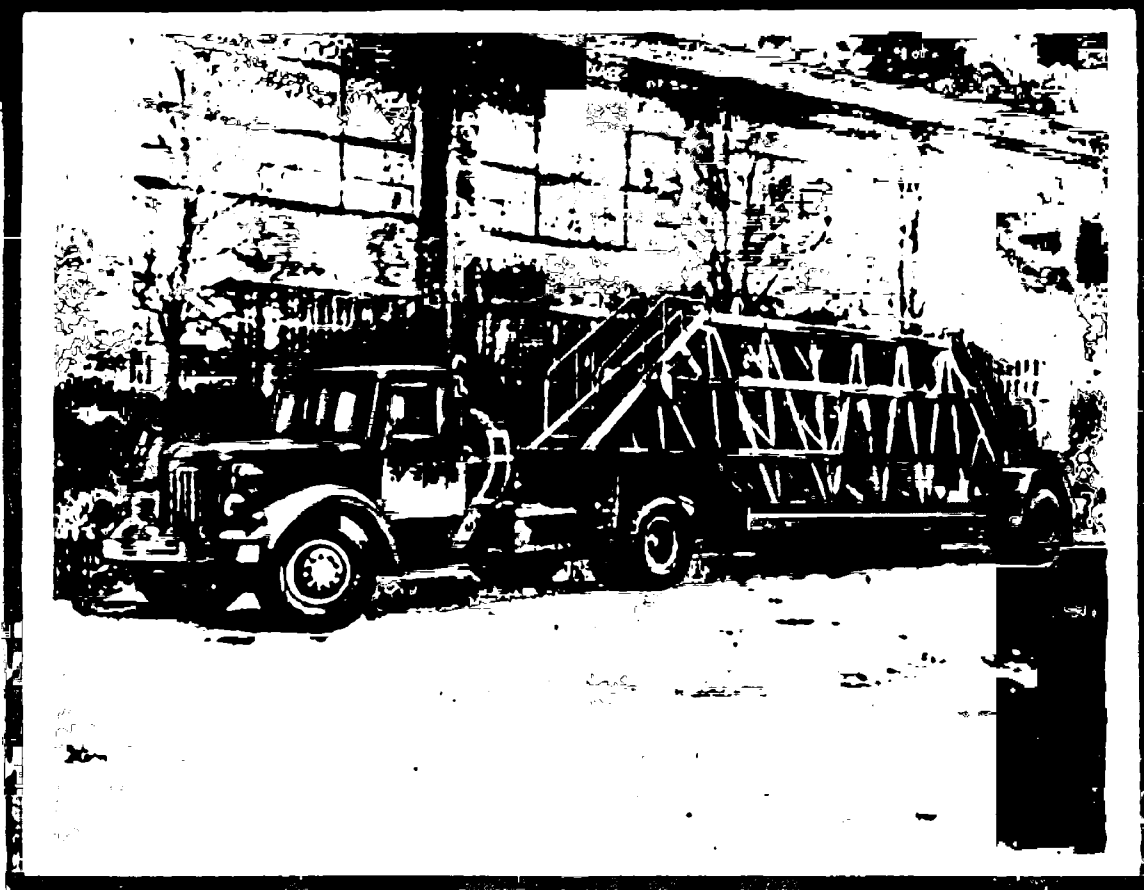


# Автомобильная промышленность



10

1961

# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

М. С. Слуцкер — Внедрение прогрессивного пакетного метода транспортировки деталей на Горьковском автозаводе . . . . .	1
---	---

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Г. А. Крестовников — Определение режимов работы автомобиля при пробеговых испытаниях . . . . .	4
Б. А. Григорьев, В. П. Грибанов — Оценка эффективности системы охлаждения двигателей автомобилей в дорожных условиях . . . . .	7
Ю. А. Морозов, Д. А. Рыбинский — Новый карбюратор автомобиля «Волга» . . . . .	9
Е. М. Гоникберг — Гидроусилители рулевого управления автомобилей ЗИЛ . . . . .	12
В. М. Семенов, Р. Г. Армадеров — Сопротивление движению автомобиля ЗИЛ-150 на колесах с ародными и стандартными шинами . . . . .	16
Б. А. Пылов, А. А. Полежаев, Ю. А. Гавриков, В. И. Стрельцов — Исследование защитных свойств гидродинамических передач против крутильных колебаний . . . . .	21
В. И. Николаев — Устройство для измерения мгновенных значений расходов топлива и воздуха . . . . .	24
И. Г. Пархиловский — Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля . . . . .	25
М. А. Коссов, Б. С. Курчман — Материалы «горячих» деталей газотурбинных автомобильных двигателей . . . . .	29

## ТЕХНОЛОГИЯ

Н. М. Антонов — Новый автомат для гальванических покрытий и электрохимической обработки деталей . . . . .	33
М. М. Новокрещенов — Точечная конденсаторная сварка некоторых алюминиевых сплавов . . . . .	35
А. Г. Сальников — Комбинированная фасочная зенковка для трубок . . . . .	38
А. П. Мехонцев, Электровоздушная печь для спекания сот радиаторов . . . . .	38
В. Л. Собин, О. В. Каранчук — Приспособление для активного контроля при размерном шлифовании торцов . . . . .	39

## ИНФОРМАЦИЯ

В. В. Бекман — Новые конструкции автомобильных карбюраторов заводов «Солекс» и «Зенит» . . . . .	40
О. Г. Обловатский — Опыт применения вибрационных бункеров для загрузки бесцентрово-шлифовальных станков . . . . .	42
Ф. Н. Авдоськин — Методика исследования износа деталей газораспределения без разборки сопряжения . . . . .	43

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

А. М. Кригер, М. Л. Фрезинский — Рецензия на книгу Ю. М. Галкина, Электрооборудования автомобилей и тракторов, Машгиз, 1960 . . . . .	45
Новые книги . . . . .	46

Главный редактор К. П. Иванов

Редакционная коллегия:

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. 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, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Ф. М. Лапина

Слано в производство 7/VIII 1961 г.

Подписано в печать 20/IX 1961 г.

Т-10120. Тираж 14900 экз. Печ. л. 6.

Уч.-изд. л. 8,5.

Бум. л. 3

Формат 60×92/16. Зап. 3023.

Типография изд-ва «Московская правда». Потаповский пер., 3.  
Вологодская областная универсальная научная библиотека  
www.booksite.ru

# Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета  
Министров СССР по автоматизации  
и машиностроению

Ежемесячный  
научно-технический  
журнал

№ 10

ОКТАБРЬ 1961

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVII

## Экономика и организация производства

### Внедрение прогрессивного пакетного метода транспортировки деталей на Горьковском автозаводе

М. С. СЛУЦКЕР

Горьковский автозавод

**ПРИ МЕХАНИЗАЦИИ** погрузочно-разгрузочных работ часто создаются сложные механизмы, которые можно использовать на погрузке или разгрузке только одного изделия или небольшого количества изделий одинакового профиля. Поэтому получится большое количество различных погрузочных механизмов, которые между собой не будут иметь ничего общего, а это в свою очередь вызовет значительное увеличение стоимости обслуживания механизмов.

На Горьковском автозаводе работа механизации погрузочно-разгрузочных работ ведется по двум направлениям:

1) разработка проектов и максимальное внедрение средств непрерывного механического транспорта и подъемно-транспортных механизмов;

2) внедрение пакетного метода транспортирования при помощи вилочных погрузчиков на поддонах и в специальной таре.

Коллективом конструкторов в тесном содружестве с работниками производственных цехов введен в действие межцеховой конвейер подачи блоков, оборудован первый на заводе толкающий конвейер, связывающий кузнечный корпус с корпусом шасси. Внедрены в эксплуатацию и другие механизмы.

Сущность пакетного метода заключается в хранении и транспортировании грузов на возвратных поддонах без участия грузчиков. Так как данный метод на заводе совершенно новый, было решено внедрить его сначала в цехе, изготовляющем коробки передач, чтобы затем более уверенно и в короткие сроки распространить на всем заводе.

Широкое распространение на автозаводе пакетного метода транспортирования грузов электропогрузчиками на поддонах как внутри цехов, так и между цехами обеспечивает значительную механизацию указанных работ и более высокую производительность труда по сравнению с другими способами. Поддоны предназначены для перевозки разнообразных грузов при помощи электропогрузчиков, имеющих вилки.

Основными преимуществами поддонов являются:

- 1) снижение объема ручных работ и вследствие этого уменьшение количества несчастных случаев;
- 2) лучшее использование емкости и площади складских помещений и других мест хранения грузов;
- 3) снижение стоимости транспортирования и перегрузочных работ до 45%;
- 4) ускорение погрузочно-разгрузочных работ;

5) удобство транспортирования грузов, уменьшение простоев подъемно-транспортных средств;

6) упрощение инвентаризации и учета грузов и уменьшение ошибок при составлении инвентаризационных списков;

7) уменьшение количества механических повреждений транспортируемых грузов.

В цехе, изготовляющем коробки передач для основных базовых деталей: картера, крышки, шестерен всех типов и шлицевых валов, успешно внедрены в производство поддоны.

Наиболее простую конструкцию имеют поддоны для транспортирования крышек коробок передач (рис. 1). Наличие

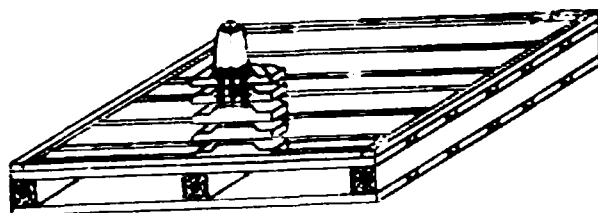


Рис. 1.

внутреннего конического выступа обеспечило достаточную устойчивость при укладке в несколько рядов и транспортировании деталей. Емкость поддона при четырехъярусной укладке 48 шт., вес поддона с грузом 400 кг. Количество деталей, уложенных на поддоне, хватает на 1 час. 15 мин. работы сборщицы.

Для транспортирования картера коробки передач из-за значительного веса (14 кг) и больших размеров потребовалось создать поддон с металлическим ограждением, состоящим из углового железа мелкого профиля и полосового железа. Открывающаяся дверь сделана для удобства погрузки деталей на участке механической обработки и разгрузки деталей на участке сборки. Емкость поддона 24 картера, вес поддона с грузом 400 кг (рис. 2).

В настоящее время разработан второй вариант конструкции поддона для транспортирования картера коробки передач с заменой деревянного основания на металлический и исполь-

зованием отходов производства кузовного корпуса — балочек специального профиля. Поддон такой конструкции будет менее подвержен износу. Ограждение остается неизменным.

Одновременно с механизацией транспортных работ необходимо решать вопросы организации рабочих мест на сборочных

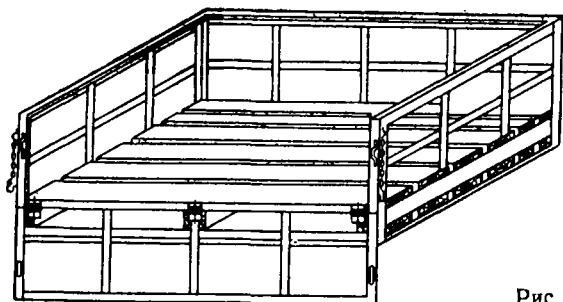


Рис. 2.

участках. В результате были изготовлены поворотные столы, на которых устанавливаются поддоны на высоте уровня рабочих рук. Поддон со стержнями для транспортирования шестерен и блок-шестерен унифицирован для всех основных типов шестерен (рис. 3). Транспортирование деталей на этом поддоне на электропогрузчике, погрузка и разгрузка деталей значительно облегчают труд рабочих и высвобождают значительное количество грузчиков.

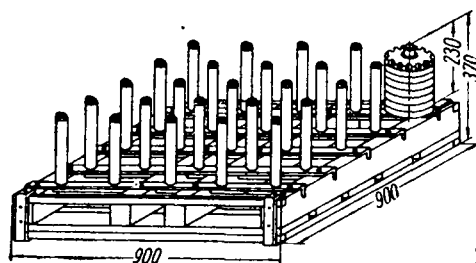


Рис. 3.

Оригинальную конструкцию имеет поддон для транспортирования шлицевых валиков (рис. 4). Детали пропускаются через 114 отверстий (диаметром 46 мм) промежуточных перегородок из листовой фанеры и касаются концевой частью детали деревянного настила поддона.

Вследствие такой конструкции поддона создается достаточная устойчивость деталей, а наличие направляющих угловых выступов в верхней части поддонов дает возможность штабелировать поддоны и получить, таким образом, значительную экономию площади для складирования деталей. Для некоторых типов деталей формы фланцев и блок-шестерен создан деревянный ячейковый поддон (емкость 50 шт.) с наличием перегородок из фанеры толщиной 6 мм. Габаритные размеры ячеек выбраны в соответствии с контуром и размерами деталей (рис. 5).

С механизацией транспортирования деталей внутри цеха решался вопрос организации транспортирования деталей между цехами.

Была создана конструкция транспортно-тележки-фургона для транспортирования поддонов с деталями (рис. 6).

Механизация погрузки и разгрузки деталей электропогрузчиками на поддонах дает возможность высвободить значительное количество грузчиков. В процессе внедрения пакетного метода транспортирования деталей было внедрено принципиальное изменение технологии приемки деталей аппаратом ОТК на контрольных операциях путем укладки деталей на поддоны непосредственно с контрольных приспособлений без участия грузчиков, ранее занятых на этих операциях.

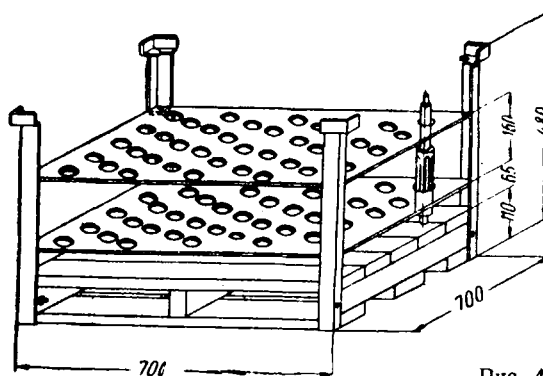


Рис. 4.

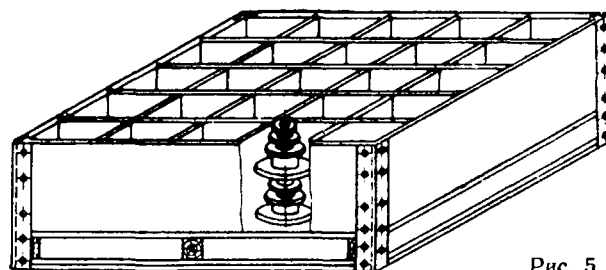


Рис. 5.

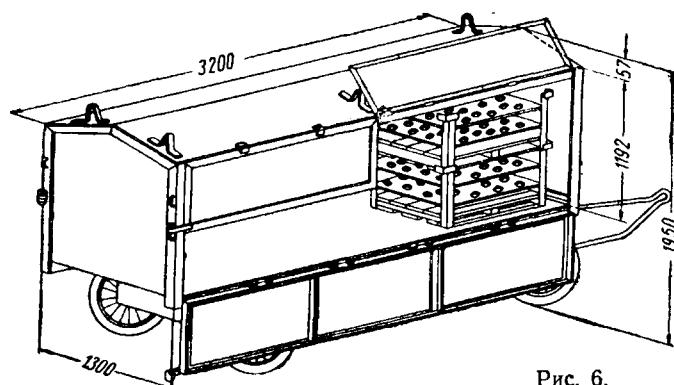


Рис. 6.



Рис. 7.

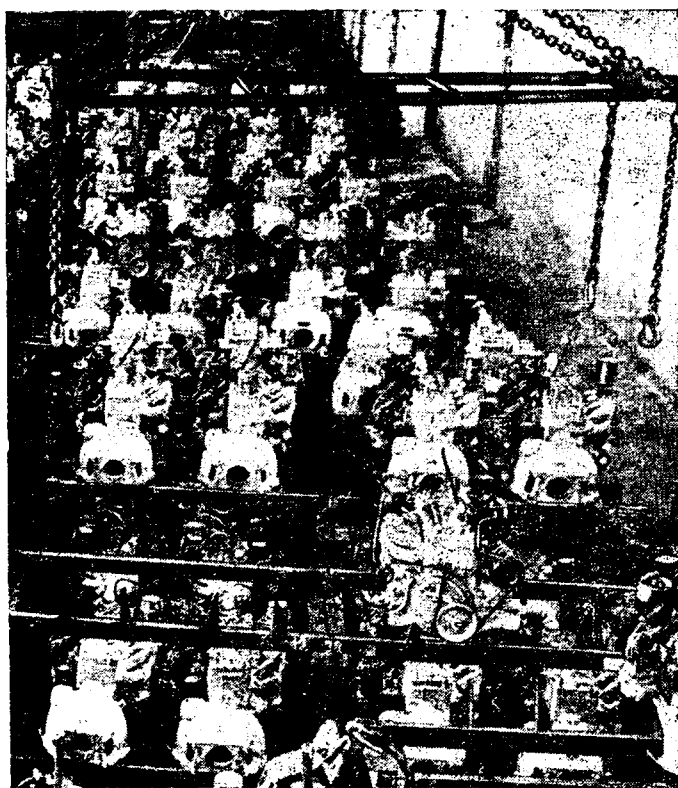


Рис. 8.

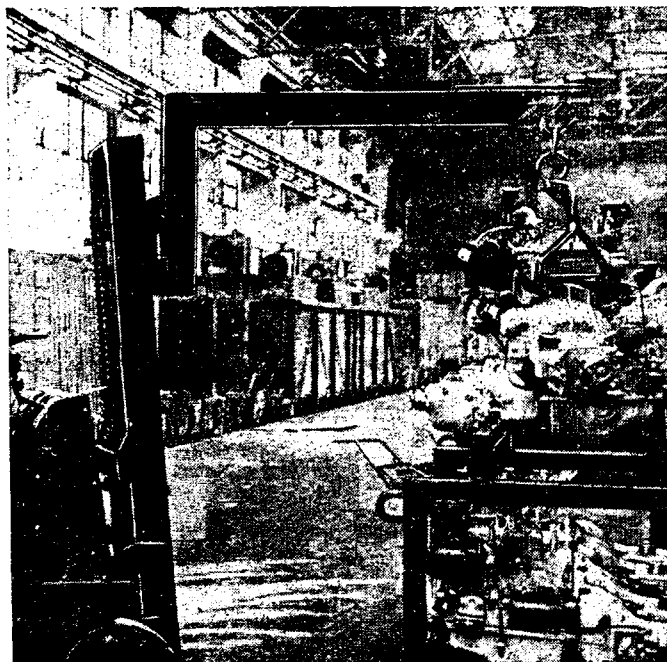


Рис. 9.

При внедрении пакетного метода транспортирования деталей в первую очередь высвобождаются грузчики, ликвидируется тяжелый физический труд. Благодаря применению унифицированной тары значительно снижены расходы на ее со-

держание и ремонт. Сильно сокращаются площади для хранения деталей, так как поддоны легко штабелируются при помощи вильчатых электропогрузчиков.

Пакетный метод хранения и транспортирования грузов позволяет легко механизировать почти все операции погрузочно-разгрузочных работ, для чего не требовалось применения каких-либо сложных и дорогостоящих механизмов.

