводятся 1,5—3% медного порошка.

Прессование колец проводится в специальной пресс-форме (рис. 1), состоящей из матрицы 1, пуансонов 2, 3 и пуансонодержателя 4 с направляющими штифтами 5.

Матрица и пуансоны изготавливаются из стали У10А с чистотой рабочей поверхности по 9-му классу ГОСТ 2789-45.

Из шихты на гидравлическом прессе при удельном давлении 6—7 т/см<sup>2</sup> пресс-

уются индивидуальные заготовки колец, которые затем спекаются стопками при температуре 1100—1120° с выдержкой 50—60 мин., а также подвергаются калибровке и термической фиксации замка. Металлокерамические поршневые кольца не проходят механической обработки по наружной цилиндрической поверхности и не имеют покрытий.

При нормальном ведении технологического процесса кольца получают перлитную структуру с содержанием феррита не более 5% (рис. 2) и с относительной плотностью 84—86%.

Для оценки работоспособности колец испытывались двигатели ГАЗ-51 и ГАЗ-М20 при пробеге автомобилей

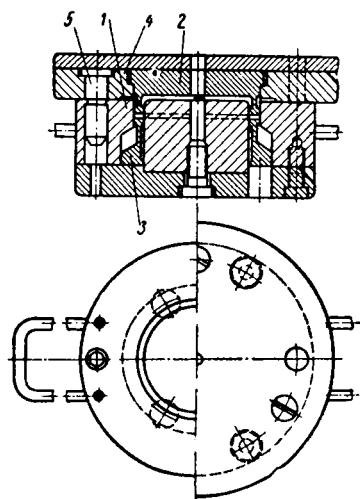


Рис. 1.

портных двигателей организовано с 1956 г. [4], [5].

В настоящей статье рассматриваются результаты испытаний опытных металлокерамических колец на двигателях Горьковского автомобильного завода.

Таблица 1

| Пробег<br>автомобил<br>в км | Характеристика поршневых колец                 | Средний износ компрессион-<br>ных поршневых колец в мм<br>на 1000 км |         | Средний износ<br>гильз по внут-<br>реннему диа-<br>метру в мм<br>на 1000 км |
|-----------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|---------|-----------------------------------------------------------------------------|
|                             |                                                | верхнего                                                             | нижнего |                                                                             |
| Двигатель ГАЗ-М20           |                                                |                                                                      |         |                                                                             |
| 59 000                      | Металлокерамические упругие                    | 4,7*                                                                 | 3,1*    | 0,17—0,5                                                                    |
| 26 000                      | Металлокерамические неупругие из<br>масл (МГУ) | 4,67*                                                                | 4,51*   | 0,75                                                                        |
| —                           | Серийные из серого чугуна (по<br>данным НАМИ)  | 5,1*                                                                 | 6,1*    | 0,85—1,04                                                                   |
| Двигатель ГАЗ-51            |                                                |                                                                      |         |                                                                             |
| 36 800                      | Металлокерамические упругие                    | 38,8**                                                               | 19,0**  | 2,95                                                                        |
| 48 520                      |                                                | 33,4**                                                               | 14,5**  |                                                                             |
| 36 800                      | Серийные из серого чугуна                      | 10,9**                                                               | 17,2**  |                                                                             |
| 48 520                      |                                                | 13,4**                                                               | 15,5    | 2,12                                                                        |

\* Радиальная толщина.

\*\* Зазор в стыке.

\* Радиальная толщина.

\*\* Зазор в стыке.

36 800—59 000 км. У двигателей ГАЗ-51, проходивших испытания на автобусах ПАЗ-651 и МАН, опытные компрессионные кольца были поставлены в два ци-

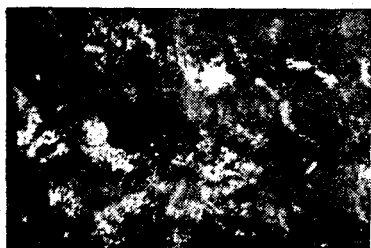


Рис. 2.

линдра. Двигатель ГАЗ-М20 на автомобиле «Победа» был полностью укомплектован металлокерамическими кольцами. Данные по износу металлокерамических колец приведены в табл. 1. На

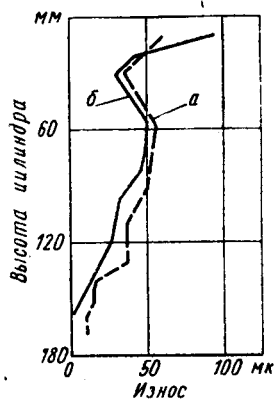


Рис. 3.

рис. 3 показана диаграмма износа цилиндров двигателя ГАЗ-51 в направлении оси коленчатого вала при работе с серийными чугунными (а) и опытными металлокерамическими (б) кольцами (пробег 36 800 км).

Механические свойства колец, определенные в соответствии с ГОСТ 7295-54, приведены в табл. 2, из которой видно, что металлокерамические поршневые кольца отличаются от чугунных большей прочностью и меньшей остаточной де-

формацией. Сравнительно низкая твердость колец объясняется наличием пористости в металле. Измерения микротвердости металлической основы металлокерамических и чугунных колец пока-

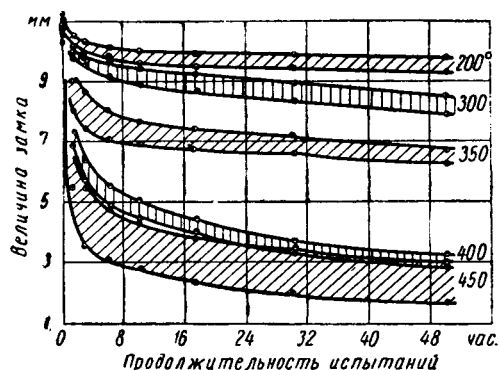


Рис. 4.

зывают одинаковые результаты (340—460 кг/мм<sup>2</sup> при нагрузке 20 кг).

Теплоустойчивость опытных колец изучалась в лабораторных условиях. Для этого кольца в сжатом состоянии нагревались в печи с выдержкой до 50 час., после чего определялись упругость и размер замка. Результаты испытаний, проводившихся при температуре верхних колец 200—450°, показывают (рис. 4), что наибольшее уменьшение теплоустойчивости колец происходит при повышении температуры с 350 до 400—450°.

Таблица 2

| Характеристика поршневых колец                                       | Механические свойства                            |                                       |                                       |                         |
|----------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
|                                                                      | Предел прочности при изгибе в кг/мм <sup>2</sup> | Модуль упругости в кг/мм <sup>2</sup> | Коэффициент остаточной деформации в % | Твердость               |
| <b>Металлокерамические</b>                                           |                                                  |                                       |                                       |                         |
| Состав шихты в %                                                     |                                                  |                                       |                                       |                         |
| 93,5 Fe; 1,5 Cu                                                      | 50—75                                            | 8 800—10 600                          | 3—10                                  | 75—89 HR <sub>B</sub>   |
| 95,4 Fe; 3 Cu                                                        |                                                  |                                       |                                       |                         |
| 1,6 графита                                                          | 64—96                                            | 9 000—14 000                          | —                                     | —                       |
| 96,5 Fe; 2 Cu                                                        |                                                  |                                       |                                       |                         |
| 1,5 графита (Чехословакия)                                           | 50—80                                            | 10 000—13 000                         | —                                     | 79—140 HB (HB)          |
| <b>Чугунные</b>                                                      |                                                  |                                       |                                       |                         |
| Индивидуальная отливка из легированного серого чугуна (ГАЗ)          | 40—50                                            | 7 600—11 000                          | 11—15                                 | 98—103 HR <sub>B</sub>  |
| Индивидуальная отливка из хромомолитаномедистого серого чугуна (ЗИЛ) | 50—58                                            | 8 790—9 880                           | 9,8—12,2                              | 101—105 HR <sub>B</sub> |

Благодаря малому отношению модуля упругости к пределу прочности металла металлокерамические кольца могут работать с высокими напряжениями без опасности поломки.

Предварительными эксплуатационными испытаниями на двигателе ГАЗ-М20 установлено, что опытные кольца обеспечивают нормальную работу двигателя в условиях обычной эксплуатации при пробеге 60 000 км. По износостойкости металлокерамические кольца равноценны хромированным.

На двигателях ГАЗ-51 первые компрессионные кольца имели меньшую износостойкость, а вторые кольца — одинаковую со стандартными кольцами.

Результаты испытаний металлокерамических колец двигателей ГАЗ и опыт прехлетнего производства таких колец в Чехословакии свидетельствуют о перспективности их применения для автомобильных двигателей.