Осуществление пакетного метода на участке экспедиции двигателей цеха комплектации позволило комплексно механизировать все работы, начиная от выдачи двигателей с испытательной станции корпуса по изготовлению двигателей до погрузки в вагоны.

Чтобы было возможно применить пакетный метод транспортирования двигателей, были сконструированы и изготовлены специальные стеллажи для пакетирования двигателей по восемь штук, приспособленные для загрузки кран-балкой, транспортирования электромоновым краном и разгрузки вилочным электропогрузчиком; сконструированы и изготовлены специальные захваты к мостовому крану для транспортирования стеллажей-пакетов.



Рис. 10.

На рис. 7 показан подъем стеллажа-пакета с двигателем мостовым краном при помощи специального захвата. На рис. 8 изображен склад, где хранятся двигатели в стеллажах-пакетах.

Двигатели вынимаются из стеллажа-пакета специальными консольными захватами (рис. 9), а погружаются в вагон электропогрузчиком (рис. 10).

Была пересмотрена планировка складских площадей с целью более рационального их использования.

Для механизации погрузки двигателей в железнодорожные вагоны и экономии крепежных пиломатериалов электропогрузчики оснащены специальными консольными захватами для съема двигателей со стеллажа и отправки их в вагон.

В результате внедрения пакетного метода транспортирования и погрузки двигателей высвобождены три тягача-смены, ликвидирована ручная погрузка двигателей в вагоны за счет сокращения количества рейсов, разгружены мостовые краны и получена экономия 1250 м<sup>3</sup> пиломатериалов в год за счет устранения настила второго пола в вагонах при погрузке двигателей электропогрузчиком штабелем в два яруса.

Общая экономия от внедрения данного мероприятия составляет 35 440 руб. в год.

# Конструирование Исследования Испытания

## Определение режимов работы автомобиля при пробеговых испытаниях

Г. А. КРЕСТОВНИКОВ  
НАМИ

**П**РАКТИКА показала, что регистрирующие приборы с записью на светочувствительную ленту (шлейфовые осциллографы) или с записью на бумажную ленту пером целесообразно использовать для исследований отдельных фаз движения автомобиля (разгон, движение с постоянной скоростью на участке ограниченной протяженности и т. д.). Для длительных пробеговых испытаний эти приборы мало пригодны из-за трудоемкости обработки записи, громоздкости самого прибора и, как правило, значительной трудоемкости его обслуживания.

Сложность конструкции и значительные габаритные размеры режимометров, необходимость расходовать значительное количество времени на их обслуживание ограничивают использование этих приборов исследованием работы автомобилей при контрольных заездах протяженностью обычно не более 100—200 км, т. е. лабораторно-дорожными испытаниями.

В связи с этим в НАМИ разработана методика контроля режимов работы во время пробегов автомобилей и в основном режимов работы двигателя и силовой передачи (трансмиссии), а также соответствующая аппаратура.

Комплект аппаратуры включает в себя спидограф, счетчик суммарного числа оборотов двигателя, аэротермометр и устройство для измерения расхода топлива.

Спидограф регистрирует на ленте время нахождения автомобиля в рейсе (рейсовое время  $t_p$ ), время стоянки автомобиля  $t_c$ , время движения автомобиля  $t_d$  (в час.), пройденный путь  $S$  (в км), скорость движения  $v$  (в км/час).

Привод спидографа осуществляется гибким валом от механизма привода спидометра через разделительный редуктор с передаточным числом 0,624, обеспечивающий одновременную работу обоих приборов и нужную скорость вращения входного вала спидографа (1000 оборотов на 1 км вместо 624 оборотов вала шиткового спидометра). Ввиду повышенного сопротивления вращению спидографа его привод целесообразно осуществлять гибким валом диаметром не менее 5,2—6,0 мм.

Спидограф имеет подачу ленты по времени (38 мм/час) или комбинированную при движении (5 мм/км), на стоянке 5 мм/час (рис. 1 и 2). Наиболее приемлемы спидографы второго типа, оборудованные указателем скорости по типу приборов «путь—время—скорость», хотя они и более сложны по устройству.

Счетчик суммарного числа оборотов двигателя приводится в действие через дополнительный редуктор от коленчатого вала или от вала генератора. Для этой цели удобно использовать счетный механизм спидометра СП-18Б. Передаточное число дополнительного редуктора может быть выбрано в пределах от 15 до 70, что обеспечивает достаточную «емкость» счетчика и надежность его работы. В случае если привод суммарного счетчика осуществляется от вала генератора, пробуксовка клинового ремня при нормальном его натяжении практически неощутима.

Аэротермометры служат для измерения температуры воды в верхнем бачке радиатора и масла в картере двигателя. Дополнительно аэротермометры могут быть установлены в картерах коробок передач, ведущих мостов и в других местах, где в соответствии с задачей испытаний требуется измерять температуру.

При установке аэротермометров для правильности показаний и обеспечения длительности работы необходим вывод капилляра из баллончика вверх (прямо или с наклоном не более 60°).

Устройство для измерения расхода топлива состоит из мерного бачка, тарированной мерной линейки для определения уровня топлива в баке или мерной посуды для доливки бака.

Для определения степени загрузки двигателя по расходу топлива строится график зависимости расхода топлива на один

оборот коленчатого вала от величины крутящего момента, имеваемый в дальнейшем «оборотной» характеристикой двигателя (рис. 3). Последняя для любого карбюраторного двигателя

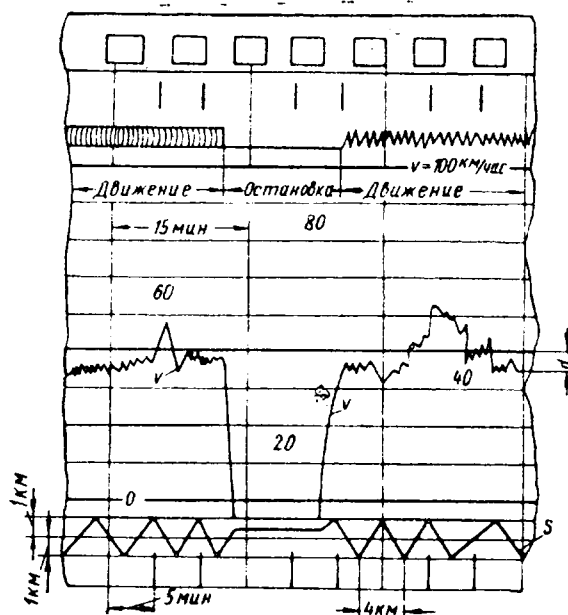


Рис. 1.

или двигателя с воспламенением от сжатия практически прямолинейна и не зависит от скорости вращения коленчатого вала.

«Оборотная» характеристика вычисляется по нагрузочным характеристикам, получаемым при испытании двигателя на стенде<sup>1</sup> (по ГОСТ 491-55), с помощью уравнений

$$g_0 = \frac{1000 G_T}{60 n_m} = 16,7 \frac{G_T}{n_m}; \quad (1)$$

$$M_k = 3,18 \frac{p_e \cdot V_h}{\tau} = 716,2 \frac{N_e}{n_m}, \quad (2)$$

где  $g_0$  — «оборотный» расход топлива в г/об;

$G_T$  — часовой расход топлива по нагрузочной характеристике в кг/час;

$N_e$  — эффективная мощность в л.с.;

$p_e$  — среднее эффективное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$M_k$  — крутящий момент в кгм;

$n_m$  — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$V_h$  — рабочий объем двигателя в л.;

$\tau$  — число тактов рабочего процесса.

При определении режимов работы автомобиля в начале и в конце выбранного для измерений участка в протоколе испытаний фиксируются: показание счетчика пути спидографа, время начала (и соответственно конца) движения, показание суммар-

<sup>1</sup> Если двигатель данного автомобиля не может испытываться на стенде, допускается использование «оборотной» характеристики, полученной при испытании другого двигателя той же марки (точность определения крутящего момента снижается на 1,5—3%).

ного счетчика оборотов двигателя, уровень топлива в баке или расход топлива<sup>1</sup>.

Режим движения на маршруте задается в соответствии с целью и программой испытаний. Для получения точных данных

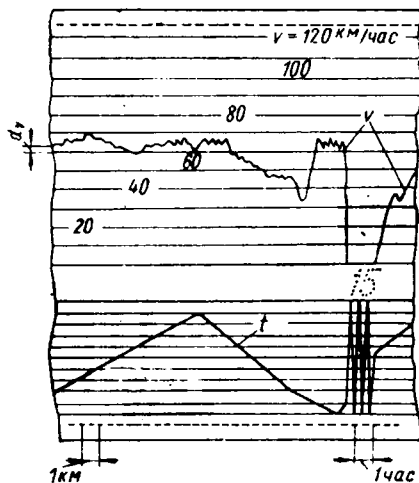


Рис. 2.

по режиму работы двигателя, последний при остановках на маршруте (за исключением кратковременных остановок перед светофорами) следует выключать с тем, чтобы избежать ошибки в определении его суммарного числа оборотов при движении автомобиля.

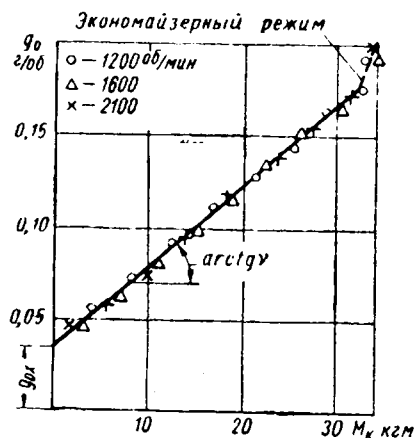


Рис. 3.

Полученные данные позволяют определять основные режимные показатели автомобиля.

Пройденный автомобилем путь (в км) равен

$$S = k_{cn} (S_k - S_n), \quad (3)$$

где  $S_n$  и  $S_k$  — начальное и конечное показания счетчика пути в км;

$k_{cn}$  — поправочный коэффициент счетчика пути, равный отношению пути, действительно пройденного при контрольном заезде, к пути, показанному счетчиком.

Путь измеряется по счетчику с точностью до 0,1 км.

Рейсовое время  $t_p$  определяется по данным протокольного учета как разность времени начала ( $t_n$ ) и конца ( $t_k$ ) движения, т. е.

$$t_p = t_k - t_n. \quad (4)$$

Время вычисляется с точностью до 0,01 часа.

Время движения автомобиля находится по записи спидографа как сумма

$$t_d = t_{d1} + t_{d2} + \dots + t_{dn}, \quad (5)$$

где  $t_d$  — общее время движения автомобиля в час;

$t_{d1}; t_{d2}; \dots; t_{dn}$  — то же на первом, втором и  $n$  участках между остановками.

Тогда время остановок составит

$$t_0 = t_p - t_d. \quad (6)$$

Средняя скорость движения автомобиля равна

$$v_{cp} = \frac{S}{t_d}, \quad (7)$$

где  $v_{cp}$  — средняя скорость движения автомобиля в км/час.

По ленте спидографа определяются также (см. рис. 1 и 2) максимальная скорость  $v_{max}$  автомобиля за данный пробег (в км/час) и диапазон наиболее употребительных скоростей  $\Delta v_{yn}$  (в км/час), определяемый просмотром ленты.

Показание счетчика спидометра, используемого для измерения суммарного числа оборотов двигателя,

$$\Sigma_{ct} = \Sigma_{ctn} - \Sigma_{ctk}, \quad (8)$$

где  $\Sigma_{ctn}$  и  $\Sigma_{ctk}$  — соответственно начальное и конечное показания счетчика в км (с точностью до 0,1 км).

Тогда

$$\Sigma_m = i_{cm} i_{pd} i_z \Sigma_{ct} = K_n \Sigma_{ct}, \quad (9)$$

где  $\Sigma_m$  — суммарное число оборотов двигателя;

$i_{cm}$  — передаточное число суммарно-счетного механизма спидометра (для отечественных автомобильных спидометров  $i_{cm} = 624$ );

$i_{pd}$  и  $i_z$  — передаточные числа дополнительного редуктора привода суммарного счетчика и привода генератора;

$K_n = i_z i_{cm} i_{pd}$  — константа привода суммарного счетчика оборотов двигателя.

Среднее за данный пробег число оборотов двигателя в минуту, характеризующее скоростной режим его работы, равно

$$n_{mcp} = \frac{\Sigma_m}{60 t_d}. \quad (10)$$

По найденной величине  $n_{mcp}$  могут быть вычислены средние эксплуатационные скорости поршня, окружные скорости шеек коленчатого и распределительного валов и другие производные кинематические показатели двигателя.

Напряженность скоростного режима работы двигателя оценивается коэффициентом использования оборотов максимальной мощности

$$\xi_n = \frac{n_{mcp}}{n_{mo}}, \quad (11)$$

где  $n_{mo}$  — число оборотов двигателя при максимальной мощности в минуту.

Суммарное число оборотов двигателя на 1 км пройденного автомобилем пути составляет

$$\Sigma_{ткм} = \frac{\Sigma_m}{S}. \quad (12)$$

Отнесенное к 1 км пробега суммарное число оборотов  $\Sigma_{ткм}$  позволяет вычислить пройденный деталями двигателя путь, необходимый для анализа результатов износовых испытаний.

Для оценки степени использования коробки передач введен коэффициент суммарного числа оборотов  $p_\Sigma$ , представляющий собой отношение фактически сделанных двигателем оборотов  $\Sigma_m$  к их числу  $\Sigma_{тв}$ , сделанному на том же пути двигателем в том случае, если бы движение автомобиля осуществлялось непрерывно и на высшей передаче, т. е.

$$p_\Sigma = \frac{\Sigma_m}{\Sigma_{тв}} = \frac{\Sigma_{ткм}}{\Sigma_{твкм}}, \quad (13)$$

где  $\Sigma_{твкм}$  — суммарное число оборотов двигателя на 1 км пути при непрерывном движении автомобиля на высшей передаче и оборотах.

Величина  $\Sigma_{ткм}$  составляет

$$\Sigma_{ткм} = \frac{1000}{2\pi r_k} i_0 i_{pv} i_{kv} = 159 \frac{i_0 i_{pv} i_{kv}}{r_k}, \quad (14)$$

где  $i_{kv}$  и  $i_{pv}$  — соответственно передаточные числа коробки передач и раздаточной коробки на высшей передаче;

$i_0$  — передаточное число главной передачи;

$r_k$  — радиус качения ведущих колес<sup>1</sup> в м.

<sup>1</sup> Предполагается, что удельный вес топлива  $\gamma_T$  известен.

<sup>1</sup> С. А. Лаптев, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1950.

Пусть имеется первый оборот коленчатого вала при расходе  $g_{01}$  и моменте  $M_{k1}$ , второй оборот коленчатого вала при расходе  $g_{02}$  и моменте  $M_{k2}$  и  $m$ -й оборот коленчатого вала при расходе  $g_{0m}$  и моменте  $M_{km}$ .

Однако

$$g_{01} + g_{02} + \dots + g_{0m} = 1000 \gamma_T Q, \quad (15)$$

где  $Q$  — суммарный расход топлива в л;

$\gamma_T$  — удельный вес топлива в кг/л.

Из «оборотной» характеристики видно, что

$$g_0 = g_{0x} + \nu M_k, \quad (16)$$

где  $g_{0x}$  — оборотный расход топлива на холостом ходу в г/об;  
 $\nu$  — коэффициент повышения оборотного расхода топлива в г/кгм-об.

Тогда, поскольку для данного двигателя  $g_{0x} = \text{const}$  и  $\nu = \text{const}$ , имеем

$$\begin{aligned} 1000 \gamma_T Q &= g_{01} + g_{02} + \dots + g_{0m} = g_{0x1} + g_{0x2} + \dots + \\ &+ g_{0xm} + \nu (M_{k1} + M_{k2} + \dots + M_{km}) = \\ &= g_{0x} \Sigma_m + \nu \Sigma_m \frac{M_{k1} + M_{k2} + \dots + M_{km}}{\Sigma_m}, \end{aligned} \quad (17)$$

но

$$M_{kcp} = \frac{M_{k1} + M_{k2} + \dots + M_{km}}{\Sigma_m}, \quad (18)$$

где  $M_{kcp}$  — средний по суммарному числу оборотов (а не по времени) крутящий момент двигателя в кгм.

Тогда

$$1000 \gamma_T Q = (g_{0x} + \nu M_{kcp}) \Sigma_m. \quad (19)$$

Поскольку заключенная в скобках часть уравнения (19) является выражением «оборотной» характеристики, в окончательном виде имеем

$$g_{0cp} = 1000 \frac{\gamma_T Q}{\Sigma_m}, \quad (20)$$

где  $g_{0cp}$  — средний за данный пробег автомобиля оборотный расход топлива в г/об, соответствующий среднему крутящему моменту  $M_{kcp}$ .

По найденному значению  $g_{0cp}$  при помощи оборотной характеристики (см. рис. 3) определяется средний (по оборотам) крутящий момент двигателя  $M_{kcp}$ .

Для оценки нагрузки двигателя рассматривается коэффициент нагрузки  $\xi_m$ , выражающий отношение среднего крутящего момента  $M_{kcp}$  к максимальному  $M_{k \max}$ , т. е.

$$\xi_m = \frac{M_{kcp}}{M_{k \max}}. \quad (21)$$

Совершенная двигателем за данный пробег эффективная работа может быть выражена (в кгм)

$$A_e = 2\pi M_{kcp} \Sigma_m. \quad (22)$$

При этом средняя эффективная мощность двигателя за данный пробег составит

$$N_{ecp} = \frac{A_e}{75 \cdot 3600 t_d} = 3,7 \cdot 10^{-6} \frac{A_e}{t_d}. \quad (23)$$

Коэффициент, характеризующий использование максимальной мощности двигателя, может быть найден из уравнения

$$\xi_N = \frac{N_{ecp}}{N_{e \max}}, \quad (24)$$

где  $\xi_N$  — коэффициент использования максимальной мощности двигателя;

$N_{e \max}$  — максимальная мощность двигателя в л. с.

Эффективный эксплуатационный к.п.д. двигателя  $\eta_{ea}$  может быть выражен уравнением

$$\eta_{ea} = \frac{A_e}{427 H_u \gamma_T Q}, \quad (25)$$

где  $H_u$  — теплотворная способность топлива в ккал/кг.

Соответствующая эффективной работе приведенная к двигателю (найденная без учета к.п.д. силовой передачи) полная окружная сила, характеризующая суммарное сопротивление движению автомобиля, выражается уравнением

$$P_{oonp} = \frac{A_e}{1000 S} = \frac{2\pi M_{kcp} \Sigma_m}{1000 S} = 6,28 \cdot 10^{-3} M_{kcp} \Sigma_{ткм}, \quad (26)$$

где  $P_{oonp}$  — приведенная к двигателю полная окружная сила в кг.

Поскольку реакцией силы  $P_{oonp}$  является сопротивление движению автомобиля, удельная величина последнего может быть выражена уравнением

$$c_a = \frac{P_{oonp}}{G}. \quad (27)$$

где  $c_a$  — удельное приведенное к двигателю сопротивление автомобиля в кг/т;

$G$  — общий вес автомобиля в т.

Топливная экономичность автомобиля характеризуется расходом топлива на 100 км пробега.

$$Q_0 = \frac{100}{S} Q, \quad (28)$$

Температурные режимы агрегатов автомобиля фиксируются в протоколе испытаний, куда заносятся максимальные и наиболее показательные температуры масла (воды).