Однако рекомендовать такие кольца для тех или иных двигателей можно лишь после широких эксплуатационных испытаний.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Джуд И. А., «Отомобил Энджинир», т. 34, № 453, 1944.
2. «Стил», т. 136, № 5, 1955, стр. 82—84.
3. «Прецизнон метал молдинг», т. 12, № 2, 1954, стр. 35—37, 78—81.
4. Билак И., «Машиностроение» реферативный ж-л № 8, 1957.
5. Сарвина А. С., «Автомобильная промышленность» № 3, 1959.

Канд. техн. наук В. К. СОРОКИН

Горьковский политехнический институт

## ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТО- И ЭЛЕКТРОПОГРУЗЧИКОВ

НА ЯРОСЛАВСКОМ моторном заводе широко применяются авто- и электропогрузчики; например, в кузнечном цехе используются автопогрузчики 4000М и 4003 грузоподъемностью соответственно 3 и 5 т, оборудованные валами.

Автопогрузчики транспортируют заготовки из заготовительного пролета в молотовый и поковки из молотового пролета в термическое отделение цеха.

Изготовление специальных ящиков из литых узлов позволило использовать ценное свойство автопогрузчика — быстро производить операции захвата груза и транспортировать его на высоких скоростях движения.

Срок службы литых ящиков в 3 с лишним раза выше, чем сварных ящиков из уголка и листа при почти одинаковой стоимости и грузоподъемности.

Для транспортировки упакованных в ящики запасных частей, загрузки железнодорожных вагонов и автомобилей эффективно используются электропогрузчики 4004 грузоподъемностью 0,75 т и КВЗ-02 грузоподъемностью 1,5 т, оборудованные вилками.

Упакованные в ящик запасные части укладываются на деревянный поддон штабелем и транспортируются электропогрузчиком на склад — площадку.

При подаче железнодорожного вагона или автомобиля поддоны с ящиками устанавливаются электропогрузчиком в дверной проем вагона или на платформу автомобиля.

В настоящее время около железнодорожной линии построена площадка на уровне пола вагона, которая позволит

на эстакаду автокраном в 1—2 ряда, затем с помощью ломов и роликов перемещаться по перекидным мосткам в вагон. По мере загрузки вагон перемещался вдоль эстакады мотовозом. Загрузка одного вагона продолжалась 3—4 часа.

В настоящее время двигатели, подвешенные на крюк стрелы автопогрузчика,

В одном случае это помост (рис. 3), устанавливаемый на стрелу автопогрузчика, на котором одновременно могут работать два монтажника, во втором случае — вертикальная безблочная стрела, которая устанавливается вместо обычной горизонтальной и дает возможность поднимать грузы весом до 5 т на высоту более 9 м.

Применение электропогрузчиков затрудняется сложностью приобретения к



Рис. 1.

электропогрузчику по перекидным металлическим мосткам въезжать в вагон и устанавливать ящики в нужном месте без помощи рабочих.

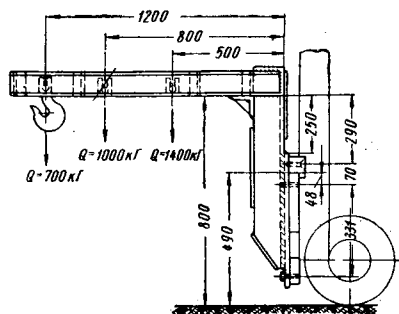


Рис. 2.

Когда неудобно или невозможно пользоваться вилками, на электропогрузчик KB3-02 устанавливается сменная стрела, спроектированная заводом.

Стрела позволяет производить погрузо-разгрузочные операции с грузом весом от 700 до 1400 кг.

Широко применяются также автопогрузчики 4003 в железнодорожном цехе завода на погрузке двигателей в крытые железнодорожные вагоны (рис. 1, 2).

Ранее погрузка осуществлялась с открытой эстакады, расположенной на уровне пола вагона. Двигатели подвозились на автомобилях и устанавливались

подаются через дверной проем внутрь вагона, при этом они разворачиваются на крюке в нужном направлении и опускаются на предварительно положенные на пол вагона катки, по которым легко перемещаются к месту установки. Мотовоз, установив вагон к свободной для подъезда автопогрузчика площадке, освобождается до конца загрузки вагона. Время загрузки вагона сокращается до 35—40 мин.

Механизация погрузки двигателей в вагоны обеспечила сохранность подставок, прекратились также рекламации на опрокидывание двигателей во время их транспортировки.

Кроме того, механизация погрузки двигателей позволила изменить конструкцию подставок, что помимо сокращения расхода на 15% пиломатериалов дало возможность ввести уплотненную погрузку двигателей в вагон.

В четырехосные вагоны загружается по 17 двигателей вместо 13, а в двухосные — по 8, вместо 5.

Внедрена также погрузка и разгрузка железнодорожных контейнеров.

При помощи автопогрузчика контейнер устанавливается непосредственно у места разгрузки и загрузки в удобном для этой операции положении, что позволило в конечном итоге значительно сократить простой контейнеров.

Для монтажных работ к автопогрузчику 4003 изготовлены специальные сменные приспособления, позволяющие работать без строительных лесов.

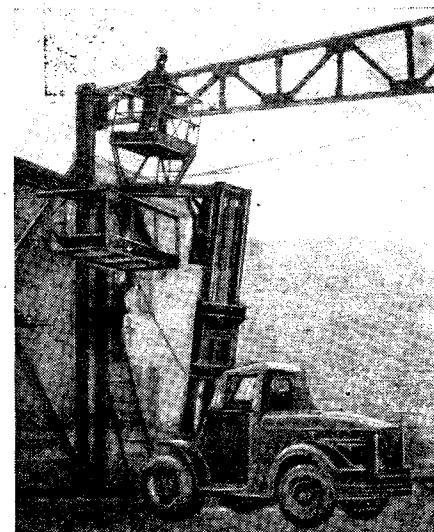


Рис. 3.

ним запасных комплектов аккумуляторных батарей и подзарядки их. Необходимо организовать изготовление удобных в эксплуатации, компактных электровыпрямителей на игнитронах и тиратронах на 300 и 450 а по типу применяемых на Горьковском автозаводе.

Благодаря применению авто- и электропогрузчиков завод сэкономил за 1959 г. более 0,5 млн. руб.

**Н. М. ШАМАШ, В. И. МАКСИМОВ**

Ярославский моторный завод

ОТ РЕДАКЦИИ

Опыт внедрения авто- и электропогрузчиков на Ярославском моторном заводе может быть использован автозаводами.

Для комплексного решения затронутых в статье вопросов Ярославскому моторному заводу необходимо создать рациональную конструкцию ящичного поддона, обеспечивающую возможность установки его в многоярусный штабель, что при современных методах механизации транспортировки и складирования грузов является весьма существенным.



## ВСЕСОЮЗНОЕ СОВЕЩАНИЕ О МЕТОДАХ И АППАРАТУРЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ УЗЛОВ

**М**НОГИЕ институты и заводы автомобильной промышленности активно работают над созданием новых образцов аппаратуры для испытания автомобилей и их агрегатов (Горьковский, Уральский, Ярославский, Московский завод малолитражных автомобилей, Московский автозавод имени Лихачева, Московский карбюраторный завод, ЦКБ по особым, НАМИ, Ленинградская лесотехническая академия, МАМН и др.). В настоящее время уже разработаны и продолжают разрабатываться новые методы испытаний, соответствующие требованиям современного автостроения. Эти испытания и аппаратура базируются на применении радиоэлектроники, использовании радиоактивных излучений меченых атомов, полупроводников и на других современных достижениях в науке.

Однако номенклатура разработанных приборов и аппаратуры все еще не удовлетворяет потребностей измерительной техники. Выпуск разработанной аппаратуры тормозится недостаточной производственной базой для ее изготовления.

Существующие ГОСТы на методы испытаний автомобилей, двигателей и их агрегатов нуждаются в пересмотре, а на целый ряд видов испытаний и способов измерений при испытаниях и исследованиях вообще отсутствуют стандарты или нормы. Так, например, отсутствуют: единая методика дорожных испытаний новых образцов автомобилей, стандарты и нормы на детонационные испытания двигателей, оценку дымности и шумности работы двигателей и автомобилей; методы и аппаратура для оценки плавности движения автомобиля, управляемости, устойчивости и т. д.; не разработаны методы стандартных моторных испытаний топлив и масел.

Техническая информация и обмен опытом в области методов, стендов и аппаратуры для испытания автомобилей, автомобильных двигателей и их агрегатов нуждаются в существенном улучшении. Работы по созданию новых приборов, стендов и методов испытаний ведутся заводами и институтами без должной координации работ.