Вид дороги	Исходные данные					Двигатель										Шасси							Темпера- тура в °C	
	$t_d$	$S_{сн}$	$S$	$\Sigma_{сm}$	$Q$	$\Sigma m \times 10^3$	$\Sigma m_{кx} \times 10^3$	$n_{mcp}$	$M_{кp}$	$A_e \times 10^6$	$N_{еср}$	$\xi_n$	$\xi_m$	$\xi_N$	$\eta_e$	$P_{\Sigma}$	$P_{онр}$	$c_a$	$\sigma_{ср}$	$\sigma_{max}$	$\Delta v_{y, \eta}$	$Q_0$	воды	масла
Асфальти- рованная	4,57	212,0	212,0	26,0	78	5,20	2,45	1900	17,0	55,2	44,5	0,73	0,50	0,42	0,23	1,03	260	29,5	46,2	65	45— 60	37	75—80	80—90
Булыжно- щебеноч- ная . . .	1,33	56,2	56,2	7,8	27	1,64	2,92	2060	19,5	20,0	55,7	0,79	0,57	0,53	0,24	1,22	360	41,0	42,3	52	30— 45	48	5	90
Грунтовая	0,83	24,0	24,0	4,1	12	0,86	3,60	1720	16,7	9,0	40,0	0,66	0,49	0,38	0,24	1,52	380	43,0	28,9	40	20— 30	50	75	95
Городские проезды	2,08	53,6	53,6	7,7	19	1,61	3,0	1290	12,0	12,1	21,5	0,50	0,35	0,20	0,21	1,26	225	25,5	25,8	45	20— 35	35	70	70
Всего	8,81	345,8	345,8	44,6	136	9,31	—	—	—	96,3	—	—	—	—	0,23	—	—	—	39,2	65	—	39,5	—	—

Примечание. Нагрузка составляет 2,5 т.

Примечание. Нагрузка составляет 2,5 т.



Ниже приведены исходные параметры для проведения испытаний.

Вес снаряженного автомобиля в кг . . . . .	5800
Грузоподъемность в т . . . . .	2,5
Максимальная мощность двигателя в л.с. . . . .	105
Максимальный крутящий момент в кг.м . . . . .	34
Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике в г/л.с.ч. . . . .	260
Число оборотов двигателя в минуту при максимальной мощности . . . . .	2600
Передаточные числа:	
главной передачи . . . . .	6,67
раздаточной коробки на высшей передаче . . . . .	1,44
коробки передач на высшей передаче . . . . .	0,81
Радиус качения в м . . . . .	0,52
Суммарное число оборотов двигателя на высшей передаче, отнесенное к 1 км пробега . . . . .	2380
Поправочный коэффициент счетчика пути спидометра . . . . .	1,00
Внутреннее передаточное число суммарного счетчика оборотов двигателя . . . . .	624

Передаточные числа:	
дополнительного редуктора . . . . .	64
привода генератора . . . . .	0,52
Константа привода суммарного счетчика . . . . .	20 900
Удельный вес топлива в кг/л . . . . .	0,732
Теплотворная способность топлива в ккал/кг . . . . .	10 000

Полученные данные приведены в таблице, которая является первичным документом для анализа режимов работы автомобиля в пробеге.

Таким образом, предложенная методика определения режимов работы автомобиля при пробеговых испытаниях позволяет получать достаточно простыми средствами экспериментальные данные, количественно характеризующие режимы работы автомобиля. Точность определения кинематических показателей режимов работы автомобиля в пределах  $\pm 1,5$ — $2,0\%$ , а силовых  $\pm 3,5$ — $5\%$ , что для решения практических задач проектирования и исследования автомобилей может быть признано приемлемым.

## Оценка эффективности системы охлаждения двигателей автомобилей в дорожных условиях

Д-р техн. наук Б. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук В. П. ГРИБАНОВ

Всесоюзный заочный машиностроительный институт

**СИСТЕМА** охлаждения двигателя должна обеспечить нормальную эксплуатацию автомобилей в любых климатических условиях при поддержании определенного (свойственного для данного двигателя) температурного режима без перегрева и переохлаждения.

Тепловое состояние двигателя характеризуется температурой охлаждающей жидкости на выходе из рубашки двигателя и температурой масла в картере двигателя.

Эксплуатация автомобилей ограничивается определенными критическими (максимально и минимально допустимыми) температурами охлаждающей жидкости и масла. Минимально допустимой (критической по переохлаждению) температурой охлаждающих жидкостей принято считать  $70^\circ$ . Максимально допустимой (критической по перегреву) температурой для охлаждающей жидкости считается  $100^\circ$ .

Для каждого режима работы двигателя и режима движения автомобиля критические температуры достигаются при вполне определенных атмосферных условиях (атмосферное давление и температура окружающего воздуха).

Предельные атмосферные условия, которые наблюдаются при эксплуатации автомобилей, охватывают диапазон температур от  $-50^\circ$  до  $+50^\circ$  и диапазон атмосферных давлений от 760 до 413 мм рт. ст., что соответствует высотам местности над уровнем моря до 5000 м.

На эффективность работы системы охлаждения двигателя оказывают большое влияние не только конструкция самой системы охлаждения, но и многие внешние факторы: дорожные условия, скорость и направление ветра, влажность воздуха, режим движения автомобиля (скорость движения, нагрузка). Оценить точно влияние этих факторов на эффективность системы охлаждения довольно трудно.

Вследствие этого теоретически рассчитанные параметры системы охлаждения двигателя нередко не отвечают требованиям нормальной эксплуатации автомобиля в реальных условиях.

В литературе пока не освещена методика определения эффективности систем охлаждения двигателей и отсутствуют соответствующие оценочные параметры, что затрудняет количественное сравнение эффективности различных конструкций систем охлаждения и их объективную оценку.

Б. А. Григорьевым разработана методика оценки систем охлаждения двигателей автомобилей по их температурно-динамическим характеристикам.

Основным теплообменным аппаратом системы жидкостного охлаждения двигателя является радиатор.

Коэффициент теплопередачи радиатора  $k$  является функцией многих факторов, из которых основными определяющими являются: весовые скорости теплоносителей (охлаждающей жидкости и воздуха), проходящих через радиатор, и некоторые конструктивные факторы, определяемые конструкцией, размером радиатора и характерами воздушного и жидкостного трактов системы охлаждения.

Коэффициент теплопередачи воздушно-жидкостных радиаторов с достаточным приближением подчиняется степенным зависимостям от средних весовых скоростей теплоносителей, проходящих через радиатор, т. е. определяется выражениями вида

$$k = A (\gamma v)^n,$$

где  $\gamma v$  — весовая скорость теплоносителя;

$\gamma$  — плотность теплоносителя;

$v$  — объемная скорость теплоносителя, проходящего через радиатор;

$A$  — постоянный коэффициент;

$n$  — показатель степени, постоянный для данного радиатора.

Таким образом, коэффициент теплопередачи радиатора зависит главным образом от факторов, влияющих на весовые скорости ( $\gamma v$ ) теплоносителей.

Весовые скорости теплоносителей зависят от их плотности и объемных скоростей (расходов).

При определенном положении органов регулирования объемная скорость горячего теплоносителя (охлаждающей жидкости) является функцией скорости вращения коленчатого вала двигателя, так как зависит от скорости вращения крыльчатки жидкостного насоса, приводимой во вращение от коленчатого вала. Скорость холодного теплоносителя (воздуха) складывается как бы из двух скоростей: скорости, создаваемой тягой вентилятора, являющейся также функцией скорости вращения коленчатого вала, и скорости, создаваемой динамическим напором воздуха. Скорость холодного теплоносителя зависит от скорости движения автомобиля.

Весовая скорость теплоносителей, а следовательно, и коэффициент теплопередачи радиатора зависят также от плотности теплоносителей. Плотность охлаждающей жидкости в сравнительно узком температурном диапазоне может быть принята за постоянную величину. Иначе обстоит дело с плотностью воздуха. В равнинных условиях, где атмосферное давление может изменяться в пределах 20—25 мм рт. ст., а температура воздуха, при которой достигаются критические температуры охлаждающей жидкости по перегреву двигателя, меняться на 20— $30^\circ$ , изменение плотности воздуха не будет оказывать значительного влияния на коэффициент теплопередачи радиатора.

В горных условиях значительные изменения атмосферного давления и температуры окружающего воздуха в большой мере сказываются на плотности воздуха, а следовательно, и на теплопередаче радиатора.

При установившихся температурах охлаждающей жидкости в системе охлаждения и окружающего воздуха каждый конкретный режим работы двигателя (следовательно, и скоростной режим движения автомобиля при определенной передаче) характеризуется постоянством количества тепла  $Q$ , отводимого от двигателя в охлаждающую жидкость. На теп-

лоотвод двигателя влияет также температура охлаждающей жидкости и плотность воздуха. Тепловое равновесие в системе охлаждения можно выразить следующим уравнением:

$$Q = kF \Delta t,$$

где  $F$  — охлаждающая поверхность радиатора;

$\Delta t$  — температурный напор.

Однако при дорожных исследованиях систем охлаждения автомобильных двигателей удобнее производить оценку эффективности системы охлаждения в зависимости не от скорости вращения коленчатого вала, а от скорости движения автомобиля при включенной определенной передаче.

Влияние других факторов (нагрузка автомобиля, дорожные условия и т. п.) на теплопередачу радиатора выявляется путем проведения специальных исследований, когда, создавая вполне идентичные условия испытаний, оставляют переменным только тот фактор, влияние которого изучают.

Так как охлаждающая площадь радиатора имеет постоянную величину, а отношение  $\frac{Q}{k}$  мало меняется с изменением

атмосферных условий в равнинной местности при диапазоне изменения температуры жидкости в пределах 20—30°, то температурный напор  $\Delta t$  в этих условиях с достаточной степенью точности может быть принят за постоянную величину для каждого конкретного режима работы двигателя (режима движения автомобиля).

При указанных изменениях атмосферных условий температурный напор изменяется примерно на 2—3°, что находится в пределах точности температурных изменений в дорожных условиях.

По данным американских исследователей<sup>1</sup>, с повышением температуры воздуха на 10° температура охлаждающей жидкости изменяется на 11°; следовательно, температурный напор изменяется на каждые 10° изменения температуры воздуха всего на 1°.

Наиболее целесообразно пользоваться начальными температурными напорами, определяющими начальные условия процесса теплообмена, так как при этом закономерности теплопередачи радиатора сохраняют принципиально тот же характер, что и в случае применения других из указанных напоров, а расчеты намного упрощаются.

Начальные температурные напоры представляют собой разность температур горячего (охлаждающая жидкость) и холодного (воздух) теплоносителей перед входом в радиатор:

$$\Delta t_{\text{Ажс}} = t_{\text{жс}} - t_{\text{А}},$$

где  $t_{\text{жс}}$  — температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор;

$t_{\text{А}}$  — температура воздуха перед фронтом радиатора.

Для измерения температур напоров не требуются особо точные приборы, так как их величина составляет несколько десятков градусов.

Начальный температурный напор при различных температурах окружающего воздуха в идентичных условиях движения автомобиля остается практически постоянным, а следовательно, может быть принят за оценочный параметр эффективности системы охлаждения двигателя.

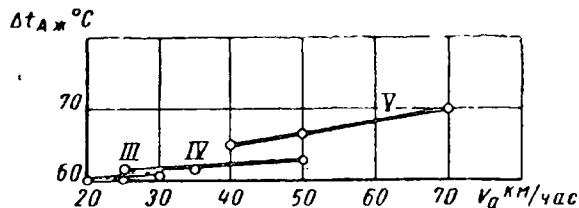


Рис. 1.

Это положение было подтверждено многочисленными наблюдениями.

На рис. 1 дан график температурных напоров для системы охлаждения автомобиля типа ЗИЛ-151 при полностью открытых жалюзи и клапане термостата при движении по асфальтированному шоссе (римскими цифрами указаны передачи).

Из этого графика следует, что с увеличением скорости движения автомобиля температурные напоры возрастают.

Многочисленными опытами установлено, что дорожные покрытия мало влияют на величину начального температурного напора.

Более заметное влияние оказывают на величину начального температурного напора направление и скорость ветра.

Наибольшее изменение начального напора вызывает резкое увеличение или уменьшение дорожного сопротивления (движение на подъемы и спуски).

Начальные температурные напоры, измеряемые при движении автомобиля в определенных условиях, можно принять за оценочные параметры системы охлаждения.

Чем выше начальный температурный напор, тем система охлаждения менее эффективна, например, начальные температурные напоры при скорости движения 55 км/час составляют для автомобиля ЗИЛ-151 67°, для автомобиля ГАЗ-63 и для автомобиля «Победа» 53°.

Пользуясь постоянством начальных температурных напоров, можно с точностью, достаточной для оценки эффективности работы системы охлаждения, определить критические условия по перегреву или переохлаждению двигателя.

Для определения критической по перегреву температуры окружающего воздуха  $t_{\text{А max}}$  можно воспользоваться следующей формулой:

$$t_{\text{А max}} = t_{\text{жс max}} - \Delta t_{\text{Ажс}},$$

где  $t_{\text{жс max}}$  — предельно допустимая температура охлаждающей жидкости на выходе из рубашки двигателя (принимается равной 100°).

Зависимость критических по перегреву или по переохлаждению двигателя температур окружающего воздуха от скорости движения автомобиля при определенных постоянных условиях движения (включенная передача, величина дорожного сопротивления, положение органов регулирования системы охлаждения) при постоянном атмосферном давлении и отсутствии ветра называется критической температурно-динамической характеристикой системы охлаждения.

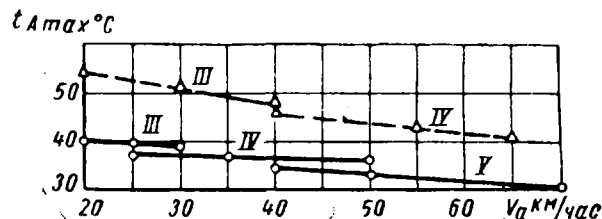


Рис. 2.

Критические температурно-динамические характеристики следует составлять для таких внутренних аэродинамических условий, которые соответствуют крайним положениям органов регулирования температурного режима двигателя.

На рис. 2 приведены критические по перегреву температурно-динамические характеристики автомобилей ЗИЛ-151 (сплошные линии) и ГАЗ-63 (штриховые).

Способность системы охлаждения обеспечить работу двигателя без переохлаждения может быть оценена критической по переохлаждению двигателя температурной характеристикой, под которой понимается зависимость критической по переохлаждению двигателя температуры воздуха  $t_{\text{А min}}$  от скорости движения автомобиля.

Критическая по переохлаждению температура воздуха поддается по уравнению

$$t_{\text{А min}} = t_{\text{жс min}} - \Delta t_{\text{Ажс}}.$$

То что переохлаждение двигателя при эксплуатации в зимнее время может быть сравнительно легко устранено несложными конструктивными решениями, делает критические температурные характеристики по переохлаждению менее важными, чем характеристики по перегреву двигателя.

Метод оценки работы системы охлаждения двигателя по критическим температурным характеристикам позволяет делать прогноз работы системы охлаждения в различных климатических условиях по данным испытаний при каких-либо одних климатических условиях.

Это делает критические температурные характеристики основными из общих технических параметров систем охлаждения двигателей, зная которые можно оценить эффективность работы системы охлаждения и определить ограничения, вносимые ею в возможность эксплуатации автомобилей в различных климатических условиях.

В результате исследований систем охлаждения двигателей автомобилей установлено, что с увеличением высоты местно-

<sup>1</sup> «САИ Джорнэл», ноябрь, 1952, стр. 52—54.

сти над уровнем моря на каждые 1000 м начальные температурные напоры (для одних и тех же передач и скоростей движения и при одинаковых аэродинамических и гидродинамических условиях) работа системы охлаждения увеличивается, а критические по перегреву двигателя температуры воздуха снижаются примерно на 3°.

Для определения критической по перегреву двигателя температуры воздуха можно написать следующее уравнение:

$$t_{A \max H} = t_{A \max 0} - 3H,$$

где  $H$  — высота местности в км.

Зная это и имея температурно-динамическую характеристику автомобиля для какой-либо высоты местности, можно построить высотные температурно-динамические характеристики, представляющие собой зависимость критической температуры

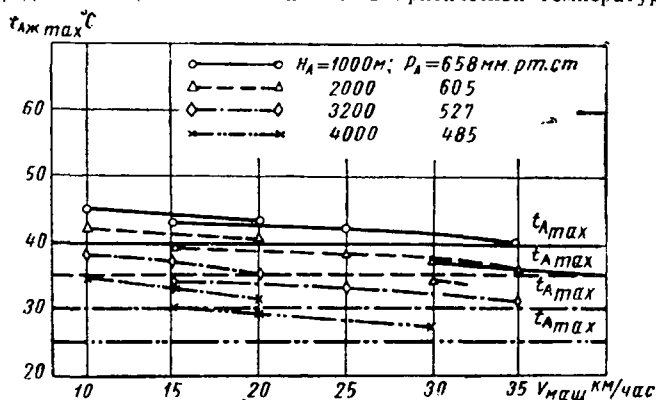


Рис. 3.

воздуха от скорости движения автомобиля и высоты местности над уровнем моря, пример которой приведен на рис. 3.

Резкие изменения величины дорожного сопротивления нарушают установившийся тепловой режим системы охлаждения. При этом начальный температурный напор не может служить оценочным параметром для эффективности системы охлаждения при неустановившемся режиме движения.

Для построения температурно-динамических характеристик проводят специальные пробовые испытания автомобилей, на которых определяются начальные температурные напоры.

Испытания проводят на горизонтальном прямолинейном участке асфальтированного или щебеночного шоссе в сухую безветренную погоду.

Испытания проводят на полностью укомплектованном автомобиле и полностью прогретых двигателях, агрегатах трансмиссии и ходовой части. Перед испытаниями на автомобиле проверяется регулировка карбюратора, зажигания и давление воздуха в шинах.

Температурные напоры снимаются при одинаковых положениях органов управления системы охлаждения, при установившемся режиме движения автомобиля и при установившемся температурном режиме двигателя.

Температура охлаждающей жидкости измеряется с помощью дистанционных манометрических термометров с точностью до 1°. Высокую точность (до 0,5°) дают полупроводниковые термометры сопротивления, так называемые термисторы.

Температура воздуха измеряется с помощью термометра — праща.

Измерения начальных температурных напоров производятся при заездах в двух противоположных направлениях не менее чем по 2 раза в каждом направлении для всех скоростей движения (через каждые 10 км/час) и передач.

## Выводы

Начальный температурный напор при различных температурах окружающего воздуха в идентичных условиях движения автомобиля может быть принят за постоянную величину и может служить основным оценочным параметром эффективности системы охлаждения.

Применение начальных температурных напоров в качестве основных оценочных параметров эффективности систем охлаждения позволяет производить количественные сравнения различных систем охлаждения двигателей.

Оценка систем охлаждения двигателей по критическим температурным характеристикам наиболее полно учитывает качество системы охлаждения и позволяет с достаточной точностью делать прогноз работы системы охлаждения в различных климатических условиях по данным испытаний при каких-либо одних климатических условиях.

Методика определения критических температурных характеристик в дорожных условиях относительно проста и допускает применение несложных измерительных приборов при сохранении достаточной точности проводимых измерений.

## Новый карбюратор автомобиля «Волга»

Ю. А. МОРОЗОВ, Д. А. РЫБИНСКИЙ

Горьковский автозавод

НА ЛЕГКОВОЙ автомобиле «Волга» вместо карбюратора К-22И устанавливается новый карбюратор К-105.

Ранее применяемый на автомобиле «Волга» карбюратор К-22И вызывал обоснованные нарекания потребителей. У него часто нарушалась регулировка малых чисел оборотов холостого хода, возникали «провалы» при резком открытии дроссельной заслонки, залипали пластинки диффузора переменного сечения и, как следствие, резко возрастал расход топлива, понижались динамические показатели автомобиля. Много недоразумений возникало и с иглой главного жиклера, так как ошибки в ее установке приводили к перерасходу топлива.

Все эти недостатки являлись следствием конструкции, а часть недостатков, связанных с протеканием характеристик карбюратора, — следствием принятого метода регулирования.

Конструкция карбюратора К-105 более совершенна, а принятый метод регулирования обуславливает наиболее правильное протекание его характеристик.

При установке на автомобиль карбюратора К-105 обеспечивается лучший, чем при карбюраторе К-22И, разгон автомобиля на прямой передаче и несколько меньший (до 5%) эксплуатационный расход топлива в условиях движения с быстроменяющимися нагрузками (интенсивная езда в городе).

С применением нижнего подвода топлива в поплавковую камеру улучшилась работа поплавковой группы и упростилось обслуживание карбюратора.

Нижний подвод топлива позволил ликвидировать «пружину» в топливном клапане, что увеличило продолжительность его службы и упростило регулировку уровня топлива в поплавковой камере карбюратора.

Уровень топлива можно регулировать, не снимая карбюратора с автомобиля и не отсоединяя бензопровода. Это выгодно отличает карбюратор К-105 от карбюратора К-22И.

Карбюратор К-105 имеет меньшее число регулируемых параметров ввиду отсутствия диффузора переменного сечения с пластинами и регулировочной иглы.

Устройство карбюратора. Общий вид карбюратора показан на рис. 1.

Карбюратор К-105 состоит из трех основных частей: корпуса, смесительной камеры и поплавковой камеры.

Крышка поплавковой камеры и корпус карбюратора отлиты под давлением из цинкового сплава. Смесительная камера отлита из чугуна.

Крышка поплавковой камеры прикрепляется к корпусу поплавковой камеры шестью винтами через уплотнительные картонные прокладки, а смесительная камера — двумя винтами.

Поплавковая камера (рис. 2) одинарная, балансирующая. В ней расположены поплавок 1, штуцер 2 и запорная игла 3, ускорительный насос с нагнетательным 4 и обратным 5 клапанами, клапан экономайзера 6, главный топливный жиклер 7, большой диффузор 8, распылитель 9 отдельного вывода эко-

номайзера с игольчатым клапаном 10. Два винта через уплотнительную картонную прокладку к корпусу поплавковой камеры прикрепляется мостик карбюратора, в котором объединены малый диффузор 11, воздушный жиклер главной дозирующей системы 12, воздушный жиклер системы холостого хода 13, топливный жиклер холостого хода 14 и эмульсионная трубка 15.

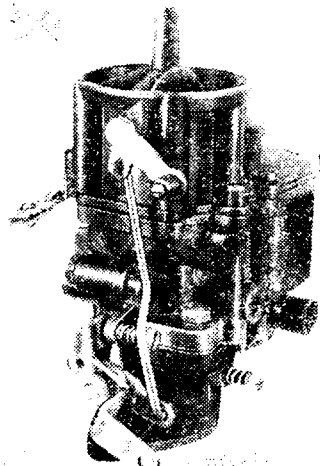


Рис. 1. Общий вид карбюратора.

Со стороны топливного клапана в корпусе поплавковой камеры имеется смотровое окошко 16 для наблюдения за уровнем топлива и работой поплавкового механизма.

Привод экономайзера механический — от дроссельной заслонки, состоит из штока 17 экономайзера с пружиной и системы тяг.

Ускорительный насос имеет обычное устройство. Он состоит из поршня 18, распылителя 19, обратного 5 и нагнетательного 4 клапанов.

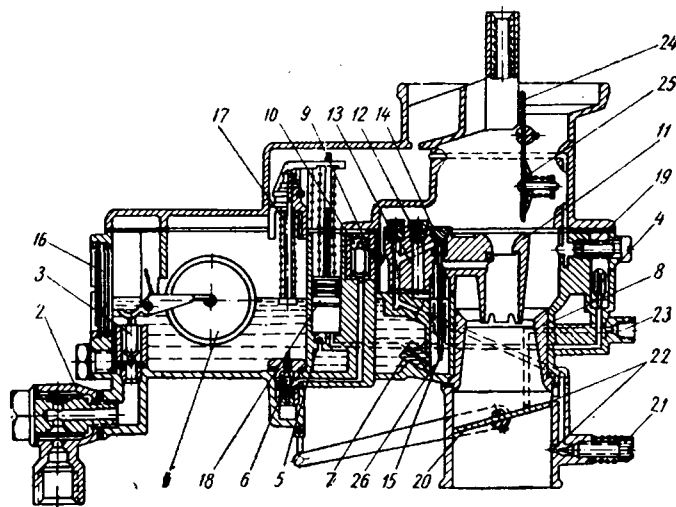


Рис. 2. Схема карбюратора.

К распылителю 19 подводится воздух из поплавковой камеры для устранения подсоса топлива при больших расходах воздуха и постоянном открытии дроссельной заслонки.

В корпусе смесительной камеры расположены дроссельная заслонка 20, регулировочный винт системы холостого хода 21, отверстие под регулировочный винт и переходное отверстие 22 системы холостого хода, отверстие 23 привода разрежения к вакуум-корректору опережения зажигания.

Для ограничения скорости движения автомобиля на период обкатки в рычаг дроссельной заслонки ввертывается специальный ограничительный винт. По окончании обкатки этот винт следует удалить. Ограничительная дроссельная шайба не меняется.

В крышке поплавковой камеры расположены воздушная заслонка 24 с автоматическим клапаном 25, предотвращающим излишнее обогащение смеси при пуске, и держатель винта крепления воздушного фильтра.

Воздушная заслонка связана с дроссельной заслонкой системой тяг, которые обеспечивают при пуске открытие последней на угол, необходимый для поддержания пускового числа оборотов вала двигателя.

Работа карбюратора. Для обеспечения необходимой работы двигателя на всех режимах карбюратор имеет следующие системы: систему холостого хода, главную дозирующую систему, систему экономайзера, систему ускорительного насоса, систему пуска холодного двигателя и временного обогащения рабочей смеси.

Система холостого хода питается из компенсационного колодца. Топливный жиклер холостого хода затопленного типа и включен после главного жиклера. Эмульсирование топлива обеспечивается воздушным жиклером. Необходимая характеристика работы создается топливным жиклером холостого хода и воздушным тормозным жиклером, а также величиной и расположением переходного отверстия, расположенного в смесительной камере.

Главная дозирующая система выполнена по принципу пневматического (воздушного) торможения топлива и состоит из большого и малого диффузоров, эмульсионной трубки, главного топливного и воздушного торможения жиклеров.

Необходимый состав смеси создается главным топливным и тормозным воздушным жиклерами, а также системой отверстий в эмульсионной трубке.

Для лучшего перемешивания топлива с воздухом малый диффузор имеет в нижней части специальные вырезы.

Система холостого хода и главная дозирующая система обеспечивают необходимые расходы топлива на большинстве постоянных режимов.

Разрежения в этих системах подобраны таким образом, чтобы жиклер холостого хода продолжал свою работу до полного открытия дроссельной заслонки включительно.

Такое взаимодействие систем обеспечивает наилучшую работу двигателя, особенно при малых числах оборотов и больших нагрузках (открытиях дроссельной заслонки).

Обеднение горючей смеси при больших нагрузках двигателя (больших открытиях дроссельной заслонки) получается за счет падения расхода топлива через систему холостого хода и поступления воздуха из системы холостого хода в главную дозирующую систему.

При этом топливный жиклер холостого хода начинает работать как эмульсионный жиклер системы холостого хода, а затем как дополнительный воздушный (тормозной) жиклер главной дозирующей системы.

Это явление особенно сильно сказывается на обеднении горючей смеси при больших нагрузках и малых числах оборотов двигателя.

Карбюратор имеет следующую регулировку главных дозирующих элементов:

Диаметр в мм:	
большого диффузора	28,5+0,14
малого диффузора	12+0,12
смесительной камеры	38+0,14
Главный топливный жиклер в см <sup>3</sup> /мин	590±9
Диаметр в мм:	
главного воздушного жиклера	2,3+0,06
топливного жиклера холостого хода	0,85+0,06
воздушного жиклера холостого хода	1,8+0,06
жиклера экономайзера (два отверстия)	1,5+0,06
распылителя ускорительного насоса	0,6+0,006

Пуск холодного двигателя. Обогащение горючей смеси при пуске холодного двигателя осуществляется прикрытием воздушной заслонки карбюратора. При этом дроссельная заслонка карбюратора приоткрывается на угол 18—21°, что соответствует размеру между стенкой смесительной камеры и кромкой дроссельной заслонки 2,5—3 мм. Необходимое открытие дроссельной заслонки при полностью закрытой воздушной заслонке обеспечивается автоматически кинематикой рычагов, соединяющих приводы этих заслонок (рис. 3).

По мере прогрева двигателя горючую смесь необходимо обеднять. В первый момент пуска это происходит автоматически за счет пуска воздуха через специальный клапан в воздушной заслонке. Дальнейшее обеднение смеси достигается приоткрыванием воздушной заслонки с места водителя.

Режим холостого хода двигателя. При малых числах оборотов холостого хода дроссельная заслонка приоткрыта на 1—2°. Разрежение во впускной трубе при этом достигает 460—480 мм рт. ст. Это разрежение через нижнее отвер-

стие 22 (см. рис. 2) по каналам передается к жиклеру холостого хода 14. Под действием разрежения топливо из компенсационного колодца через топливный жиклер холостого хода 14 поступает в смесительную камеру. Для регулирования количества топлива, поступающего при малых числах оборотов в двигатель, служит винт 21.

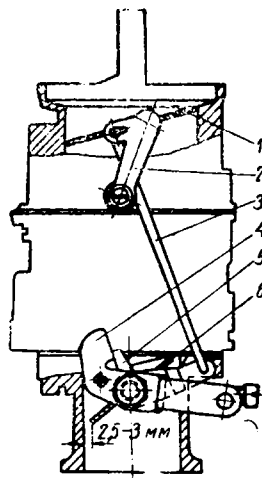


Рис. 3. Положение заслонки карбюратора при пуске двигателя:

1 — воздушная заслонка; 2 — рычаг воздушной заслонки; 3 — тяга; 4 — рычаг дроссельной заслонки; 5 — рычаг минимального газа; 6 — дроссельная заслонка.

колодце снова понижается, поочередно открываются (сверху вниз) отверстия в эмульсионной трубке 15.

Воздух, пройдя тормозной жиклер главной дозирующей системы 12 через отверстия в эмульсионной трубке 15 попадает в распылитель и понижает рабочее разрежение, под действием которого происходит истечение топлива, обеспечивая, таким образом, необходимый состав смеси.

Расход топлива через систему холостого хода при повышении разрежения у распылителя главной дозирующей системы резко уменьшается, однако даже при больших нагрузках система холостого хода продолжает работать, и через отверстия холостого хода 22 продолжается истечение топлива.

Таким образом, на средних и больших нагрузках необходимый состав смеси обеспечивается совместной работой главной дозирующей системы и системы холостого хода.

Режим полных нагрузок. Для получения максимальной мощности двигателя дроссельную заслонку карбюратора необходимо открыть полностью. За 5—7° до полного открытия дроссельной заслонки включается клапан экономайзера, обогащая рабочую смесь до пределов, необходимых для получения максимальной мощности.

При этом топливо поступает из поплавковой камеры к жиклеру мощности, расположенному в корпусе клапана экономайзера, и далее к отдельно расположенному распылителю 6 помимо главного жиклера.

Экономайзер снабжается игольчатым клапаном 10 (см. рис. 2), который предотвращает излишнее обогащение состава смеси при числе оборотов вала двигателя, меньшем 2000 об/мин.

Режим разгона автомобиля. На режиме разгона обогащение горючей смеси происходит вследствие впрыска в воздушный поток дополнительного топлива.

Впрыск осуществляется ускорительным насосом через распылитель 19. При резком открытии дроссельной заслонки поршень 18 ускорительного насоса перемещается вниз. Давлением топлива обратный клапан 5 закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается. Порция топлива через распылитель 19 впрыскивается в воздушный поток.

Необходимый состав смеси при дальнейшем открытии дроссельной заслонки получается за счет совместной работы топливного жиклера и воздушного тормозного жиклера 13, через который к топливу подмешивается воздух, и расположения переходного отверстия холостого хода 22. При оборотах холостого хода, равных примерно 1000 в минуту, в работу вступает главная дозирующая система.

Режим частичных нагрузок. При очень малых нагрузках необходимый состав смеси обеспечивается только системой холостого хода. По мере открытия дроссельной заслонки увеличивается расход воздуха через карбюратор и повышается разрежение в малом диффузоре 11.

При этом уровень топлива в компенсационном колодце 26 сначала понижается за счет влияния системы холостого хода, а затем по мере возрастания разрежения в диффузоре 11 начинает повышаться. Когда расход воздуха достигнет 20—25 кг/час, начинается истечение топлива из распылителя главной дозирующей системы, а уровень топлива в эмульсионном

При медленном открытии дроссельной заслонки, топливо успевает перетекать из подпоршневого пространства в поплавковую камеру через зазор между поршнем и цилиндром ускорительного насоса. Только незначительная часть топлива впрыскивается в воздушный поток.

Игольчатый клапан 4 и воздух, поступающий из поплавковой камеры к распылителю 19, предотвращают подсос топлива через распылитель во время работы двигателя с большим числом оборотов на постоянных режимах.

Некоторые рекомендации по эксплуатации и ремонту. Выше отмечалось, что карбюратор имеет такую регулировку, при которой система холостого хода продолжает работать до полного открытия дроссельной заслонки включительно. Поэтому необходимо особо тщательно производить регулировку малых чисел оборотов холостого хода, не допуская излишнего обогащения состава горючей смеси. Регулировка малых чисел оборотов холостого хода в карбюраторе К-105 производится обычным порядком с помощью винтов 1 и 2 (рис. 4), причем винт 2 регулирует качество смеси холостого хода, в случае заворачивания этого винта смесь обедняется, в случае отвертывания — обогащается. Винт 1 регулирует открытие дроссельной заслонки.

Необходимо при нарушениях уровня топлива проверять герметичность поплавков.

Проверка герметичности поплавков осуществляется погружением их в горячую воду с температурой не ниже 80°.

Те места, откуда выходят пузырьки воздуха, необходимо смазать раствором полиакрилатов в 85%-ной муравьиной кислоте или эпоксидами смолами ЭД-5 и ЭД-6 и высушить поплавки.

Предварительно из поплавка удаляется бензин. Для этого в поплавке прокалывается отверстие, которое потом заклеивается.

Необходимый уровень топлива устанавливается подгибанием язычка 1. При подгибании вниз уровень понижается (рис. 5), при подгибании вверх — повышается. Язычок 2 служит для регулирования хода поплавка. Ход поплавка должен быть не более 10 мм.

Карбюратор К-105 полностью взаимозаменяем с карбюратором К-22И, за исключением привода воздушной заслонки.

Воздушная заслонка карбюратора К-105 повернута по отношению к заслонке карбюратора К-22И на 90°, поэтому для удобства ее управления необходимо проложить новую трассу гибкого троса.

На автомобиле, ранее снабженном карбюратором К-22И, при установке карбюратора К-105 для троса либо проделывается новое отверстие в кузове рядом с отопителем, либо трос пропускается через отверстие для рулевой колонки. Как в том, так и в другом случае на оболочку троса надевается резиновый шланг для избежания шумов и стуков при движении автомобиля.

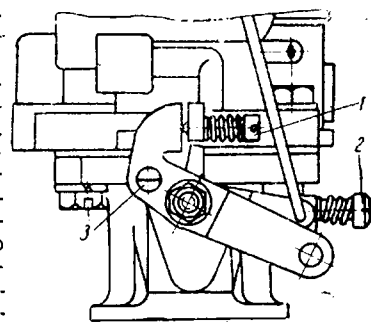


Рис. 4. Регулировочные винты карбюратора:

1 — упорный винт дроссельной заслонки; 2 — регулировочный винт качества смеси холостого хода; 3 — ограничительный винт, установленный на период обкатки.

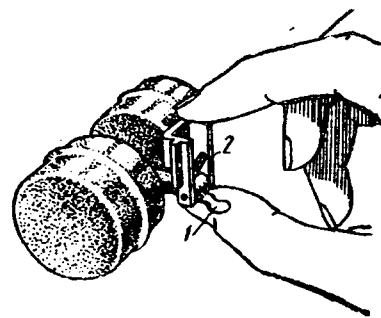


Рис. 5. Поплавок карбюратора:

1 — язычок регулировки уровня; 2 — язычок регулировки хода поплавка.

# Гидроусилители рулевого управления автомобилей ЗИЛ

Е. М. ГОНИКБЕРГ

Московский автозавод имени Лихачева

**О**ДНОЙ из особенностей современного автомобилестроения является установка на различных типах автомобилей усилителей рулевого управления. Усилители облегчают управление автомобилем и повышают безопасность движения, что и объясняет их широкое применение.

Московским автозаводом имени Лихачева была проведена большая работа по внедрению усилителей рулевого управления на выпускаемых автомобилях.

В своих конструкциях завод ориентировался только на гидравлические усилители рулевого управления, отказавшись от применения пневматических усилителей. Это объясняется следующими соображениями.

Гидравлический усилитель более компактен, так как работает на давлении до  $70 \text{ кг/см}^2$ , вместо давления до  $9 \text{ кг/см}^2$ , используемого у пневматических усилителей.

У гидравлического усилителя меньшее время срабатывания.

Гидравлический усилитель обеспечивает поглощение ударов от дорожных неровностей. Эти удары не передаются на рулевое колесо и, следовательно, на руки водителя.

Пневматический усилитель вследствие сжимаемости воздуха и большего времени срабатывания не поглощает ударов и не

Поршень уплотняется чугунными кольцами, шток — резиновым кольцом круглого сечения.

В передней крышке цилиндра находятся также предохранительный клапан и аварийный клапан, обеспечивающие возможность управления при неработающем насосе. В этом случае предохранительный клапан автоматически соединяет полости нагнетания и слива, выключая гидроусилитель. «Чувство дороги», т. е. определенная зависимость усилия на рулевом колесе от сопротивления повороту колес, гидроусилителем не обеспечивается.

Насос гидроусилителя (рис. 2) лопастной, двойного действия. Он имеет бачок с сетчатым фильтром и встроенные в заднюю крышку насоса предохранительный клапан и клапан расхода.