С 17 по 19 мая с. г. в НАМИ прошло Всесоюзное совещание на тему — методика и аппаратура для экспериментального исследования автомобилей, двигателей и их агрегатов.

В период работы совещания была организована выставка опытных образцов приборов, разработанных на автозаводах, в научно-исследовательских и учебных институтах. Экспонировались также наиболее интересные новые приборы стандартного производства, рекомендуемые для экспериментальных работ в автомобильной промышленности. На выставке было представлено около ста приборов и стендов, пять ходовых лабораторий, смонтированных на автомобиле, а также ряд электронных, электро-механических образцов режимометров и аппаратуры для статических исследований и обработки материалов замеров.

Электро-механические режимометры были представлены Московским автоза-

водом имени Лихачева, Горьковским автозаводом, НАМИ, Институтом машиноведения Грузинской ССР.

Наибольший интерес представляли электронные режимометры для статиче-

На выставке экспонировались разработанные СКБ Уральского автозавода и НАМИ малогабаритные тензоусилители на четыре и восемь каналов с питанием от аккумуляторной батареи ав-

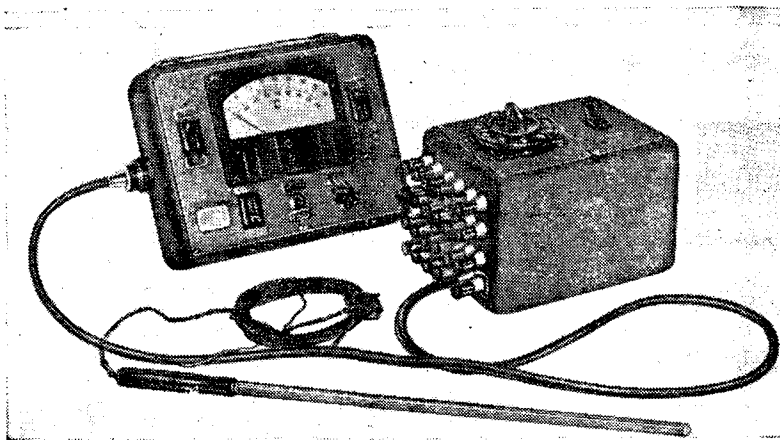


Рис. 1.

ских исследований деформаций или усилий в деталях машин при дорожных испытаниях автомобилей.

Деформации, воспринимаемые проводочным датчиком сопротивления, подаются в прибор, где распределяются по десяти каналам анализатора амплитуд.

Из электро-механических режимометров интересными являются приборы конст-

томобилей (для тензометрических работ на ходу автомобиля).

Московский карбюраторный завод представил на выставку в натуральную величину оригинальный стенд для исследования телескопических амортизаторов.

Значительное количество образцов приборов было представлено учебными

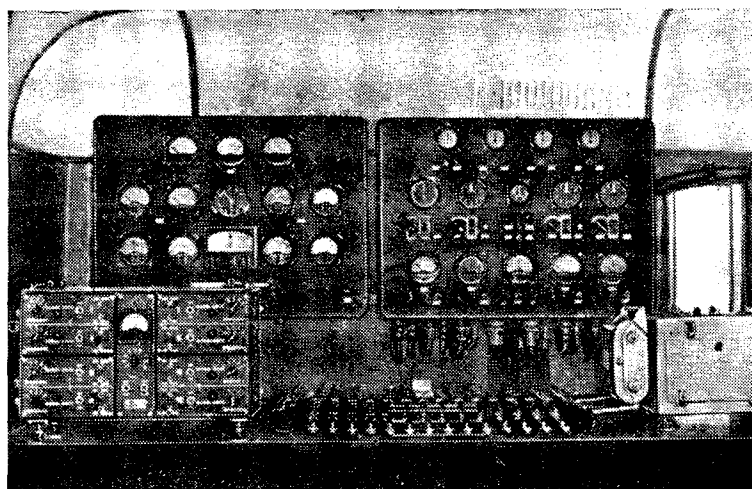


Рис. 2.

рукций ЗИЛ и МАМН. Прибор НАМИ позволяет одновременно регистрировать работы агрегатов во многих точках, а пройденный путь — в четырех передачах, причем два из этих счетчиков учитывают путь с точностью до 1 м.

Серия приборов для дистанционного измерения температур работы агрегатов автомобилей в лабораторных и дорожных условиях с диапазоном измерения от  $-40$  до  $+106^\circ$  (рис. 1) была представлена Горьковским автозаводом.

институтами (Харьковским политехническим, Харьковским автодорожным, Ленинградской лесотехнической Академией).

Московский институт механизации и электрификации сельского хозяйства продемонстрировал хорошо оборудованную ходовую лабораторию (рис. 2) для полевых исследований тракторов и машино-тракторных агрегатов.

На пленарных заседаниях и четырех секциях (автомобилей, двигателей, при-



боров и автоматериалов) было заслушано 102 доклада и сообщения, в которых наглядно продемонстрирован возросший в последние годы уровень механизации и автоматизации экспериментальных и исследовательских работ.

Об оригинальной аппаратуре для дистанционного измерения температур было доложено Горьковским автозаводом; для измерения мощности и крутящего момента на валу автомобиля — Ленинградской лесотехнической Академией и Московским автозаводом имени Лихачева; об аппаратуре для тензометрирования — НАМИ, Уральским и Ульяновским автозаводами; о датчиках-преобразователях — Харьковским политехническим институтом, ЦКБ по ободам, Лабораторией двигателей АН СССР, Научно-исследовательским институтом шинной промышленности и т. д.

Инженер М. И. Брискин (НАМИ) доложил совещанию об аппаратуре для тензометрических работ типа МТУ-4 и АМ-3.

Проведенные в НАМИ испытания узлов и деталей автомашин с помощью проволочных датчиков сопротивления предъявляют к измерительной аппаратуре некоторые специфические требования. Это вызвало необходимость разработки специальной тензометрической аппаратуры для оснащения выполняемых в НАМИ работ. Особенность динамических испытаний, проведенных в НАМИ, заключается в том, что значительная часть их проводится в дорожных условиях. Поэтому основными требованиями к тензоусилителям являются малые габаритные размеры и вес, вибростойкость, простота в обращении, экономичность, способность обходиться без умформеров и анодных батарей.

Особенность проводимых статических испытаний несущих конструкций (кузова и рам) состоит в том, что количество устанавливаемых тензодатчиков достигает иногда нескольких сотен, поэтому для уменьшения времени обхода всех точек измерений необходима автоматизация процесса балансировки измерительного моста при подключении каждого очередного датчика.

Построенный четырехканальный тензоусилитель МТУ-4 для динамических испытаний имеет следующие особенности: а) использование пальчиковых ламп прямого канала, весьма экономичных и имеющих достаточную выходную мощность; б) питание анодной цепи к аккумуляторной батарее 12 в через преобразователь, собранный на полупроводниковых триодах; в) небольшие габаритные размеры, вес и величина потребляемого тока; г) система управления уменьшает возможность ошибочных манипуляций; обеспечена устойчивая и четкая балансировка, а также автоматическая подача калибровочных сигналов, изменяемых одновременно с переключением диапазонов усиления.

Два года интенсивной эксплуатации тензоусилителя МТУ-4 при дорожных испытаниях грузовых автомобилей показали его вибростойкость, стабильность нуля и удобство пользования. Для проведения большого числа измерений при статических испытаниях конструкций построен самобалансирующий усилитель АМ-3, работа которого основана на

разработанном в НАМИ принципе уравновешивания измерительного моста дискретными, последовательно уменьшающимися ступенями. Двенадцать таких ступеней дают тысячу возможных значений баланса, пропорциональных числам натурального ряда в интервале, соответствующем одному проценту деформаций при одном активном датчике. Усилитель АМ-3 также находится в эксплуатации около двух лет и позволил получить скорость измерений до ста точек за 5 мин., т. е. в несколько раз больше, чем при ручной балансировке.

Харьковский автодорожный институт на выставке демонстрировал ходовую лабораторию, предназначенную для комплексных исследований взаимодействия автомобиля и дороги. Ходовая лаборатория оборудована специально сконструированными приборами, позволяющими производить измерения крутящих моментов на ведущих колесах, расхода топлива, скорости автомобиля, пройденного им пути, колебаний и вертикальных ускорений кузова, неровности проезжей части дороги и числа оборотов ведущих и управляемых колес. Показания приборов фиксируются на ленте осциллографа. Управление всеми приборами осуществляется одним оператором.

Измерение крутящего момента осуществляется специально сконструированной динамометрической полусью с реостатными датчиками.