Производительность насоса не менее  $10 \text{ л/мин}$  при 600 об/мин вала насоса; такая производительность обеспечивает удовлетворительную работу гидроусилителя при малой скорости вращения коленчатого вала двигателя. С увеличением последней производительность насоса увеличивается. Все масло подходит к трубопроводу, идущему к гидроусилителю, через калиброванное отверстие. Разность давлений, устанавливающихся до и

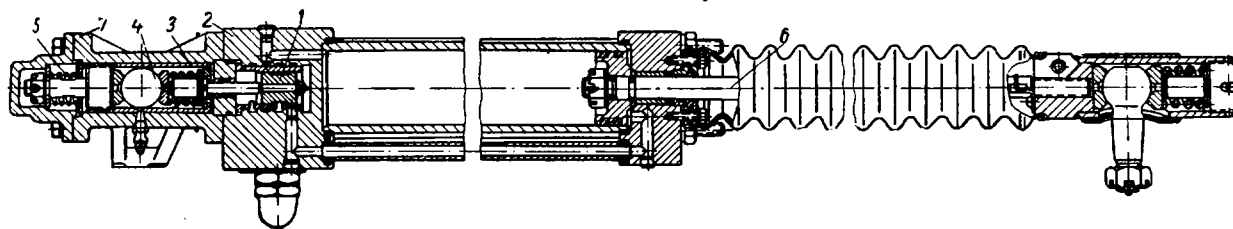


Рис. 1.

обеспечивает такой же возможности удержать автомобиль на дороге в случае прокола передней шины, как гидравлический усилитель.

Недостатком гидравлического усилителя является необходимость установки дополнительного насоса. Однако надо учесть, что грузовые автомобили, работающие с прицепами и имеющие стандартный компрессор для пневматических тормозов, не обладают достаточным избытком сжатого воздуха для его использования в системе пневмоусилителя рулевого управления и требуют специального компрессора повышенной производительности.

Применение пневматического усилителя рулевого управления на легковых автомобилях без пневматических тормозов вызывает необходимость установки специального компрессора, имеющего больший вес и размеры, чем гидравлический насос.

Впервые гидроусилитель рулевого управления был установлен автозаводом на междугородный автобус ЗИЛ-127 в связи с необходимостью повышения безопасности движения при скоростях, доходящих до  $100 \text{ км/час}$ .

Нагрузка на переднюю ось автобуса ЗИЛ-127 составляет  $4870 \text{ кг}$ .

Использовался также гидроусилитель Львовского завода «Автопогрузчик» с некоторыми принципиальными изменениями.

Гидроусилитель (рис. 1), устанавливающийся параллельно продольной рулевой тяге, имеет рабочий цилиндр диаметром  $70 \text{ мм}$ . Клапан управления 1 расположен в передней крышке 2 цилиндра соосно с последним. Золотник клапана соединен стержнем со стаканом 3 шарового пальца 4 сошки рулевого механизма. Стакан с шаровым пальцем имеет возможность некоторого осевого перемещения и центруется пружиной 5.

Хромированный шток 6 поршня гидроусилителя связан с основанием автобуса, продольная рулевая тяга с корпусом 7 стакана шарового пальца сошки. Таким образом, при повороте рабочий цилиндр гидроусилителя перемещается вместе с продольной рулевой тягой.

Данная установка гидроусилителя потребовала применения усилительной рамки, прикрепляющейся к фермам основания автобуса, и направляющей, удерживающей гидроусилитель от выворачивания.

после калиброванного отверстия, увеличивается и по достижении определенной величины вызывает смещение клапана расхода и сброс излишнего количества масла обратно в бачок.

В клапане расхода расположен шариковый предохранительный клапан. При определенном давлении в системе он открывается, что вызывает смещение клапана расхода и ограничивает дальнейшее повышение давления.

Производительность насоса при 2000 об/мин вала не должна превышать  $14,5 \text{ л/мин}$ .

Насос приводится в действие от шкива коленчатого вала двигателя. Передаточное отношение привода насоса  $0,82 : 1$ . Размерность гидроусилителя характеризуется коэффициентом эффективности.

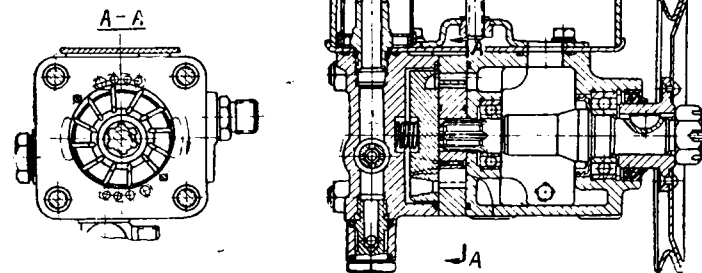


Рис. 2.

Эффективность гидроусилителя подсчитывалась исходя из определения величины момента на поворотном колесе по формуле [2], учитывающей только трение колеса о дорогу, а коэффициент трения шины о дорогу принимался равным  $0,7$ .



Потери на трение в поворотных кулаках, рулевом механизме и тягах не учитывались. Эффективность гидроусилителя автобуса ЗИЛ-127 при давлении  $35 \text{ кг/см}^2$  была равна 3,9.

Сравнение гидроусилителей по коэффициентам эффективности затруднительно, так как значения коэффициентов эффективности, как показали расчеты, колеблются в очень широких пределах. Канд. техн. наук Л. Л. Гинцбург предложил сравнивать гидроусилители по коэффициенту мощности, равному произведению рабочего объема гидроусилителя на максимальное давление, развиваемое насосом.

Этот коэффициент не учитывает нагрузки на переднюю ось автомобиля.

Учитывая это, а также то, что величина максимального давления  $p_{\text{max}}$  в современных конструкциях приблизительно одинакова (обычно  $65\text{--}70 \text{ кг/см}^2$  и редко  $40\text{--}45 \text{ кг/см}^2$ ), можно характеризовать размерность гидроусилителя его рабочим

Основной трудностью при создании этой конструкции была борьба с автоколебаниями колес, возникающими при использовании простого клапана управления с центрирующей пружиной.

Автоколебания возникали даже в случае применения разделенных цилиндра и клапана управления гидроусилителя завода «Автопогрузчик» при присоединении цилиндра к левому поворотному кулаку.

Были сконструированы и проверены два варианта клапанов управления.

В первом варианте (рис. 3) золотник 1, соединенный с подвижным стаканом 2 шарового пальца 3 сошки рулевого механизма, устанавливался в среднее положение четырьмя пружинами 4 и реактивными плунжерами 5. В корпусе 6 находился аварийный клапан 7.

Во втором варианте (рис. 4) центрирующие пружины отсутствовали и золотник 1 устанавливался в среднее положение чисто гидравлическим путем. Реактивные камеры 2 и 3, уплотненные резиновыми кольцами U-образного сечения, были соединены небольшими отверстиями с проточками золотника, через которые подавалось масло к рабочим полостям цилиндра гидроусилителя рулевого механизма.

Диаметры уплотняемых шеек золотника сделаны неодинаковыми для того, чтобы площади реактивных камер были пропорциональны площадям полостей рабочего цилиндра гидроусилителя рулевого механизма ЗИЛ-158 с учетом площади штока.

При повороте золотник, связанный с подвижным стаканом 4 шарового пальца 5 сошки рулевого механизма, смещался и нарастающее в рабочей полости цилиндра давление не только перемещало поршень гидроусилителя, облегчая поворот, но и стремилось сместить золотник обратно в среднее положение, обеспечивая следящее действие.

В корпусе клапана 6 расположен аварийный клапан. Предусмотрена также установка центрирующей пружины.

Гидроусилители установлены на автобусы ЗИЛ-127 и ЗИЛ-158. Нагрузка на переднюю ось автобуса ЗИЛ-158 составляла  $4100 \text{ кг}$ .

Рабочий цилиндр гидроусилителя (рис. 5) диаметром  $67,5 \text{ мм}$  для автобуса ЗИЛ-127 и  $52 \text{ мм}$  для автобуса ЗИЛ-158 уста-

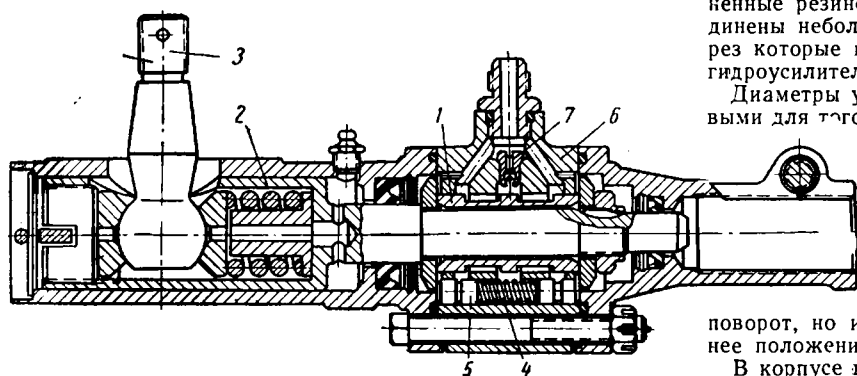


Рис. 3.

объемом, отнесенным к нагрузке на переднюю ось, назвав его удельным объемом гидроусилителя.

Удельный объем гидроусилителя автобуса ЗИЛ-127 равен  $0,17 \text{ см}^3/\text{кг}$ .

Максимальная скорость вращения рулевого колеса при  $800 \text{ об/мин}$  коленчатого вала двигателя с воспламенением от сжатия, соответствующих холостому ходу последнего, и при нормальной работе гидроусилителя была равна  $0,9 \text{ об/сек}$ . Она ограничивалась производительностью насоса, который не мог обеспечить достаточной подачи масла в цилиндр гидроусилителя при большей скорости.

Максимальное расчетное усилие на рулевом колесе, определяемое с учетом только трения колеса о дорогу, составляло  $1,8 \text{ кг}$ .

Передача усилия от гидроусилителя на поворотный кулак через продольную рулевую тягу требовала усиления последней

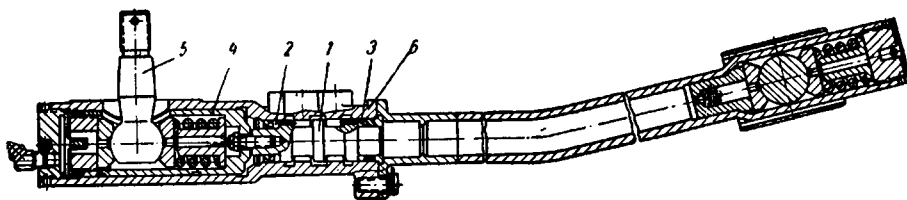


Рис. 4.

навивался вдоль передней оси и действовал непосредственно на поворотный кулак.

Поршень уплотнялся чугунными кольцами, а шток — резиновым кольцом U-образного сечения.

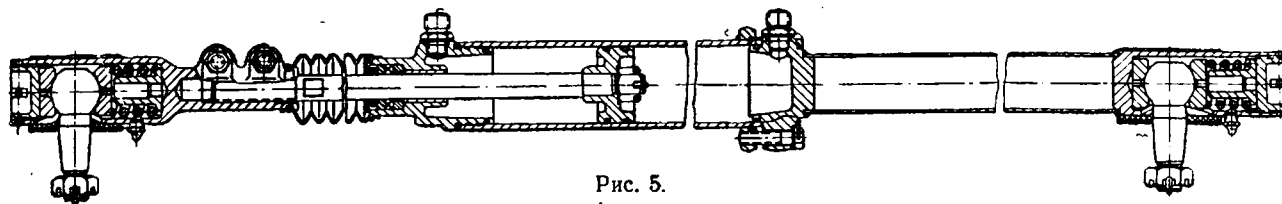


Рис. 5.

и заставила ограничить максимальное давление в системе величиной  $35 \text{ кг/см}^2$ . В связи с большим весом гидроусилитель рулевого управления типа ЗИЛ-127 не может рекомендоваться для новых конструкций автомобилей.

Для снижения веса автозаводом была разработана и испытана конструкция гидроусилителя с клапаном управления, встроенным в продольную рулевую тягу и отделенным от него рабочим цилиндром.

Для установки крышек цилиндра в определенном угловом положении друг относительно друга, одна из них изготовлялась без резьбы и прикреплялась четырьмя болтами к фланцу, надетому на рабочий цилиндр и удерживаемому от продольных сдвигов разрезным кольцом, входящим в полукруглую проточку в цилиндре.

Предохранительный клапан насоса ограничивал давление в системе до  $65\text{--}70 \text{ кг/см}^2$ .

Эффективность гидроусилителя автобуса ЗИЛ-127 со вторым вариантом клапана управления составляла 7,7 при давлении  $42 \text{ кг/см}^2$ . Приводимая величина давления обеспечивает поворот колес при моменте сопротивления, рассчитанном по указанной выше формуле, без учета сил трения в рулевом механизме, тягах и поворотных кулаках. Удельный объем гидроусилителя равен  $0,16 \text{ см}^3/\text{кг}$ ; эффективность гидроусилителя на автобусе ЗИЛ-158 при давлении  $57 \text{ кг/см}^2$  равна 4,3; удельный объем гидроусилителя равен  $0,1 \text{ см}^3/\text{кг}$ .

Максимальная скорость вращения рулевого колеса при 500 об/мин коленчатого вала двигателя на автобусе ЗИЛ-158 составляла 1,7 об/сек.

Максимальное расчетное усилие на рулевом колесе равно 12 кг для автобуса ЗИЛ-158 и 10 кг для автобуса ЗИЛ-127.

Испытания с пробегом 130—200 тыс. км показали следующее.

1. Для ликвидации ударов и вибраций на рулевом колесе рабочий цилиндр должен присоединяться к левому поворотному кулаку.

2. Гидроусилители с обоими вариантами клапанов работали нормально, обеспечивая те же преимущества, что и гидроусилитель завода «Автопогрузчик». Управление автомобилем с указанными гидроусилителями было лучшим в связи с наличием «чувства дороги», причем это особенно хорошо ощущалось при использовании второго варианта клапана.

Установка центрирующей пружины во втором варианте клапана не давала каких-либо преимуществ.

3. Вес гидроусилителя со вторым вариантом клапана приблизительно на 35 кг был ниже гидроусилителя, устанавливаемого на выпускаемые автобусы ЗИЛ-127.

В связи с меньшим весом, размерами, трудоемкостью и обеспечением лучшего «чувства дороги» для производства был рекомендован второй вариант клапана.

деленного от рулевого механизма или объединенного с ним в одном картере. Недостатками первого типа гидроусилителя являлись компоновочные трудности и снижение надежности конструкции в связи с нижним расположением шлангов и цилиндра гидроусилителя. Поэтому на автомобилях ЗИЛ-111 с нагрузкой на переднюю ось 1620 кг был установлен рулевой механизм с гидроусилителем, объединенным с ним в одном картере.

Рулевой механизм (рис. 6) снабжен винтом 1 с гайкой 2 на циркулирующих шариках и рейкой 3, зацепляющейся с зубчатым сектором вала 4 сошки. Рейка одновременно является и поршнем гидроусилителя. Диаметр цилиндра гидроусилителя равен 80 мм. Передаточное отношение рулевого механизма 17,5:1 вместо 20,5:1 у выпускавшегося автомобиля ЗИЛ-110.

Зубья вала сошки и рейки имеют в осевом направлении переменную толщину, что позволяет регулировать зазор в зацеплении за счет осевого смещения вала сошки при помощи регулировочного болта 5.

Для обеспечения необходимых зазоров в механизме при повороте средний зуб вала сошки рулевого механизма имеет увеличенную толщину и канавка винта шлифована таким образом, что средняя часть винта получается несколько увеличенного диаметра.

Клапан гидроусилителя 6 расположен сбоку картера рулевого механизма 7.

Золотник 8 перемещается рычажком 9, нижний конец которого охватывает среднее кольцо специального двойного упорного подшипника 10, закрепленного на винте рулевого механизма и имеющего возможность некоторого осевого перемещения. Упорный подшипник центрируется пружинами 11, воздействующими на его среднее кольцо, и пружиной 12 в реактивной камере клапана управления. Давление, возникающее в последней при работе гидроусилителя, также содействует центрированию золотника и винта.

Давление в реактивной камере ограничивается  $17 \text{ кг/см}^2$  при помощи клапана 13. Таким образом, обеспечивается «чувство дороги», но ограничивается максимальное усилие на рулевом колесе. Аварийный клапан расположен в корпусе клапана управления.

Поршень уплотняется чугунными упругими кольцами, винт в крышке цилиндра и в поршне-рейке — второпластовыми манжетами, поджимаемыми резиновыми кольцами.

Вал сошки уплотняется обычным манжетным сальником с опорным кольцом, предотвращающим его выворачивание под большим давлением.

Неподвижные соединения уплотнены резиновыми кольцами круглого сечения.

Насос и его привод применяются того же типа, что и на автобусе ЗИЛ-127, но уменьшенных размеров с некоторыми конструктивными изменениями.

Производительность насоса не менее  $5,5 \text{ л/мин}$  при 400 об/мин вала насоса и не более  $9 \text{ л/мин}$  при 2000 об/мин вала насоса.

Максимальное давление в системе ограничено  $65\text{--}70 \text{ кг/см}^2$ , передаточное отношение привода 0,82:1.

Эффективность гидроусилителя равна 13,5 при давлении  $47 \text{ кг/см}^2$ .

Удельный объем гидроусилителя составляет  $0,16 \text{ см}^3/\text{кг}$ .

Максимальная скорость вращения рулевого колеса при 500 об/мин коленчатого вала двигателя составляет 1,4 об/сек.

Максимальное расчетное усилие на рулевом колесе равно 1,9 кг.

Рулевое управление ЗИЛ-111 работает надежно и существенно облегчает управление автомобилем, особенно в горных условиях и при маневрировании. Фактическое усилие на рулевом колесе не превышает 4 кг.

Большие усилия, необходимые для поворота автомобилей высокой проходимости с шинами сверхнизкого давления, а также значительное увеличение нагрузки на переднюю ось у ряда модификаций будущих автомобилей ЗИЛ также потребовали применения на них гидроусилителя рулевого управления.

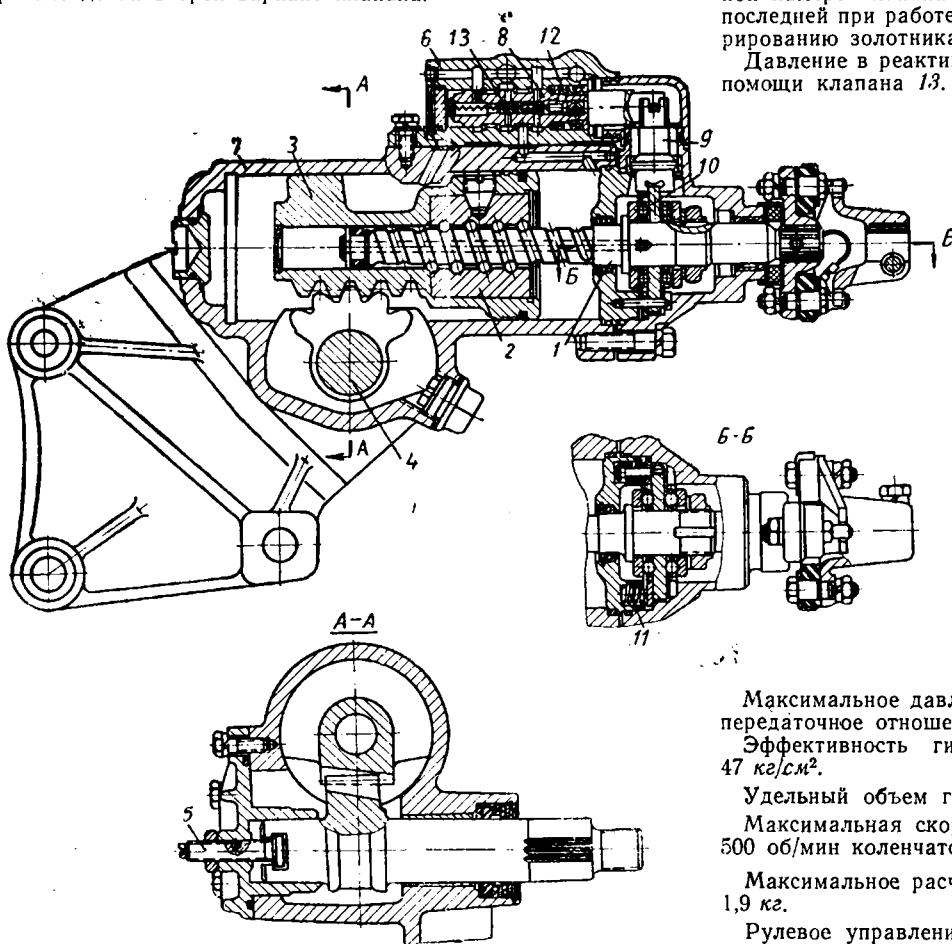


Рис. 6.