Зная значение крутящих моментов, передаваемых полусьями, можно определить коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин ведущих колес с дорогой, а также тяговое усилие, использование мощности двигателя и распределение моментов между ведущими колесами автомобиля.

Измерения расхода топлива производятся с помощью прибора, состоящего из двух мерных бачков малой и одного бачка большой емкости и пяти электромагнитных кранов. Предусмотрено дистанционное управление работой прибора с общего пульта.

Скорость автомобиля и пройденный путь определяются прибором, аналогичным «пятому» колесу.

Скорость автомобиля и число оборотов «пятого» колеса могут быть записаны на ленте осциллографа.

Кроме того, скорость можно определить по указанию оборотов тахогенератора, установленного на шитке прибора, а пройденный автомобилем путь — с помощью электромагнитных счетчиков.

Запись колебаний кузова автомобиля при перекатывании колес по неровностям дороги определяется прибором, конструктивно совмещенным с прибором для определения скорости автомобиля и пройденного им пути. При перемещении кузова в вертикальной плоскости изменяется угол наклона рычага «пятого» колеса к поверхности дороги, в результате чего ползунок реостатного датчика поворачивается на некоторый угол. Вертикальные ускорения кузова определяются с помощью акселерометров предельного типа и электромагнитных счетчиков СБ-1М.

Измерения ровности дорожных покрытий производятся разработанным Харьковским автодорожным институтом толчкометом с дистанционным управле-

нием и дополнительными устройствами, обеспечивающими определение количества толчков величины и запись показаний их на ленте осциллографа.

Для определения числа оборотов ведущих и управляемых колес изготовлены специальные контактные датчики. Датчик оборотов ведущих колес конструктивно совмещен с динамометрической полусью. Зная обороты ведущих и управляемых колес, можно определить коэффициент буксования.

Московский завод малолитражных автомобилей для экспериментального исследования работы двигателя на автомобиле создал ходовую лабораторию на базе автомобиля «Москвич-407» (доклад инженера В. К. Александрова).

Ходовая лаборатория оснащена следующей аппаратурой:

1. Универсальным бензомером, обеспечивающим автоматическое измерение расхода топлива (в кг/час или в л на 100 км) при испытаниях двигателя как на стенде, так и на автомобиле. Бензомер состоит из медной колбы, заполняющейся из поплавковой камеры до определенного постоянного начального уровня.

Двухзолотниковый трехходовой кран специальной конструкции, управляемой посредством соленоида, обеспечивает необходимые режимы работы бензомера. Различные включения бензомера получаются за счет различных способов подачи тока в обмотку соленоида. Использование бензомера при проведении экспериментальных испытаний позволяет сосредоточить внимание экспериментаторов на работе двигателя и на анализе результатов испытаний.

2. Датчиком числа оборотов, обслуживающим импульсные счетчики типа СБ-100 и установленным непосредственно в стандартном распределителе без каких-либо специальных его переделок.

3. Отметчиком пути и числа оборотов, изготовленным целиком из стандартных механизмов автомобиля «Москвич» и предназначенным для проведения любых измерений одновременно с измерением числа оборотов двигателя или пройденного автомобилем пути.

4. Датчиком нагрузки с регистрирующим блоком, состоящим из ртутного пьезометра, служащего датчиком нагрузки блока управляющих реле и импульсных счетчиков, регистрирующих число оборотов и соответствующее время работы двигателя в выбранных нагрузочных интервалах. Использование в качестве датчика первичного прибора исключает необходимость в отладочных и контрольных тарировках. Кроме того, в этом случае обеспечивается возможность наблюдения за величиной разрежения во впускном трубопроводе.

5. Аппаратурой для проведения экспериментальных, экономических и динамических испытаний автомобиля.

В эту аппаратуру входят рассмотренные выше приборы и приспособления, состоящие из отдельных регистрирующих блоков, обеспечивающих автоматическое измерение числа оборотов двигателя и соответствующего времени при проведении испытаний автомобиля. Обработка результатов эксплуатационных испытаний путем построения баланса работы двигателя и автомобиля позволяет наметить правильное направление

работ по улучшению экономичности автомобиля. Техника проведения испытаний с помощью ходовой лаборатории значительно упрощается за счет применения различных автоматических устройств, разгружающих экспериментатора от проведения чисто механических операций по измерению основных параметров. Кроме того, автоматизация измерений значительно повышает их точность. Использование отдельных элементов аппаратуры как при стендовых, так и при дорожных испытаниях двигателя исключает ошибки, затрудняющие сопоставление результатов испытаний различными методами.

Такая увязка стендовых и дорожных испытаний двигателя способствует значительному повышению эффективности работ, направленных на улучшение мощностных и экономических показателей двигателя.

На заключительном пленарном заседании совещания были заслушаны доклады канд. техн. наук М. И. Лурье (НАМИ) — «Экспериментально-расчетный метод исследования динамики и топливной экономичности в автомобиле», инженера В. И. Лукина (НАМИ) — «Методика измерения шума автомобильного двигателя внутреннего сгорания» и др.

С большим интересом был заслушан

доклад инженера Ф. Т. Шибаяева (Горьковский автозавод) — «Применение скоростной киносъемки при испытаниях автомобилей, двигателей и агрегатов».

Различные способы такой киносъемки обеспечивают как фотографирование отдельных фаз движения в чрезвычайно короткие промежутки времени, так и весьма быстрые непрерывные регистрации разнообразных быстро протекающих процессов.

За последние годы высокоскоростная киносъемка получила широкое применение в промышленности. Особое значение приобретает она и в автомобилестроении.

Чрезмерные зазоры, прогибы и вибрации в узлах автомобилей, качание на пружинах, контакт кулачков и ведомых частей механизма, нарушение синхронности процессов, неправильную работу и инерцию деталей, вызывающих сотрясение и шум, — все эти и многие другие дефекты работы отдельных агрегатов узлов автомобиля можно исследовать, используя скоростную киносъемку.

В настоящее время на Горьковском автозаводе применяется новый метод регистрации результатов дорожных испытаний с помощью обыкновенной киносъемки. Этот метод позволяет сравнивать поведение различных образцов новых моделей автомобилей в разнообраз-

ных дорожных, климатических и географических условиях.

Фильмы-отчеты по испытаниям автомобилей дают конструкторам возможность увидеть и правильно оценить преимущества и недостатки созданной конструкции, а также являются объективным материалом, дополняющим технический отчет о проведенных испытаниях новой модели автомобиля. Имеются все основания считать, что использование этих методов будет неуклонно расширяться и тем больше, чем лучше инженерный персонал познакомится с преимуществами высокоскоростной и обычной киносъемки.

Совещание приняло развернутое решение по вопросу развития исследовательских работ в области автомобилестроения, в том числе об организации специализированного предприятия для серийного изготовления типовых комплексных установок, а также аппаратуры для оснащения автомобильных заводов и научных институтов.

Осуществление принятых на совещании решений будет способствовать улучшению постановки испытаний и исследований и в конечном итоге — ускорению технического прогресса в автомобилестроении.

**А. Д. ХОРИН, А. В. ВОРОБЬЕВ**

**НАМИ**

## СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПРОИЗВОДСТВА ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**ПРОБЛЕМА** долговечности работы автомобильных и тракторных двигателей тесно связана с конструкцией и качеством изготовления поршневых колец, от которых зависят в большой степени срок и экономические показатели работы двигателя (использование мощности, экономичное расходование масла и топлива, износ цилиндров).

По своей конструкции и требованиям на обработку, вытекающим из условий работы в двигателе (полусухое трение при температурах нагрева 300° и большой скорости движения) поршневое кольцо относится к числу деталей наиболее высокой точности, что и определяет уровень требований к его изготовлению. Готовое кольцо должно иметь однородность механических и физических свойств материала, хорошую упругость, устойчивость упругих и антифрикционных свойств при высокой температуре и воздействии газов, беспросветное прилегание к стенкам цилиндра, неравномерную эпюру давления, высокую плоскостность и общую точность в допусках, близких к точности 2-го класса.

По этим причинам в производстве поршневых колец требуется применение специальных методов точной отливки заготовки, сложного и точного литейного, шлифовального и расточного обоработки, специальной измерительной техники и приборов, которыми в конечном итоге должна быть обеспечена высокая стабильность качества и точности

отливок колец и их последующей механической обработки.

Удовлетворение растущих потребностей народного хозяйства привело к необходимости сосредоточить производство поршневых колец на специализированных заводах. В связи с этим резко возросла массовость выпуска, а это, в свою очередь, в острой форме поставило проблему повышения качества колец и комплексной автоматизации всего производства как средства, обеспечивающего увеличение выпуска в 1965 г. до 500 млн. шт.