В настоящее время Ликинским автобусным заводом по чертежам Московского автозавода имени Лихачева ведется подготовка производства гидроусилителей рулевого управления этой конструкции.

При проектировании легкового автомобиля ЗИЛ-111 возник вопрос о выборе типа гидроусилителя рулевого управления, от-



Сконструированы и испытаны два типа гидроусилителя для грузовых автомобилей ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и их модификаций.

1. Гидроусилитель с клапаном управления в продольной рулевой тяге, с рабочим цилиндром, расположенным вдоль правого лонжерона.

насосом автомобиля ЗИЛ-111. Производительность его не менее 10 л/мин при 600 об/мин и не более 16,5 л/мин при 2000 об/мин вала насоса. Кроме фильтра 1, на возвратной линии предусмотрен второй фильтр 2 в верхней части бачка 3, предотвращающий попадание грязи при заливке масла в насос.

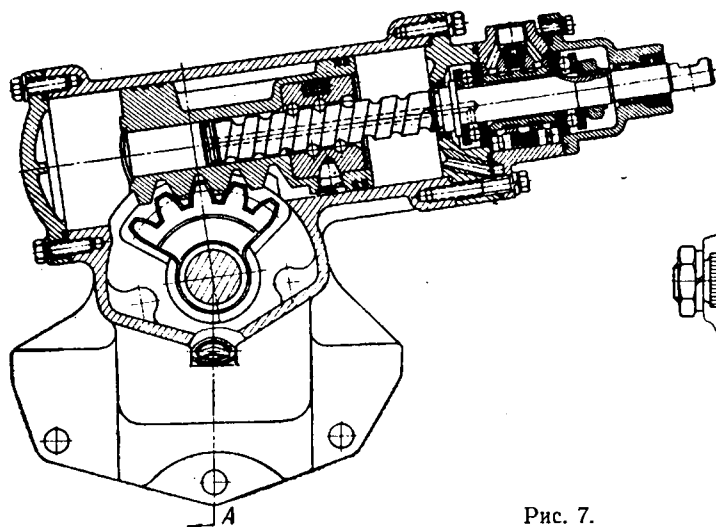


Рис. 7.

Как клапан управления, так и рабочий цилиндр унифицированы с описанными выше узлами автобусов ЗИЛ-127 и ЗИЛ-158. Диаметр рабочего цилиндра равен 52 мм.

Изменение установки цилиндра диктовалось отсутствием

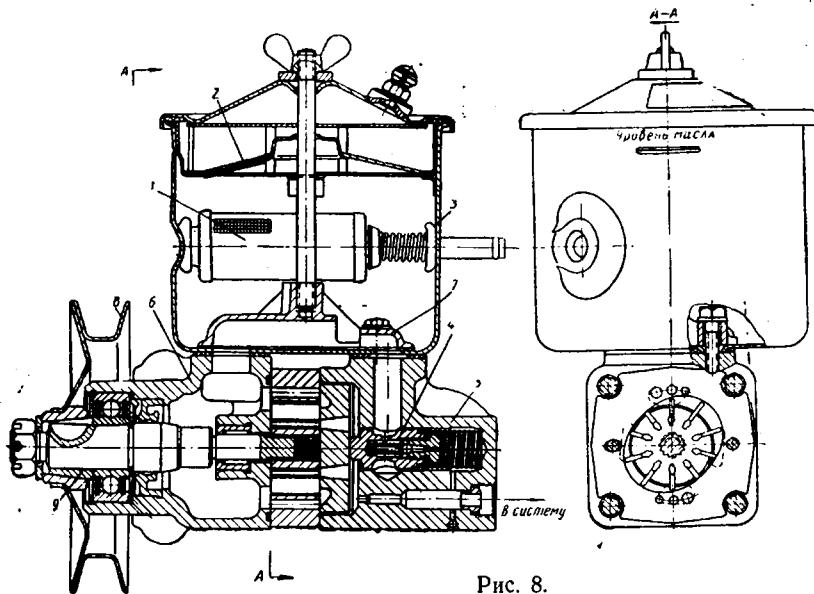
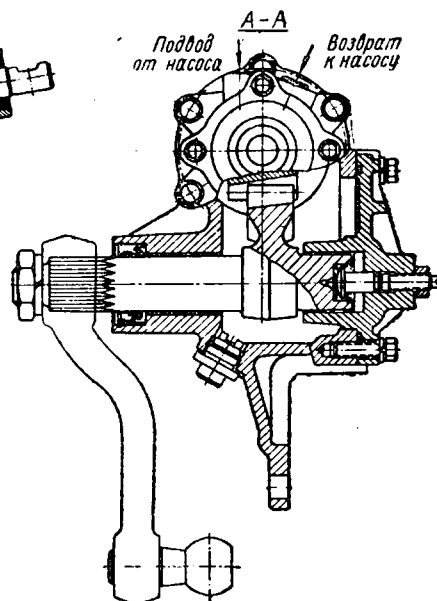


Рис. 8.

места для расположения его параллельно передней оси или рядом с продольной рулевой тягой.

2. Гидроусилитель, объединенный с рулевым механизмом, аналогичен описанному выше гидрорулевому управлению автомобиля ЗИЛ-111.

Этот гидроусилитель (рис. 7) снабжен рабочим цилиндром диаметром 90 мм. В отличие от гидрорулевого управления автомобиля ЗИЛ-111 его клапан управления расположен соосно с рабочим цилиндром. Клапан управления центрируется шестью пружинами и шестью парами реактивных плунжеров. Аварийный клапан расположен в корпусе клапана управления.

Винт в крышке цилиндра и поршне-рейке уплотняется чугунными упругими кольцами.

Передаточное отношение рулевого механизма 20:1 вместо 23,5:1 у выпускаемых в настоящее время автомобилей ЗИЛ-164 и ЗИЛ-157. Насос гидроусилителя рулевого механизма грузовых автомобилей (рис. 8) того же типа, что и насос автобуса ЗИЛ-127 и в значительной степени унифицирован с

Клапан расхода 4 расположен соосно с валом насоса. Такое расположение клапана уменьшает возможность его «зависания» вследствие деформации крышки 5, в которой он находится, при повышении давления. Клапан ограничивает максимальное давление в сети 65—70 кг/см<sup>2</sup>.

Масло, которое перепускается клапаном расхода при повышении скорости вращения вала насоса, принудительно направляется обратно в полость корпуса 6 насоса и в каналы всасывания. Для этой цели служит коллектор 7, внутренний канал которого соединяется с полостью бачки при помощи сравнительно небольшого отверстия. В результате этого с повышением скорости вращения вала насоса в каналах всасывания возникает повышающееся избыточное давление, которое благоприятно с точки зрения предотвращения кавитации и уменьшения шумности насоса.

Крепление шкива 8 на валу насоса усилено при помощи конической разрезной втулки 9.

Передаточное отношение привода 0,66:1.

Испытания выявили, что оба типа гидроусилителя обеспечивали легкое управление автомобилем и хорошую стабилизацию колес.

Применение гидроусилителя с отдельным от рулевого механизма цилиндром может быть целесообразно в случае необходимости использования стандартного рулевого механизма в связи с получением его со стороны по кооперации или при необходимости изготовления на заводе автомобилей как с гидроусилителями, так и без них. При этом не нужно организовывать производство двух различных рулевых механизмов. Однако гидроусилитель, объединенный с рулевым механизмом, существенно легче гидроусилителя с отдельным цилиндром. Разница в весе двух испытывавшихся гидроусилителей вместе с рулевыми механизмами, шлангами и другими деталями составляла 12 кг.

Гидроусилитель, объединенный с рулевым механизмом, требует применения меньшего числа шлангов меньшей длины. Его клапан и рабочий цилиндр, а также шланги лучше защищены от повреждений.

Поэтому решающим фактором при выборе типа гидроусилителя является возможность использования его на различных типах автомобилей, выпускаемых автозаводом.

Опыт эксплуатации грузовых автомобилей ЗИЛ показал, что значительную часть времени они работают вне дорог или на плохих дорогах.

В этих условиях, существенно отличающихся от условий эксплуатации грузовых автомобилей в США и европейских странах, гидроусилители рулевых механизмов необходимо применять на всех автомобилях ЗИЛ.

Учитывая изложенные выше преимущества, завод принял для подготовляемых к производству в ближайшие годы автомобилей ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и их модификаций свою оригинальную конструкцию рулевого механизма, объединенного с гидроусилителем.

Эффективность гидроусилителя на автомобиле ЗИЛ-130 грузоподъемностью 4 т с нагрузкой на переднюю ось 2445 кг равна 6,2 при давлении 31 кг/см<sup>2</sup>. Удельный объем гидроусилителя автомобиля ЗИЛ-130 равен 0,19 см<sup>3</sup>/кг.

При этом следует учитывать, что автомобиль ЗИЛ-130 допускает работу с нагрузкой 5,5 т при эксплуатации на дорогах I—II класса. В этих условиях удельный объем гидроусилителя автомобиля ЗИЛ-130 равен 0,17 см<sup>3</sup>/кг и, соответственно, выше максимальное давление при повороте.

Максимальное расчетное усилие на рулевом колесе равно 5,1 кг при нагрузке 4 т. Фактическое усилие на рулевом колесе не превышает 10 кг.

Максимальная скорость вращения рулевого колеса при 500 об/мин коленчатого вала двигателя 1,4 об/сек.

Эффективность гидроусилителя на трехосном автомобиле ЗИЛ-131 с регулируемым давлением воздуха в шинах не могла быть определена в связи с отсутствием экспериментальных данных о моменте трения колес о дорогу.

Величина максимального давления при повороте автомобиля ЗИЛ-131 достигает предельной величины 65—70 кг/см<sup>2</sup>, т. е. гидроусилитель используется полностью.

Удельный объем гидроусилителя автомобиля ЗИЛ-131 при нагрузке на передний мост 3450 кг равен 0,13 см<sup>3</sup>/кг.

Установка на автомобиле гидроусилителя рулевого механизма требует применения шланга высокого давления (рис. 9)

со стальными трубками, имеющими на концах стандартную двойную развальцовку. Преимуществами данной конструкции является ее компактность и улучшение расположения шланга в связи с возможностью придания конечным трубкам желательной конфигурации.

Заделка шланга в арматуре осуществляется путем одновременного равномерного обжатия последней в специальном восьмиклачковом приспособлении.

Шланг в насосе или гидроусилителе закрепляется гайкой, прижимающей его к коническому седлу из латуни, запрессованному в соответствующий корпус.

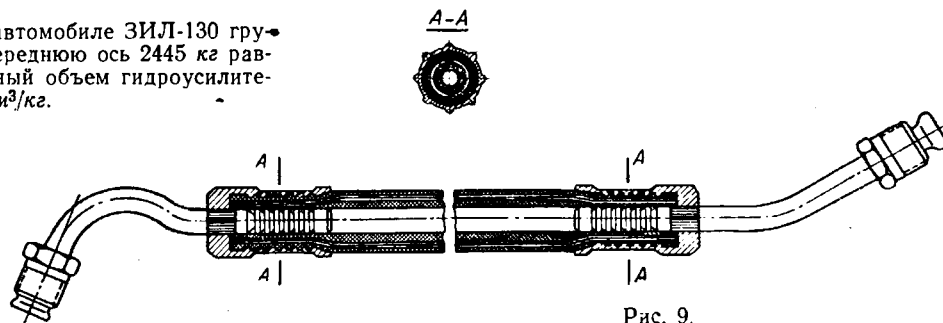


Рис. 9.

Приводимая оценка размера гидроусилителя по величине его удельного объема является более удобной и дающей более определенные критерии, чем оценка гидроусилителей по их эффективности.

Величина удельного объема гидроусилителей ЗИЛ для различных типов автомобилей колебалась от 0,13 до 0,19 см<sup>3</sup>/кг и только для гидроусилителя автобуса ЗИЛ-158 снижалась до 0,1 см<sup>3</sup>/кг.

Таким образом, на основании опыта Московского автозавода имени Лихачева для проектирования гидроусилителей может быть рекомендован удельный объем 0,1—0,2 см<sup>3</sup>/кг.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лысов М. И., «Автомобильная промышленность» № 12, 1958.
2. Гинцбург Л. Л., «Автомобильная промышленность» № 1, 1960.

## Сопротивление движению автомобиля ЗИЛ-150 на колесах с арочными и стандартными шинами

Канд. техн. наук В. М. СЕМЕНОВ, Р. Г. АРМАДЕРОВ

НАМИ

**В** НАМИ для определения преимуществ арочных шин проводились испытания автомобиля ЗИЛ-150 на колесах с арочными и стандартными шинами, оборудованного тензометрической аппаратурой.

Арочные шины размером 1140×700 модели Я-146А и стандартные шины размером 260—20" (рисунок протектора комбинированный) устанавливались последовательно на ведущих колесах. На передних колесах во всех случаях устанавливались стандартные шины модели И-125 размером 260—20".

Внутреннее давление в шинах размером 260—20" составляло 4,25 атм на задних колесах и 3 атм — на передних.

Автомобиль прошел предварительную обкатку в соответствии с требованиями ТУ и инструкции. Вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля при общем его весе 7400 кг с нагрузкой в кузове 3000 кг, составил 5300 кг.

Блок-схема тензометрической установки приведена на рис. 1. В качестве регистрирующего прибора применялся четырехшлейфовый осциллограф К-4-21, а в качестве усиливающего устройства — шестиканальный усилитель производства ЦНИИ МПС-6.

Питание поступало от последовательно соединенных двух автомобильных аккумуляторов через умформер (24 в/220 в).

Осциллографом регистрировались следующие величины: крутящие моменты на левой и правой полуосях, полное толка-

ющее усилие, передаваемое рессорами ведущего моста на раму; число оборотов двигателя в минуту. В ряде случаев вместо толкающего усилия и оборотов двигателя регистрировались скорость движения автомобиля и обороты ведущих колес в минуту.

Изменения чисел оборотов в минуту двигателя и ведущих колес, а также скорости движения автомобиля регистрировались на фотобумагу осциллографа в виде непрерывной линии. Испытания проводились со следующей целью.

1. Определить на разных поверхностях качения зависимость сопротивления движению автомобиля на колесах с арочными шинами от внутреннего давления воздуха в последних.

2. Сравнить моменты сопротивления движению автомобиля ЗИЛ-150 на колесах со стандартными и арочными шинами на различных грунтах и на снегу с оптимальными давлениями воздуха в арочных шинах (при этом испытания проводились в сравнительно легких дорожных условиях, не превышающих предела проходимости автомобиля со стандартными шинами).

3. Определить распределение усилий сопротивления движению испытуемого автомобиля по ведущему и ведомому мостам.

Испытания проводились осенью, зимой и летом в различных полевых условиях и на асфальтированном шоссе с нагрузкой в кузове 3 т.

Поверхность выбиралась песчаная влажностью 2—3%, глинистая влажностью 16—20%, заболоченная луговина, клеверные, пахота влажностью около 14%, поле, покрытое снегом глубиной 200—700 мм (свежевыпавшим «сухим» объемным весом при  $q=0,2\div0,25$  г/см<sup>3</sup>; тающим плотным при  $q=0,36\div0,39$  г/см<sup>3</sup>, рассыпчатым крупчатым с коркой наста и без нее при  $q=0,34\div0,4$  г/см<sup>3</sup>).

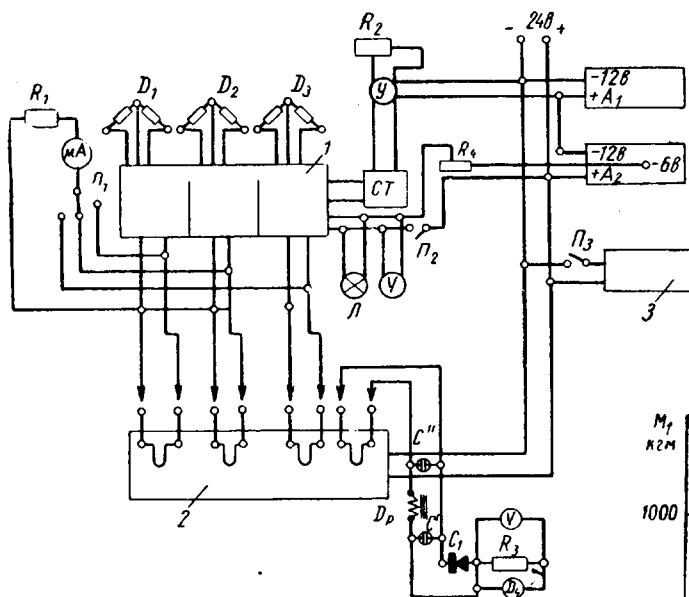


Рис. 1. Блок-схема тензометрической установки: 1 — усилитель; 2 — осциллограф; 3 — зарядная станция.

Шины во всех случаях сравнивались по возможности при работе в один день.

Внутреннее давление воздуха в арочных шинах устанавливалось 0,5; 1,0; 1,5 кг/см<sup>2</sup>, а в некоторых случаях — 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6 кг/см<sup>2</sup>, что позволяло точнее определить характер изменения сил сопротивления движению автомобиля в зависимости от давления в шинах.

В процессе испытаний определялись плотность, влажность, гранулометрический состав почвы и объемный вес снега.

Все эксперименты проводились в пределах Московской области.

Движение автомобиля по снежной целине горизонтального профиля. На рис. 2, а показаны кривые изменения суммарных крутящих моментов  $M_f$ , подведенных к ведущим колесам на арочных шинах, от внутреннего давления воздуха в этих шинах  $p_w$ .

Испытания проводились последовательно при движении автомобиля по талому слежавшемуся снегу ( $q=0,362$  г/см<sup>3</sup>;  $t_a = +2^\circ$ ) глубиной 330, 500 и 700 мм с равномерной скоростью 5 км/час (на первой передаче).

Из рисунка видно, что зависимость подведенного момента к ведущим колесам на арочных шинах модели Я-146А от внутреннего давления воздуха в них подчиняется трехчленному закону (близка к параболической зависимости).

Оптимальным давлением воздуха в шинах модели Я-146А для этого случая следует считать 1 атм.

С увеличением глубины снежного покрова значительно уменьшается вогнутость кривой изменения подведенных крутящих моментов от внутреннего давления воздуха в арочных шинах, что объясняется значительным увеличением общего сопротивления движению за счет нагребания снега передним буфером и другими выступающими частями автомобиля.