Улучшение действующего технологического процесса на специализированных заводах (установка электропечей для дуплекс-процесса, внедрение шлифовальных полуавтоматов, применение средств механизации и автоматизации и др.) не обеспечивает еще получения колец по параметрам ГОСТа и сопровождается большим браком по литью, механической обработке и поломкам (бою колец). До настоящего времени не найдено также правильного решения вопроса комплексной автоматизации производства колец.

Этим объясняется то, что улучшение конструкции и качества чугунных поршневых колец и совершенствование методов массового производства их вот уже в течение многих лет являются одними из наиболее актуальных вопросов в работе заводов и научно-исследовательских институтов автомобильной и тракторной промышленности.

Вопросу состояния и перспектив развития производства поршневых колец для автомобильных и тракторных двигателей было посвящено состоявшееся в г. Тамбове в июне с. г. общесоюзное отраслевое совещание, созванное Государственным Комитетом Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению и Тамбовским совнархозом. Совещание рассмотрело комплекс основных технических вопросов, связанных с производством поршневых колец: проблему улучшения качества изготовления чугунных колец: снижение брака; проблему комплексной автоматизации и механизации обработки и контроля чугунных колец; повышения их износостойкости; улучшения конструкции маслосъемных и компрессионных колец, получаемых методом литья; создание новых методов обработки чугунных колец, направленных на повышение их точности и обеспечение беспросветности. Одновременно с этим на совещании были рассмотрены перспективы применения новых конструкций поршневых колец — стальных витых, металлокерамических, дана оценка их исключительно высоким производственным показателям, а также возможность комплексной автоматизации производства этих колец.

К числу организационных вопросов, рассмотренных совещанием, следует отнести вопросы специализации производства колец, развития производства новых конструкций, наращивание мощностей специализированных заводов, со-

стояние и основные направления технической реконструкции действующих заводов, планы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по кольцам, предусматривающие решение основных вопросов улучшения качества чугунных колец, комплексная автоматизация их производства, исследование и внедрение в народное хозяйство новых конструкций поршневых колец.

Совещание, отметив большую работу, проведенную НИИТАвтопромом, НАМИ и Мичуринским заводом им. Ленина по освоению производства стальных витых поршневых колец для автомобильных двигателей ЗИЛ и ГАЗ, рекомендовало их к производству в объемах, обеспечивающих поставку маслосъемных колец на комплектацию как новых двигателей (в том числе тракторных), так и в запасные части, а компрессионных колец — в запасные части — для изношенных бензиновых двигателей (за исключением верхнего поршневого кольца, которое остается чугунным).

Как показали результаты испытаний, стальные витые поршневые кольца, установленные в изношенные автомобильные двигатели, увеличивают в 2 раза продолжительность их работы между ремонтами и в 2 раза уменьшают расход масла, что дает экономический эффект при эксплуатации — 170 руб. на каждый комплект колец. Ознакомление участников совещания с работой автоматического оборудования для производства витых колец на Мичуринском заводе имени Ленина показало, что изготовление витых колец может быть полностью автоматизировано, в результате чего трудоемкость комплекта колец, по сравнению с чугунными, уменьшится в 16 раз; в 6 раз уменьшатся потребности в площадях и оборудовании и т. д. Совещание одобрило предложение НИИТАвтопрома, Мичуринского завода и Тамбовского совнархоза о создании своими силами комплексно-автоматизированного цеха по производству витых колец для автомобильных двигателей на выпуск в 1965 г., а также предложения НИИТракторосельхозмаша и Ставропольского завода о создании участка по производству маслосъемных колец для тракторных двигателей.

Рекомендованы также к внедрению на двигателях Д-54 разработанные НАТИ, Макинским заводом поршневых колец Сталинградским тракторным за-

водом скребковые маслосъемные кольца, показавшие при испытаниях хорошие результаты. Скребковые кольца впоследствии, по мере освоения стальных витых колец, будут заменены стальными.

Успешное решение всей проблемы поршневых колец тесно связано с результатами работ, проводимых НИИТАвтопромом по созданию металлокерамических компрессионных колец, технология производства которых, так же как и витых, может быть полностью автоматизирована. Первые положительные результаты эксплуатационных испытаний металлокерамических колец послужили основанием для принятого совещанием решения о всемерном ускорении этих работ, форсировании стендовых и эксплуатационных испытаний металлокерамических колец на автомобильных и тракторных двигателях силами ИАМИ, НАТИ и заводов. Совещание одобрило инициативу НИИТАавтопрома, Мичуринского завода имени Ленина и Тамбовского совнархоза о создании в 1960—61 гг. на заводе опытного производства этих колец с выпуском на нем в 1961 г. до 1 млн. шт. колец.

Указанные работы по стальным витым и металлокерамическим кольцам признано целесообразным сосредоточить в основном в НИИТАавтопроме, возложив на него разработку технологии и внедрение их в производство.

Так как чугунные поршневые кольца в течение ближайших лет еще будут являться основными, улучшение качества их изготовления является важной задачей. Совещание наметило пути для решения этой задачи, а именно: разработку новых комплексно-технологических процессов изготовления чугунных колец с созданием новых образцов автоматизированного оборудования для получения заготовки и механической обработки колец, легко встраиваемого в автоматические линии с гибкой связью. Основой для разработки новых процессов должны стать комплексные технологические исследования: повышение точности литой заготовки, условия обеспечения стабильности физико-механических свойств колец; исследование станков с целью повышения точности механической обработки, применения одновременной расточки и обточки колец по копиру, обеспечивающей резкое улучшение формы кольца в свободном состоянии и высокое качество колец по прилеганию;

исследования по повышению износостойкости колец; исследование и создание наилучших средств и методов контроля качества колец с целью высвобождения из производства большого количества контролеров, составляющих на специализированных заводах от 10% до 14%.

Решение этой большой и сложной задачи совещание рекомендует возложить на ряд научно-исследовательских институтов: ЭНИМС, НИИБВ, ВНИИ, НИИЛИТМаш и другие под руководством НИИТракторосельхозмаша с привлечением специальных конструкторских технологических бюро по кольцам и заводов, производящих поршневые кольца.

Учитывая, что производство автомобильных и тракторных поршневых колец должно вестись по унифицированным требованиям, регламентируемым единым ГОСТом, совещание рекомендовало ИАМИ и ИАТИ разработать проект такого ГОСТа и представить его на рассмотрение и утверждение Комитета стандартов.

На совещании было отмечено, что специализация производства автомобильных поршневых колец до сих пор не осуществлена. Совещание приняло решение, рекомендуемое Гипроавтопрому ускорить разработку предложений по специализации производства поршневых колец для автомобильных двигателей с учетом поставки их в запасные части и комплектацию на все автозаводы.

В связи с увеличением объемов производства в течение 1960—1961 гг. проектными институтами Гипроавтопром и Гипротракторосельхозмаш должна быть разработана необходимая документация на окончание реконструкции специализированных заводов по производству поршневых колец и разработаны типовые проекты цехов по автоматизированному производству поршневых колец из стальной ленты.

Совещание обратилось к Госплану СССР и РСФСР с просьбой об обеспечении производства плющеной ленты для витых поршневых колец, а также поставок специализированным заводом формовочных материалов, чугуна и кокса высокого качества.

**М. И. БАСОВ**  
НИИТАавтопром

## НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РАБОТЫ, ВЫПОЛНЕННЫЕ ИНСТИТУТАМИ И ЗАВОДАМИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

### Перечень № 3, 1960 г.

#### НАМИ

Исследование гидропневматической системы пуска реечного типа (часть II). Исследование непрерывного впрыска бензина во впускную трубу для двигателей с искровым зажиганием и принцип ее работы.

Карбюраторы зарубежных автомобилей Фиат-500, Фиат-600 и БМВ-600.

Расчет динамического взаимодей-

ствия звеньев автопоезда с применением электромоделлирующих устройств.

Отчет об уточнении норм расхода запасных частей для автомобилей ГАЗ-51, ГАЗ-93, ГАЗ-М20, ЗИЛ-150, ЗИЛ-585, ЗИЛ-155, МАЗ-200, МАЗ-205 и МАЗ-501.

Разработка радиаторов с воздушными пластинами специальной конфигурации для двигателей «Москвич-407».

Исследование причин повышенного износа шин передних колес автомобиля ГАЗ-69.

Испытание уплотнительных шайб водяных насосов автомобильных двигателей.

Исследование влияния материала и конструкции колец на температуру поршня автомобильного двигателя.

Испытание двухступенчатого воздухоочистителя с конической решеткой для автомобиля Урал-375.

Совершенствование конструкции арочных шин 1140×700 и результаты их испытаний.

Сравнительные испытания на долговечность редукторов заднего моста ЗИЛ-155 (158) с экспериментальными и серийными шестернями.

Исследование материала деталей двигателя автомобиля Фольксваген.

Исследование одноступенчатых четырехколесных гидротрансформаторов ЛГ для автобуса «Львов».

Типовой ряд центробежных маслоочистителей для автомобильных двигателей.

Разработка конструкции и испытания фильтра тонкой очистки топлива для автомобильных двигателей с воспламенением от сжатия.

Испытания в холодильной камере двигателя воздушного охлаждения Фольксваген.

Исследование и доводка рабочего процесса четырехтактного двигателя типа ЯМЗ-236.

Аппаратура для проведения экспериментов по динамике и топливной экономичности разгона автомобиля и исследование следящего действия двигателя.

Исследование работы деталей механизмов газораспределения.

Разработка предложений по типу топливоподающей аппаратуры для автомобильных двигателей с воспламенением от сжатия (проекты нормалей).

Исследование работы карбюраторных двигателей на неустойчивых режимах.

Разработка конструкций кабин для новых грузовых автомобилей.

Материалы по конструкциям кузовов из пластмасс.

Экономическая целесообразность применения пневматической подвески на грузовых автомобилях Московского автозавода имени Лихачева.

Результаты дорожных испытаний автомобилей «Волга» М-21 с гидромеханической передачей (этап I).

Исследование и разработка пневматической подвески для автобусов и грузовых автомобилей.

Разработка пневматической подвески для автобуса ЛАЗ-695Э.

Анализ причин выкрашивания материала толкателей двигателя МЗМА-407 и ЗИЛ-111.

Заключение о результатах тензометрических испытаний кузова автобуса ЗИЛ-Э158Д.

Исследование шума двигателя ЯМЗ-236.

## Критика и библиография

Г. П. Покровский, «Автомобильные и тракторные центрифуги». Машгиз, 1959.

**РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ** книга канд. техн. наук Г. П. Покровского «Автомобильные и тракторные центрифуги» посвящена вопросу, связанному с применением центробежного способа очистки масел в автотракторных двигателях, и может быть признана полезной и своевременной.

За последние годы на заводах автомобильной и тракторной промышленности, а также в научно-исследовательских институтах была проведена большая экспериментальная работа по исследованию процесса очистки и созданию надежной и эффективной конструкции автотракторных центрифуг. Результаты исследований выявили существенные преимущества центробежной очистки, заключающиеся в освобождении автотракторных двигателей от громоздкой и дорогостоящей службы изготовления, транспортировки и снабжения фильтрующими элементами. Кроме того, установлено, что применение центробежной очистки резко снижает износ двигателей. В совокупности с упразднением фильтрующих элементов применение центробежной очистки масла дает народному хозяйству значительный экономический эффект.

К настоящему времени тракторная промышленность внедрила в производство новый прогрессивный метод очистки масел, и центрифуги теперь устанавливаются почти на всех тракторах. Еще в 1955 г. к массовому производству центрифуг приступил Уральский автозавод. Другие заводы готовятся к внедрению центробежного способа очистки масел.

В связи с этим литература по вопросу конструирования, расчета и эксплуатации автотракторных центрифуг приобретает особое значение и должна всячески поощряться.

В периодической литературе, и, в частности, в журнале «Автомобильная промышленность», был опубликован ряд статей по этому вопросу. Отдельная книга выходит впервые.

Книга состоит из четырех разделов. В первом разделе, посвященном процессам, протекающим в роторе центрифуги, автор рассматривает основные положения теории, связанные с осаждением примесей в условиях центробежного поля, применительно к работающим автотракторным маслам. Дается метод расчета процесса осаждения за один проход, вводится понятие избирательности очистки. На примере проведенных автором экспериментов показано влияние различных факторов на процесс центробежной очистки масла от примесей. Приве-

дены номограммы для определения скорости отсева и времени, необходимого для осаждения частиц.

К недостаткам этого раздела следует отнести отсутствие методов расчета замкнутых систем (с многократным прохождением масел через ротор центрифуги) и анализа энергетического баланса при гидрореактивном приводе, что позволило бы более полно производить расчеты центрифуг.

В формуле (1) на стр. 7 размерность плотности принята неточно. Это обусловило получение чрезмерно малых величин среднего эквивалентного радиуса частиц загрязнения в масле.

Приведенные автором номограммы позволяют произвести только расчеты первого приближения, так как они построены для одного значения вязкости масел (АК-10 при  $T_{\text{ж}} = 80^\circ$ ) и усредненной разности плотностей частиц загрязнения и масла. Было бы желательно привести подобного рода номограммы для ряда значений как вязкости масел, так и других параметров, определяющих процесс отсева примесей.

На фиг. 7 (стр. 14) автор приводит график влияния скорости вращения ротора на состав отложений в его полости. Из графика следует, что процент сухой фазы в отложениях зависит от скоростного режима линейно. Следовало более четко указать, что эта зависимость только в указанном диапазоне скоростного режима, приближенно, может быть принята линейной, а принципиально с увеличением оборотов сухая фаза отложений должна возрастать пропорционально квадрату угловой скорости ротора.

Во втором разделе книги рассмотрены особенности очистки масла центрифугами. После анализа состояния масла при его очистке различной фильтрующей аппаратурой, автор показывает влияние центробежной очистки на интенсивность износа основных трущихся деталей. Приводятся данные ИАМИ, Уральского автозавода, Харьковского тракторного завода, НИИАТа.

Далее раскрываются причины, не позволяющие оценивать качество масла по его цвету в условиях центробежной очистки, что имеет особое значение для эксплуатационников. Коротко рассмотрены особенности центробежной очистки при применении масла с присадками. Раздел оканчивается анализом различных факторов, влияющих на выбор схемы включения центрифуг.

В этом разделе автору следовало дать более подробный материал о влиянии центробежной очистки на износ в раз-

личных условиях эксплуатации. Совершенно не освещен вопрос о сроках смены масла, которые во многом определяют качество и методом его очистки. Высокое содержание органических компонентов в масле, свойственное центробежному методу очистки, должно повлиять на процессы его химического старения. Данные влияния этих процессов на сроки службы масла существенно дополнили бы этот раздел.

Наиболее полно и интересно написан третий раздел — примеры конструктивного выполнения автомобильных и тракторных центрифуг. Очень удачно проведена классификация различных методов включения центрифуг в масляную магистраль. В разделе дана сводная таблица основных параметров автомобильных и тракторных центрифуг, а также предложенная автором единая относительная характеристика центрифуг с гидравлическим приводом (фиг. 10, стр. 23). Единая относительная характеристика позволяет по одной расчетной точке построить зависимость скорости вращения ротора от давления масла в магистрали.

Рассмотрены конструкции восьми моделей центрифуг с гидравлическим приводом и одна модель с пневматическим приводом, разработанная автором. Среди них конструкции, разработанные в различное время Московским автозаводом имени Лихачева, Уральским, Горьковским автозаводами, Владимирским тракторным и др.

К сожалению, ни один из приведенных чертежей не имеет хотя бы габаритных размеров. Читателю трудно представить себе размер агрегата, а следовательно, его реальный вид на двигателе.

Отсутствие полных схем включения некоторых центрифуг в магистраль (например, для центрифуги Горьковского автозавода, Владимирского тракторного завода и др.) затрудняет понимание взаимодействия всей масляной системы двигателя в целом. Серьезным недостатком является отсутствие примеров конструкции центрифуг с механическим приводом, которые получают в последнее время распространение на тракторных двигателях с воздушным охлаждением, у которых ротор центрифуги выполняется совместно с вентилятором системы охлаждения.

Автор на стр. 22 приводит формулу для определения скорости вращения ротора. Однако рекомендованные им пределы коэффициента  $b=0,01 \div 0,04 \text{ гсм/об/мин}$  занижены. Фактиче-

ски для правильно сконструированных центрифуг  $b=0,04 \div 0,10 \text{ гсм/об/мин}$ .

В разделе примеров конструктивного выполнения центрифуг не сделано соответствующего сравнительного анализа различных конструкций с точки зрения их эффективности, простоты изготовления, а также удобства обслуживания в эксплуатации. Следует отметить, что Горьковский автозавод не только провел опыты по применению пластических масс для изготовления роторов (как указывает автор), но и с начала 1959 г. устанавливает ротор из пластмассы на автомобили «Чайка» и ГАЗ-12.