Движение по слежавшемуся талому снегу глубиной 700 мм было неустойчивым, из-за пробуксовки ведущих колес; испытываемый автомобиль часто терял способность к движению. Естественно, что в таких условиях изменение внутреннего давления воздуха в арочных шинах практически не влияло на изменение сопротивления движению.

При глубине такого же снега 500 мм автомобиль уверенно двигался без пробуксовки ведущих колес.

Испытания, проведенные на снежной целине, показали, что на свежевыпавшем снегу резко меняется характер кривой зависимости подведенного момента  $M_f$  от внутреннего давления в арочных шинах  $p_w$ . На рис. 3 показан характер изменения такой кривой при глубине снега 330 мм, объемном весе  $q=0,218$  г/см<sup>3</sup>, температуре воздуха  $-5 + -7^\circ$ . Оптимальное давление воздуха в шинах составляет 0,5 атм против 1 атм на талом снегу.

Суммарное значение крутящих моментов обеих полуосей при оптимальном внутреннем давлении воздуха в арочных шинах выше, чем в первом случае (705 кгм против 570 кгм).

На рис. 3 приведена также кривая зависимости суммарного крутящего момента  $M_f$ , подведенного к обеим колесам, от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в арочных шинах для крупчатого снега с ледяной коркой наста сверху (глубина 330 мм). Эта корка толщиной 15—20 мм выдерживала вес человека. Под коркой наста — крупнозернистый кристаллический снег ( $q=0,390$  г/см<sup>3</sup>) с малыми силами сцепления между кристалликами. Абсолютные значения величин сопротивления движению автомобиля и характер их изменения в данном случае практически такой же, как и при движении по талому снегу глубиной 200 мм (верхняя кривая на рис. 3 и 2, а).

Суммарное значение крутящих моментов обеих полуосей при оптимальном внутреннем давлении воздуха в арочных шинах равно 1120 кгм.

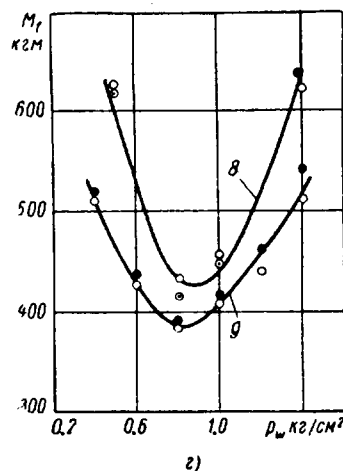
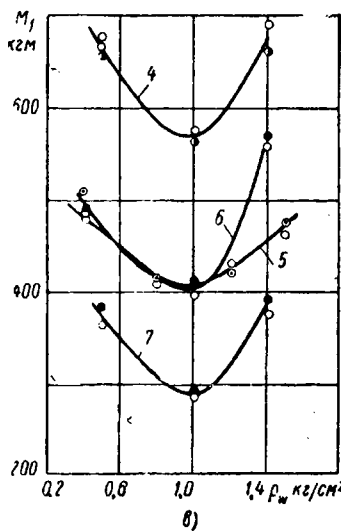
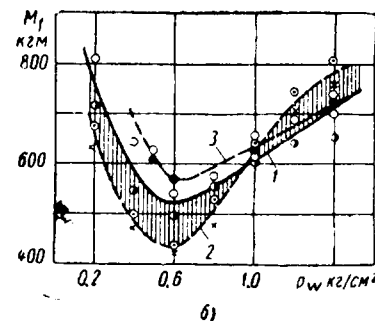
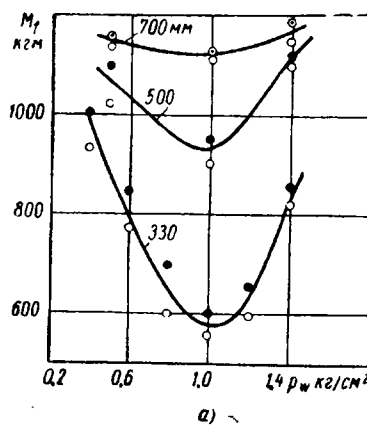


Рис. 2. Изменение суммарных крутящих моментов  $M_f$ , подведенных к ведущим колесам на арочных шинах, от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в этих шинах:

1, 3 — стандартные грунтозацепы (высота 60 мм); 2 — срезанный грунтозацеп; 4 — заболоченная луговина; 5 — незаболоченная луговина; 6 — влажная глина; 7 — клеверные; 8 — боронованная пахота; 9 — боронованная пахота.

При оптимальном внутреннем давлении воздуха в арочных шинах автомобиль по снегу с коркой наста двигался иногда с пробуксовкой ведущих колес, имело место повышенное сопротивление движению передних колес.

Зависимость крутящего момента сопротивления движению испытываемого автомобиля от внутреннего давления воздуха в арочных шинах модели Я-146 можно выразить уравнением  $M_f = 1375 p_w - 2750 p_w^2 + 1955$  для талого снега ( $q = 0.362 \text{ г/см}^3$ ) глубиной 300—350 мм. Трехчленным зависимостям подчиняются кривые и для других видов снега.

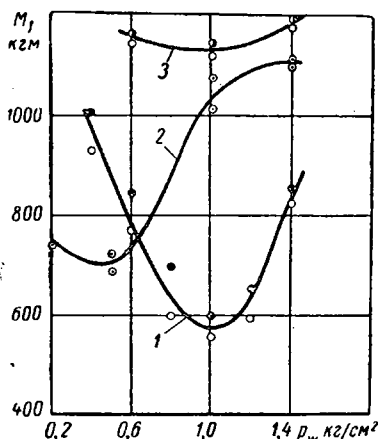


Рис. 3. Изменение момента  $M_f$  от внутреннего давления в арочных шинах при движении автомобиля по снегу: 1 — снежавшемуся при  $t = 0 \div +2^\circ$ ; 2 — свежевыпавшему при  $t = -5 \div -7^\circ$ ; 3 — крупчатому с ледяной коркой наста при  $t = 10^\circ$ .

Глубина колеи передних колес составляла 170 мм при глубине снежного покрова 330 мм, а при глубине последнего 500 мм достигала 290 мм.

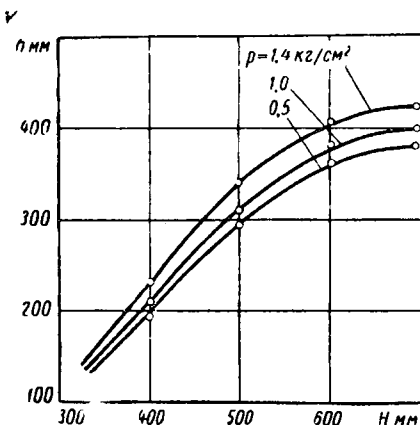


Рис. 4. Изменение глубины колеи ведущих колес  $h$  от глубины снежного покрова  $H$ .

Испытания автомобиля ЗИЛ-150 на снежной целине показали, что свежевыпавший снег глубиной порядка 300 мм и более, требующий оптимального давления воздуха 0,5 атм в арочных шинах, встречается редко.

Учитывая это, следует рекомендовать для движения автомобилей ЗИЛ-150 по снежной целине на колесах с арочными шинами модели Я-146 внутреннее давление воздуха 0,8—1 атм.

Движение автомобиля по сухому песку. На рис. 2, б представлена зависимость изменения суммарного крутящего момента  $M_f$ , подведенного к ведущим колесам от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в арочных шинах модели Я-146 при движении испытываемого автомобиля по сухому песку с установившейся скоростью 5 км/час.

Автомобиль на арочных шинах со срезанными грунтозацепами испытывался на сухом песке с целью определения влияния грунтозацепов на сопротивление движению. Опыт эксплуатации автомобилей на сухом песке дал основание ожидать определенный эффект при использовании арочных шин без грунтозацепов.

В заштрихованной части между кривыми 1 и 2 расположенные кривые, полученные при испытании автомобиля на арочных шинах с различной высотой грунтозацепов (15, 30 и 40 мм).

Испытания проводились летом на сухом песке в пойме реки при температуре окружающего воздуха  $+20 \div +25^\circ$ .

Влажность песка составляла 2,0% на глубине до 200 мм ( $q = 1,7 \div 1,8 \text{ г/см}^3$ ). На большей глубине влажность песка увеличивалась.

По гранулометрическому виду частицы диаметром 0,25—0,5 мм составили почти 70% от всего количества пробы песка, плотность которого на глубине 40 мм составляла 0,07 кг/см².

На рис. 2, б видно, что для движения испытываемого автомобиля по сухому песку оптимальное давление воздуха в арочных шинах должно быть 0,6 атм.

Кривая 2 пересекает кривую 1 в точке, соответствующей внутреннему давлению воздуха в арочных шинах 0,95 атм. При увеличении давления воздуха в арочных шинах выше 0,95 атм величина сопротивления движению автомобиля на арочных шинах со срезанными грунтозацепами по сравнению с автомобилем на арочных шинах, имеющих нормальные грунтозацепы, увеличивается до 10—12%, а при уменьшении давления ниже 0,95 атм наблюдается обратное явление.

При оптимальном значении воздуха в арочных шинах величина сопротивления движению автомобиля на шинах со срезанными грунтозацепами была на 18% ниже, чем у автомобиля на арочных шинах с полной высотой грунтозацепов.

Зависимость крутящего момента сопротивления движению испытываемого автомобиля от внутреннего давления воздуха в арочных шинах для сухого песка описанной выше характеристики в пределах  $p_w$  0,2—1,0 атм можно выразить уравнением

$$M_f = 1407 p_w^2 - 1690 p_w + 933.$$

Характер изменения кривой момента сопротивления движению автомобиля на арочных шинах модели Я-146, полученный при испытаниях на песке годом раньше, выражен кривой 3 на рис. 2, б.

Испытания проводились в поймах рек на песке с различным гранулометрическим составом. Разность значений моментов сопротивления движению (между кривой 3 и кривой 1) свидетельствует о степени влияния структуры и состояния речного песка на проходимость автомобиля.

На рис. 5 приведена кривая 2 изменения глубины колеи арочных шин с нормальной высотой грунтозацепов от внутреннего давления воздуха в последних (песок влажность 2%).

Глубина колеи арочных шин изменяется почти по линейному закону. При уменьшении внутреннего давления воздуха в арочных шинах с 1,4 до 0,4 атм глубина колеи уменьшается на 40 мм.

При внутреннем давлении воздуха в арочных шинах 1 атм глубина колеи ведущих колес была равна 70—80 мм (глубина колеи передних колес в среднем составляла 125—135 мм).

Движение автомобиля по заболоченной и незаболоченной луговине, по клеверу и по влажной глинистой почве. Участок заболоченной луговины в пойме реки горизонтально профиля постепенно переходил от мокрого луга к заболоченному с густым травяным покровом и небольшими кочками. Слой дерна колебался от 80 до 120 мм. Далее следовали последовательно слой торфа, суглинка и супеси. Влажность дернины составляла 260—280%, а супеси — 22%.

На рис. 2, в показана зависимость крутящих моментов сопротивления движению автомобиля от внутреннего давления воздуха в арочных шинах для описанной выше заболоченной луговины. Эта зависимость подчиняется параболическому закону. Оптимальным давлением воздуха следует считать 1 атм.

Характерно, что величина момента сопротивления движению автомобиля по заболоченной луговине при оптимальном давлении воздуха в арочных шинах близка к таковой при движении испытываемого автомобиля по талому снегу глубиной 330 мм.

При внутреннем давлении воздуха в арочных шинах 1 атм глубина колеи ведущих колес составляла 120 мм, глубина колеи передних колес достигала 150 мм.

На рис. 2, в показана зависимость моментов сопротивления движению автомобиля от внутреннего давления воздуха в арочных шинах при испытаниях на незаболоченной луговине, расположенной в низменном месте. Слой дернины этой луго-

вины 130—140 мм с последующим залеганием торфа влажностью 40—50% на глубину 50—80 мм. Под слоем торфа располагался суглинок влажностью 20—25%.

Кривая 5 отличается по своему виду от кривой 4. Она больше отличается от параболического вида, чем кривые, приведенные выше, и имеет менее выраженную вогнутость. Минимальное значение момента сопротивления движению автомобиля при оптимальном давлении воздуха в арочных шинах 1 атм равно 408 кгм.

Давление воздуха в арочных шинах 1 атм является оптимальным и для случая движения испытуемого автомобиля по влажной глинистой поверхности (рис. 2, в, кривая 6).

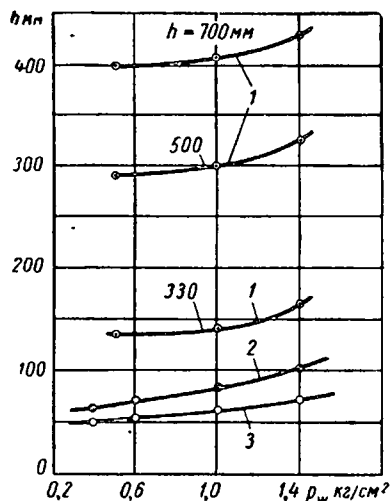


Рис. 5. Изменение глубины колеи арочных шин с нормальной высотой грунтозацепов от внутреннего давления воздуха в шинах:

1 — снег; 2 — песок (влажность 2%); 3 — боронованная пахота (влажность 16%).

Испытания проводились осенью в период обильного выпадения осадков.

Глина красного цвета в верхнем слое глубиной 70—80 мм обладала влажностью 17—18%. По мере увеличения глубины влажность глины резко уменьшалась.

Плотность верхнего слоя глины составляла 0,5—0,8 кг/см² на глубине 30—50 мм.

Кривая 6 сильно вогнута; ветви кривой несимметричного вида.

Изменение давления воздуха в арочных шинах с 1 до 1,4 атм увеличивает момент сопротивления движению автомобиля с 404 до 560 кгм.

Испытуемый автомобиль двигался по описанной выше поверхности уверенно; налипания глины на арочных шинах не наблюдалось. При оптимальном давлении воздуха в арочных шинах 1 атм автомобиль во время трогания с места на первой передаче разгонялся до третьей передачи и уверенно двигался со скоростью около 30 км/час.

Ведущие колеса при внутреннем давлении воздуха в арочных шинах 1 атм образовывали колею глубиной 40—50 мм, а передние колеса 70—80 мм.

На рис. 2, в также показана зависимость (кривая 7) моментов сопротивления движению от внутреннего давления в арочных шинах при движении испытуемого автомобиля по клеверу.

Участок поля, на котором проводились испытания, горизонтальный; клевер скошен за 2—3 недели до испытаний. Глубина дерна составляла 20—30 мм. Почва суглинистая плотностью около 20 кг/см², влажностью от 10 до 14%.

Закон изменения момента сопротивления автомобиля в зависимости от внутреннего давления воздуха в арочных шинах для данного случая выражается уравнением

$$M_f = 469p_w^2 - 900p_w + 721.$$

При оптимальном внутреннем давлении воздуха в арочных шинах 1 атм крутящий момент сопротивления движению на полуосях равен 290 кгм.

Движение автомобиля по неборонованной и боронованной пахоте. На рис. 2, г показаны зависимости момента сопротивления движению, измеренного на полуосях, от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в арочных шинах при движении испытуемого автомобиля по неборонованной (кривая 8) и боронованной (кривая 9) пахоте.

В первом случае испытания проводились на участке с суглинистой почвой влажностью 15—17%. Участок имел уклон 5°. Поэтому испытания проводились несколько раз при движении автомобиля в двух взаимно-противоположных направлениях.

Во втором случае автомобиль испытывался на боронованной пахоте также при движении в двух взаимно-противоположных направлениях. Почва была ближе к черноземной; влажность ее составляла 14—15% на глубине от 50 до 150 мм.

Кривая 9, соответствующая этому случаю испытаний, расположена несколько ниже кривой 8. В обоих случаях кривые имеют довольно ярко выраженную вогнутость. Оптимальное давление воздуха в арочных шинах 0,85—0,90 атм.

Уравнение изменения момента сопротивления движению  $M_f$  испытуемого автомобиля в зависимости от внутреннего давления воздуха  $p_w$  в арочных шинах для второго случая равно

$$M_f = 656p_w^2 - 1100p_w + 845.$$

Глубина колеи ведущих колес с изменением давления воздуха в арочных шинах от 0,4 до 1,4 атм увеличилась на 20 мм.

При движении испытуемого автомобиля по таким поверхностям, как снег, пахота и мокрая глина, наблюдалось значительное уплотнение почвы или снега в колее, созданной арочной шиной.

Это уплотнение особенно велико для талого снега и пахоты средней влажности (14—16%). Плотность по следу была в 8—10 раз больше плотности снега и пахоты нетронутой арочными колесами. Плотность почвы определялась с помощью плотномера Ревякина.

Коэффициент сопротивления движению испытуемого автомобиля на колесах с арочными шинами определялся путем деления значений суммарных крутящих моментов, подведенных к колесам (см. рис. 2), на силовой радиус [2] арочных колес и на вес автомобиля с учетом перераспределения веса.

Силовой радиус определялся экспериментально путем измерений радиальной деформации шин. На основании полученных результатов силовой радиус  $r_s$  на деформируемых поверхностях качения принят для арочных шин при оптимальном давлении воздуха (1,0 атм) 0,5 м, для стандартных шин 0,49 м.

Таблица 1

Поверхность качения	Оптимальное давление воздуха в кг/см²	Коэффициент сопротивления движению	Глубина колеи ведущего колеса в мм
Талый снег ( $H=300$ мм)	1,0	0,152	140
Сухой песок ( $H=250$ мм)	0,6	0,138	80
Влажная глина	1,00	0,107	50
Боронованная пахота	0,85	0,103	60
Клевернице	1,00	0,08	—

В табл. 1 приведены значения коэффициента сопротивления движению испытуемого автомобиля на арочных шинах для некоторых поверхностей при оптимальном внутреннем давлении воздуха.

Во время испытаний автомобиля с арочными шинами на песке и снежной целине выбирались сравнительно легкие дорожные условия. Эти условия не превышали предела проходимости автомобиля на колесах со стандартными шинами. Так, автомобиль со стандартными шинами мог устойчиво двигаться только по талому или свежеевыпавшему снегу глубиной 200 мм. На сухом песке он мог устойчиво двигаться при глубине песка 120—150 мм. На заболоченной луговине испытания проводились на участке перехода от мокрого луга к заболоченному.

В табл. 2 приведены данные по сравнительным испытаниям ведущих колес с арочными и стандартными шинами на различных поверхностях качения.

Регистрация на фотобумагу осциллографа крутящих моментов полуосей ведущего моста и силы сопротивления качению

Таблица 2

Поверхность качения	Внутреннее давление воздуха в шинах в кг/см <sup>2</sup>	$M_{лев} + M_{пр}$ в кг·м	$P_{подв}$ в кг	$\frac{P_1}{2}$ в кг	$\frac{P_2}{2}$ в кг	$f_k$
Глина (влажность 18%)	$\frac{1,0}{4,25}$	$\frac{2x2}{273,5}$	$\frac{400}{558}$	205	$\frac{195}{353}$	$\frac{0,073}{0,1335}$
Клеверие	$\frac{1,0}{4,25}$	$\frac{145}{150}$	$\frac{300}{306,5}$	125	$\frac{175}{181,5}$	$\frac{0,036}{0,0585}$
Пахота (влажность 14%)	$\frac{0,85}{4,25}$	$\frac{193}{284}$	$\frac{402,5}{580}$	210	$\frac{192,5}{370}$	$\frac{0,072}{0,140}$
Сухой песок	$\frac{0,6}{4,25}$	$\frac{270}{552}$	$\frac{540}{1150}$	260	$\frac{280}{850}$	$\frac{0,106}{0,335*}$
Заболоченная луговина	$\frac{1,0}{4,25}$	$\frac{275}{310}$	$\frac{543}{633}$	280	$\frac{263}{370}$	$\frac{0,098}{0,138}$
Талый снег ( $q=0,362$ г/см <sup>2</sup> )	$\frac{1,0}{4,25}$	$\frac{290}{635}$	$\frac{570}{1295}$	250	$\frac{320}{1045}$	$\frac{0,121}{0,387*}$

Принятые обозначения:

- $\frac{P_{подв}}{2}$  — окружная сила на ведущем колесе (одном аромном или двух стандартных);
- $\frac{P_2}{2}$  — сила сопротивления качению ведущего аромного колеса или двух ведущих стандартных колес;

Для каждой поверхности движения верхние значения относятся к аромным шинам, нижние — к стандартным.  
\*С пробуксовкой ведущих колес.