Последний, четвертый, раздел книги посвящен особенностям эксплуатации центрифуг, в котором очень кратко изложены основные правила технического обслуживания и контроля за их работой.

В период, когда центрифуги получают все большее распространение, следует признать, что этому разделу уделено явно недостаточно внимания. Правда, в разделе имеются весьма ценные советы и рекомендации, но этого далеко недостаточно. В разделе совершенно необходимо дать материал о ремонте центрифуг, особенно в условиях автохозяйств и РТС.

В целом книга Г. П. Покровского написана хорошим языком, читается с интересом, иллюстрации четкие, легко воспринимаемые. Небольшой объем (2,5 печ. л.), естественно, не позволил автору более широко осветить весьма важный и актуальный вопрос. Рассчитанная на инженерно-технических работников автотракторной промышленности, автотранспорта и механизаторов сельского хозяйства, рассмотренная книга вполне отвечает требованиям, предъявляемым к научно-технической литературе.

В заключение необходимо рекомендовать Издательству в ближайшее время выпустить книгу значительно большего объема, посвященную вопросам теории, конструкции и эксплуатации автомобильных и тракторных центрифуг с обобщением опыта автомобильных и тракторных заводов. Это в значительной степени облегчит внедрение и освоение нового более прогрессивного способа очистки масла.

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ

НАМИ

## НОВЫЕ КНИГИ

Акатов Е. И., Белов П. М., Дьяченко Н. Х. и др., *Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме*. Под ред. Н. Х. Дьяченко. Машгиз, Л. 1960. 248 стр., т. 2500, ц. 9 р. 30 к. в пер.

Особенности работы автомобильного двигателя в процессе разгона и методика исследования неустановившихся режимов. Показатели двигателя при разгоне. Наполнение и смесеобразование при разгоне. Тепловое состояние двигателя на неустановившихся режимах. Применение автоматики при исследовании работы двигателя.

Для инженерно-технических работников.

Билик Ш. М., *Абразивно-жидкостная обработка металлов*. Машгиз, М. 1960. 199 стр., т. 5000, ц. 7 р. 15 к. в пер.

Сущность и особенности процесса абразивно-жидкостной обработки металлических деталей. Конструкции и принципы работы устройств, применяемых при абразивно-жидкостной обработке. Практика абразивно-жидкостной обработки деталей двигателей и других машин.

Для инженерно-технических работников.

Брусянцев Н. В., *Новые автомобильные фильтры тонкой очистки масла и их применение*. Гостоптехиздат, М. 1960. 28 стр. (Реотмасс), т. 10.000, ц. 80 к.

Описание устройства фильтров тонкой очистки масел, применяемых на автомобильных двигателях. Принципы работы фильтров и их эксплуатация. Особенности конструкции и применения новых фильтрующих элементов «Р».

Для работников автомобильного машиностроения и автотранспорта.

Вязников Н. Ф. и Ермаков С. С., *Применение изделий порошковой металлургии в промышленности*. Машгиз, М. 1960, 188 стр., т. 5000, ц. 6 р. 40 к.

Производство порошков из черных и цветных металлов. Теория и практика изготовления металлокерамических изделий, используемых в различных отраслях промышленности.

Для инженерно-технических работников.

Екимов К. К., *Механизация и автоматизация кузнечно-штамповочного производства*. Машгиз, Л. 1960. 164 стр., т. 4500, ц. 6 р. 60 к. в пер.

Обобщение опыта передовых заводов в области механизации и автоматизации трудоемких операций в кузнечно-штамповочных цехах. Описание средств механизации, оправдавших себя в практике отечественных предприятий.

Для инженерно-технических работников.

Испытания деталей машин на прочность. Сборник статей, под ред. В. С. Серенсена. По материалам Комитета прочности НТО Машпрома. Машгиз, М. 1960. 228 стр., т. 5000, ц. 8 р. 75 к. в пер.

Теоретические исследования, экспериментальные и опытные данные в области испытания деталей машин на прочность в натуре и на моделях.

Для инженерно-технических работников.

Криницкий И. И., *Регулирование двигателей внутреннего сгорания*. Машгиз, Киев 1960. 192 стр., т. 6000, ц. 7 р. 50 к. в пер.

Система автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания. Инженерный метод исследования и доводки автоматических регуляторов. Исследование систем автоматического регулирования тракторных двигателей.

Для инженерно-технических работников.

Кухтаров В. И. и Кухтаров О. В., *Штампы для холодной листовой штамповки*. Машгиз, М. 1960. 320 стр., т. 8000, ц. 11 р. 25 к. в пер.

Проектирование штампов, их изготовление, наладка, хранение, учет и эксплуатация в условиях автомобильного производства.

Для инженеров-конструкторов и технологов.

Лазаренко В. К. и Прейс Г. А., **Износостойкость металлов**. Машгиз, Киев 1960. 219 стр., т. 4000, ц. 8 р. 85 к. в пер.

Экспериментальные данные по вопросам износостойкости металлов: закономерности изнашивания, виды износа и методы упрочняющей технологии.

Для инженерно-технических работников.

Макаров И. А., **Ускоренная техническая подготовка производства**. Из опыта машиностроительных заводов. Машгиз. М. 1960. 72 стр., т. 5000, ц. 2 р. 25 к.

Критический обзор существующих методов подготовки производства новых машин. Экономическая эффективность системы, основанной на выравнивании длительности отдельных стадий подготовки производства для значительного сокращения сроков освоения новых видов продукции и обеспечения устойчивой, равномерной работы предприятия.

Для инженерно-технических работников.

Малаховский Я. Э. и Лапин А. А., **Сцепления**. Под общ. ред. А. А. Липгарта. Машгиз, М. 1960. 192 стр. (Проектирование автомобиля), т. 3500, ц. 7 руб. в пер.

Классификация, принципиальные схемы и конструкции автомобильных сцеплений, условия их работы. Определение параметров и размеров сцепления, расчеты основных его деталей. Расчет деталей привода. Данные по установке и регулировке фрикционного сцепления грузовых автомобилей.

Для инженерно-технических работников.

Меркулов Е. Ф., **Антифрикционные пористые сплавы**. Машгиз, Л. 1960. 52 стр., т. 4000, ц. 1 р. 80 к.

Технология получения и механическая обработка новых антифрикционных пористых сплавов, являющихся заменителями высокомолекулярных дорогостоящих и остродефицитных баббитов и бронз. Свойства пористых сплавов. Сборка машин на вкладышах из пористых сплавов.

Для инженерно-технических работников.

**Основные вопросы высокопроизводительного шлифования**. Под ред. Е. Н. Маслова. Машгиз, М. 1960. 196 стр. (Инт. Машиноведения АН СССР), т. 3000, ц. 7 р. 15 к. в пер.

Итоги дискуссии по ряду вопросов высокопроизводительного шлифования: механизм работы абразивного зерна, схемы стружкообразования, влияние различных факторов на производительность процесса шлифования, автоматизация цикла шлифования, шлифование твердых и титановых сплавов.

Для инженерно-технических материалов.

**Расчет на прочность**. Теоретические и экспериментальные исследования прочности машиностроительных конструкций. Сборник статей, вып. 5. М. 1960. 300 стр., т. 5000, ц. 12 руб. в пер.

Статьи по некоторым вопросам теории и методов расчета деталей на прочность и жесткость. Динамические расчеты и расчеты на устойчивость элементов конструкций. Исследования напряженного состояния элементов конструкций.

Для инженерно-технических работников.

Рикардо Г. Р., **Быстроходные двигатели внутреннего сгорания**. Перевод с англ., под общ. ред. М. Г. Круглова. Машгиз, М. 1960. 412 стр., т. 6000, ц. 21 р. 80 к. в пер.

Теория, конструкции, детонация, тепловой баланс, наддув, сгорание и другие вопросы, связанные с освещением особенностей работы быстроходных двигателей.

Для инженерно-технических работников.

Таборек Ярослав, **Механика автомобиля**. Перевод с англ. А. Н. Нарбута, под ред. В. Ф. Родионова. Машгиз, М. 1960. 208 стр., т. 5000, ц. 8 р. 20 к. в пер.

Систематический курс теории автомобиля (движение колеса, управление и устойчивость автомобиля, статические и динамические силы, разгон и торможение, тяговый расчет).

Для инженерно-технических работников.

Яковлев В. Ф. и Инютин И. С., **Измерение напряжений деталей машин**. Машгиз, М., 1960. 116 стр., т. 3500, ц. 3 р. 60 к.

Методика измерения напряжения в деталях машин с помощью проволочных преобразователей (датчиков сопротивления).

Для инженерно-технических работников.

**Автоматические роторные линии — средство комплексной автоматизации производства**. Под ред. Л. Н. Кошкина. Машгиз, 1960. 223 стр. (Моск. дом научно-техн. пропаганды), т. 10 000, ц. 9 руб. в пер.

Основы комплексной автоматизации разных производств на базе роторных машин. Операционные роторные машины для технологических процессов. Специальные роторные линии для производства пластмассовых изделий, изготовления сварочных электродов и сборки втулочно-роликовых комбайновых цепей.

Для инженерно-технических работников.

**Автотракторные двигатели внутреннего сгорания**. Исследование рабочих процессов, систем топливоподачи и газораспределения. Под ред. Н. Р. Брилинга. Машгиз, М. 1960. 264 стр. (МАДИ, вып. 25), т. 2100, ц. 9 р. 50 к. в пер.

Данные, полученные при исследовании новых образцов автомобильных дизелей, процесса наполнения, смесеобразования, сгорания и наддува. Изучение шумности дизелей. Вопросы профилирования кулачков газораспределения для упругого клапанного привода.

Для инженерно-технических работников.

Алексеев В. П., Костыгов Н. И., Круглов М. Г. и др., **Двигатели внутреннего сгорания**. Описательный курс. Под ред. А. С. Орлина. Учебное пособие для вузов. Машгиз, М. 1960, 452 стр., т. 15 000, ц. 12 р. 25 к. в пер.

Устройство и работа поршневых двигателей внутреннего сгорания, их систем и механизмов. Особенности работы двигателей всех основных типов и примеры их конструкции.

**Альбом чертежей запасных деталей инструментального универсально-фрезерного станка модели 679**. Машгиз, М. 1960. 52 стр. (ЭНИМС), т. 2000, ц. 14 руб.

**Альбом чертежей запасных деталей токарно-револьверного станка модели 1К36**. Машгиз, М. 1960. 80 стр. (ЭНИМС), т. 2000, ц. 21 р. 10 к.

Краткая техническая характеристика, кинематическая и принципиальная электрическая схемы станков, спецификация подшипников качения и чертежи деталей, наиболее подверженных износу, а также поломкам при перепрузках и авариях станков.

Для инженерно-технических работников.

## ПОПРАВКА

В № 7 и 8 журнала «Автомобильная промышленность» за 1960 г. замечены следующие опечатки:

| № журнала | Стр. | Колодка | Строка               | Напечатано                                    | Должно быть                              |
|-----------|------|---------|----------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------------|
| 7         | 8    | Правая  | 3-я сверху (таблица) | По периоду                                    | По периоду и амплитуде колебаний         |
| 8         | 12   | .       | 22-я снизу (формула) | $\dots d \cdot F_{\mu} = \dots = \mu_2 \dots$ | $\dots dF \cdot \mu = \dots = M_2 \dots$ |





**S.S. White**

## Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

### Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянство качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

**Гибкость** — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

**Сопротивление кручению** — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

**Деформация при кручении** — угол поворота сечения троса на единице его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

**Допустимый момент кручения** — рабочий крутящий момент в  $\text{кг/см}$ , который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25 % от разрушающей нагрузки,

**Разрушающая крутящая нагрузка** — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

**Гистерезис вращения** — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

**Минимальный рабочий радиус** — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводимыми испытаниями.

Изготавливаемым гибким тросам придается необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.

С запросами обращайтесь по адресу:

**S.S. White**

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD.  
INDUSTRIAL DIVISION  
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия

# НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



## ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

Тип RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

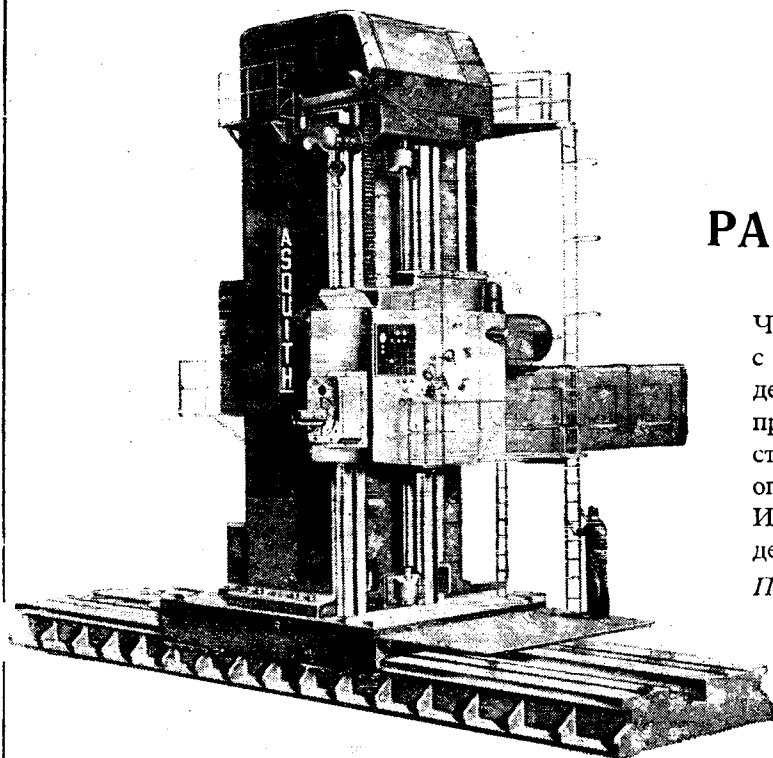
Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

*Подробные данные охотно высылаются по запросу.*

**WILLIAM ASQUITH LTD.**

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ  
HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.  
АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6 Телеграммы: Drillmach, London



### MAXICUT

## ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

*Запросы направляйте по адресу:*

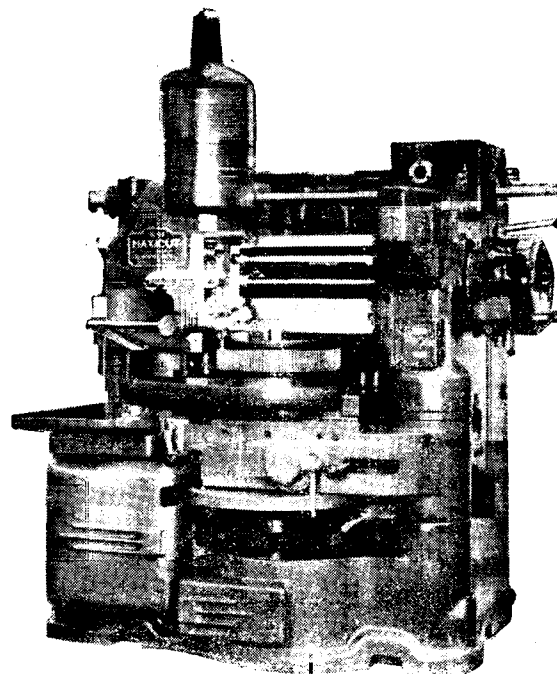
**DRUMMOND BROTHERS LTD.**

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-5

Телеграммы: Drillmach, London



## МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ



Цена 4 руб

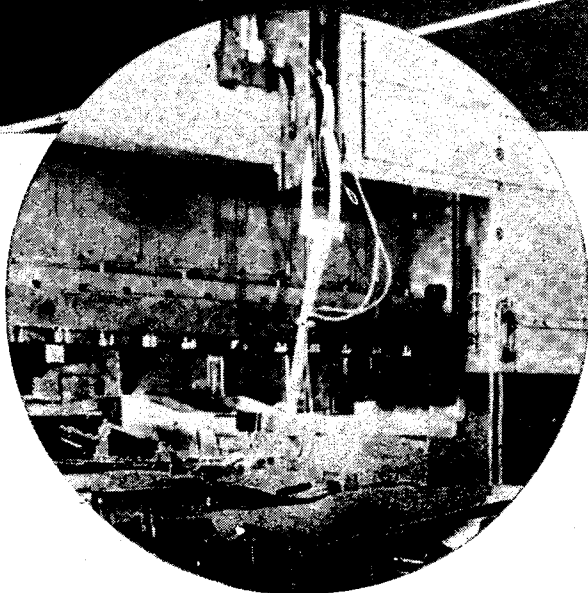
# Schuler

осн. в 1839 г.

АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ КРУПНЫХ  
ПРЕССОВ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТА-  
ЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КУЗОВОВ



L. SCHULER AG, GOEPFINGEN/WUERTT./ФРГ



Производительность в час в среднем 300 автомобильных крыльев, капотов двигателей, дверей и т. д.

Обслуживающий персонал - 5-7 чел.

Максимальная производительность до 450 штук изделий в час в оптимальных условиях производства.