ведомых колес при установившемся режиме движения автомобиля дала возможность получить величину коэффициента сопротивления качению одного ведущего аромного или двух ведущих стандартных колес.

Коэффициент сопротивления качению указанных выше ведущих колес определялся по формуле

$$f_k = \frac{\frac{M_{лев} + M_{пр}}{2r_c} - \frac{P_1}{2}}{G'_k},$$

где  $M_{лев}$  — крутящий момент, подведенный к левому аромному колесу или к двум левым стандартным колесам;

$M_{пр}$  — крутящий момент, подведенный к правому аромному колесу или к двум стандартным колесам;

$P_1$  — сила сопротивления качению ведомых колес;

$r_c$  — силовой радиус ведущих колес;

$G'_k$  — вес автомобиля, приходящийся на ведущие одно аромное колесо или два стандартных с учетом перераспределения веса.

В табл. 2 приведены данные по аромным шинам для сухого песка глубиной  $H=200$  мм и талого снега глубиной  $H=330$  мм.

При испытаниях грузового автомобиля ЗИЛ-150 на колесах с аромными шинами на сухом песке глубиной 120—150 мм и талом снеге глубиной 200 мм был получен коэффициент сопротивления качению ведущего аромного колеса, по своей величине незначительно отличающийся от приведенных в табл. 2.

Коэффициент сопротивления качению аромного колеса в последнем случае был меньше, чем в табл. 2, на 5—7% (сухой песок, талый снег).

Это объясняется тем, что с уменьшением глубины сухого песка или снежного покрова уменьшается затрата работы на деформацию песка или снега, но затрата работы на деформацию самой аромной шины почти пропорционально увеличивается.

Из табл. 2 видно, что на таких поверхностях качения, как глина, пахота, переходящая в болото луговина, величина

коэффициента сопротивления качению ведущего аромного колеса на 30—50% ниже, чем у двух ведущих стандартных колес.

При движении испытуемого автомобиля по сухому песку и снегу коэффициент сопротивления качению ведущего аромного колеса в 3 раза меньше, чем у двух ведущих стандартных колес (движение стандартных ведущих колес с пробуксовкой, глубина песка не более 200 мм, снега не более 300 мм).

Испытания автомобиля на клеверие не выявили существенной разницы в коэффициентах сопротивления качению между аромными и стандартными ведущими колесами.

Во время движения автомобиля по асфальту коэффициент качения ведущего аромного колеса был равен 0,025, что примерно на 15% выше коэффициента качения двух ведущих стандартных колес. Это подтверждается испытаниями грузового автомобиля ЗИЛ-150 по расходу топлива. При движении испытуемого автомобиля на аромных шинах по асфальтированному шоссе расходы топлива были на 10—15% выше, чем у автомобиля ЗИЛ-150 со стандартными шинами при движении по тому же шоссе с одинаковыми скоростями.

Благодаря описанной выше методике одновременной регистрации нескольких процессов на фотобумагу осциллографа удалось получить ясное представление о распределении усилий сопротивления движению испытуемого автомобиля по ведомому и ведущему мостам.

Регистрируемая на фотобумагу величина толкающей силы рессор ведущего моста при установившемся режиме движения автомобиля и при отсутствии нагребания грунта или снега передним буфером, картерами мостов и другими выступающими частями является силой сопротивления качению ведомых колес.

Таблица 3

Поверхность качения	Передний мост		Задний мост	
	стандартные шины	стандартные шины	аромные шины	аромные шины
Снег (глубина 200 мм)	507	1890*	612	
Песок (глубина 130 мм)	525	1815*	543	
Пахота (влажность 14%)	437	752	385	
Влажная луговина	560	753	525	
Глина (влажность 18%)	420	717	385	
Клеверие	245	367	350	

\* Движение автомобиля с 80—90-процентной пробуксовкой ведущих колес.

В табл. 3 приведено распределение по мостам сил сопротивления (в кг) при установившемся движении испытуемого автомобиля в сравнительно легких дорожных условиях: мокрый снег и сухой песок небольшой глубины, боронованная пахота влажностью 14%, клеверие, луговина, близкая к заболоченной, глина влажностью 18% и глубиной до 70 мм.

Из данной таблицы видно, что в случае, когда автомобиль движется на колесах с аромными шинами модели Я-146А, усилия сопротивления движению распределяются по мостам примерно поровну.

Близкое к этому распределение по мостам получается и у испытуемого автомобиля на колесах со стандартными шинами при движении по пахоте, клеверию, луговине, влажной глине, кроме движения по снегу и песку.

В последнем случае силы сопротивления, приходящиеся на ведущий мост со стандартными колесами, в 3—4 раза больше таковых, приходящихся на передний мост.

При испытаниях автомобиля на колесах с аромными шинами модели Я-146А в более тяжелых дорожных условиях (талый снег глубиной 400 мм и более, сухой снег с ледяной коркой глубиной 300 мм и более, сухой песок глубиной 300 мм и более) распределение усилий по мостам получалось иное.

В данном случае силы сопротивления, относящиеся к переднему мосту, выше этих сил, приходящихся на задний мост, на 40%.

Это особенно характерно для глубокого снежного покрова (от 400 мм и более), когда автомобиль буфером начинал нагребать перед собой снег.

### Выводы

1. Оптимальным внутренним давлением воздуха в ародных шинах модели Я-146А грузового автомобиля типа ЗИЛ-150 следует считать 0,8—1 атм для снега; 0,6—0,7 атм для песка и 0,9—1 атм для влажной глины, пахоты, близкой к черноземной, и луговины.

2. На таких поверхностях качения, как влажная глина, глубиной 70 мм, пахота, заболоченная луговина, коэффициент сопротивления качению ведущего ародного колеса с шинами на 30—50% ниже, чем у двух ведущих стандартных колес. При движении автомобиля по песку и снегу глубиной до 200 мм коэффициент сопротивления качению ведущего ародного колеса примерно в 3 раза меньше, чем у двух ведущих стандартных колес.

3. В случае движения испытуемого автомобиля на колесах с ародными шинами модели Я-146А в условиях бездорожья усилия сопротивления движению распределяются по мостам примерно поровну с тенденцией увеличения на передний мост по сравнению с ведущим мостом на глубоких снежных или песчаных участках. В последнем случае силы сопротивления, относящиеся к переднему мосту, могут быть выше до 40% сил, приходящихся на задний мост.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Блок Л. С., Основные графические методы обработки опытных данных, Машгиз, 1951.
2. Кнороз В. И., Петров И. П., Шелухин А. С., «Автомобильная промышленность» № 4, 1961.

## Исследование защитных свойств гидродинамических передач против крутильных колебаний

Канд. техн. наук Б. А. ПЫЛОВ, канд. техн. наук А. А. ПОЛЕЖАЕВ, Ю. А. ГАВРИКОВ, В. И. СТРЕЛЬЦОВ

МВТУ имени Баумана

**ЗАЩИТНЫЕ** свойства гидромеханических передач, так же как и внутренняя их автоматичность, обусловлены наличием в них гидравлического элемента (гидродинамической муфты или гидродинамического трансформатора) и реализуются в зависимости от схемы трансмиссии. В последовательных схемах, в которых через гидравлический элемент на трансмиссию передается полная мощность двигателя и целиком все динамические импульсы, защитные свойства определяются только гидравлическим элементом. В двух- и многопоточных схемах защитные свойства гидротрансформаторов, по всей вероятности, определяются величиной доли мощности, передаваемой гидравлическим элементом, а также соотношением механических характеристик параллельных ветвей трансмиссии.

О способности гидротрансформаторов задерживать крутильные колебания до настоящего времени не было единого мнения и полной определенности [1]—[3]. Расхождения в результатах исследований различных авторов дают основания предполагать, что значения частоты и амплитуды крутильных колебаний, пропускаемых гидротрансформаторами, являются индивидуальными свойствами каждой трансмиссии.

Для определения качественной и количественной оценки гидротрансформатора как защиты от крутильных колебаний и выяснения условий полной надежности такой защиты в последовательном потоке мощности были проведены экспериментальные исследования.

В основу методики исследований было положено допущение, что гидротрансформатор делит крутильную систему на две части, к одной из которых принадлежит насосное колесо, а к другой — турбинное. Каждая из этих частей имеет свою собственную частоту колебаний и связана с другой посредством жидкости в гидротрансформаторе.

Было установлено, что с точки зрения собственной частоты обе части системы не оказывают заметного влияния друг на друга, а такой подход к вопросу оказался удобным для решения поставленной задачи.

Исследования проводились на специальном стенде (рис. 1), изготовленном на кафедре Гусеничных машин МВТУ имени Баумана. Этот стенд обладает возможностью бесступенчатого и независимого регулирования чисел оборотов ведущего и ведомого валов в обоих направлениях вращения и в широком диапазоне, начиная с нуля, способностью путем простого перемещения двух ползунков реостатов быстро изменять функции ведущего и ведомого валов на противоположные, позволяя осуществлять испытания различных узлов и агрегатов трансмиссии, а также всей трансмиссии в целом.

Возбуждение крутильных колебаний на насосной части крутильной системы стенда осуществлялось вибратором инерционного типа (рис. 2). Водило планетарного ряда вибратора связано с насосным валом, а солнечная шестерня имеет отдельный электропривод. На сателлитах крепятся неуравновешенные

грузики, которые при вращении сателлитов вокруг своих осей создают возмущающий гармонический момент.

$$M = 18,14 \cdot 10^{-9} G k n_2 (n_2 \pm 2n_n) \sin \omega_2 t,$$

где  $G$  — вес одного неуравновешенного грузика;

$n_n$  — число оборотов насосного вала (водила);

$n_2$  — число оборотов сателлитов;

$\omega_2$  — угловая скорость вращения сателлитов;

$t$  — время;

$k$  — число пар неуравновешенных грузиков.

Амплитудное значение гармонического момента обозначается  $M_{\text{вибр}}$ .

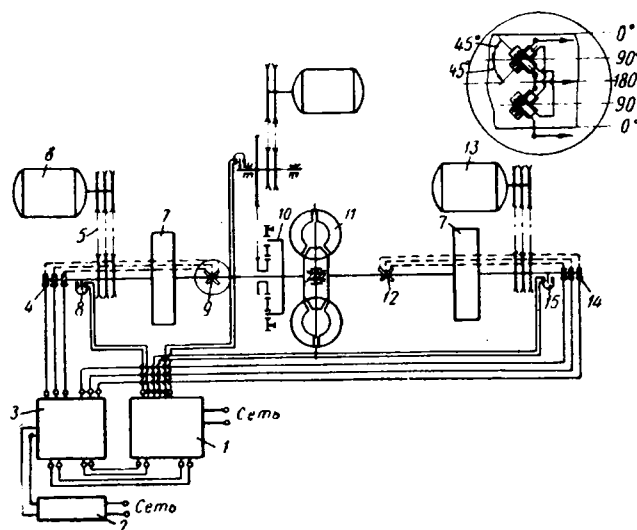


Рис. 1. Принципиальная схема стенда:

1 — осциллограф; 2 — блок питания; 3 — усилитель; 4, 14 — ртутные токостемники; 5 — клиноремная передача; 6 — электродвигатель; 7 — маховики; 8, 15 — электромагнитные датчики оборотов; 9 — проволоочные датчики на насосном валу; 10 — вибратор; 11 — гидротрансформатор; 12 — проволоочные датчики турбинного вала; 13 — генератор.

До настоящего времени при экспериментальных исследованиях крутильных колебаний в качестве источника возмущений обычно всеми применялся двигатель внутреннего сгорания, который одновременно давал целую гамму частот колебаний при неопределенном и непостоянном значении их амплитуд.



Принятый для исследований вибратор позволяет осуществлять нагружение системы возмущающим гармоническим моментом только одной требуемой частоты при широком диапазоне выбираемых частот от нуля до максимума, ограничивае-

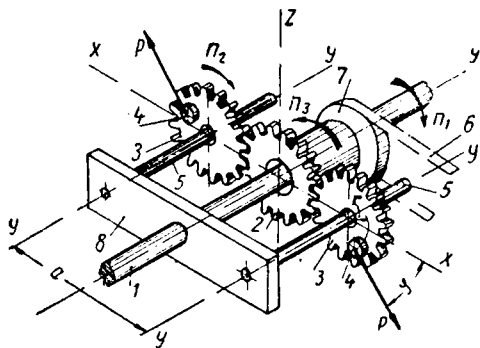


Рис. 2. Принципиальная схема вибратора:

1 — насосный вал; 2 — солнечная шестерня; 3 — сателлиты; 4 — грузики (неуравновешенные массы); 5 — оси сателлитов; 6 — клиноременная передача; 7 — шкив; 8 — водило.

мого лишь надежностью привода вибратора. Амплитудные значения момента определенной величины также легко устанавливаются с помощью соответствующего подбора неуравновешенных грузиков. Это позволяет обеспечить постоянную величину

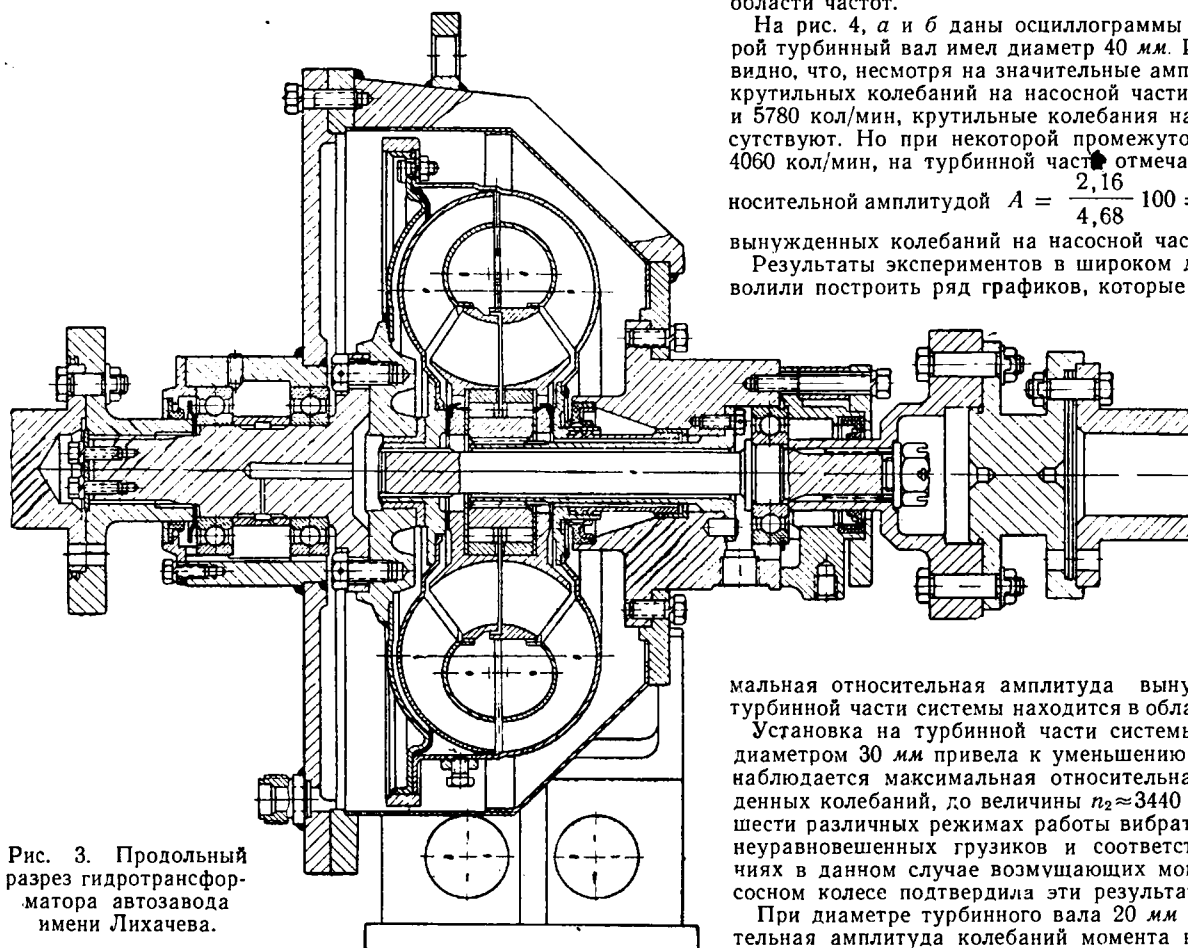


Рис. 3. Продольный разрез гидротрансформатора автозавода имени Лихачева.

амплитуды возмущающего момента при всех частотах, что имеет большое значение для правильной оценки результатов экспериментов.

В качестве объекта испытания на стенде был использован комплексный гидродинамический трансформатор Московского автозавода имени Лихачева (рис. 3). Эксперименты проводились при неизменной крутильной системе насосной части уста-

новки, нагружаемой возмущающим моментом с амплитудой постоянной величины ( $M_{внбр} = 15 \text{ кгм}$ ) на всех частотах. В процессе проведения трех циклов экспериментов крутильную систему турбинной части изменяли путем установки сменных валов диаметром 40, 30 и 20 мм, что соответствовало этой части системы соответственно различные значения собственной частоты колебаний.

Оценку способности гидротрансформатора задерживать колебания следует производить по измерениям вынужденных колебаний на турбинном валу при наложении возмущающего момента на насосном валу. Вынужденные колебания момента на насосном валу воздействуют на турбинный вал через жидкостный гидрозелент и являются для этого вала возмущающим моментом. Но если насосный вал может нагружаться возмущающим моментом постоянной величины, то передаваемые через жидкость от насосного вала импульсы вынужденных колебаний на турбинный вал будут изменяться по амплитуде в соответствии с резонансной кривой насосного вала (рис. 5, а). Ввиду непостоянности величины амплитуды вынужденных колебаний момента на насосном валу ( $M_n$ ), способность гидрозелента задерживать крутильные колебания целесообразно оценивать не по абсолютной величине амплитуды колебаний момента на турбинном валу ( $M_k$ ), а по относительной величине этой амплитуды

$$A = \frac{M_k}{M_n} 100\%.$$

Опыты, проведенные на различных режимах гидротрансформатора, опровергают представления о гидропередаче как надежной защите против крутильных колебаний только одной области частот.

На рис. 4, а и б даны осциллограммы для системы, в которой турбинный вал имел диаметр 40 мм. Из этих осциллограмм видно, что, несмотря на значительные амплитуды вынужденных крутильных колебаний на насосной части, при частоте их 2310 и 5780 кол/мин, крутильные колебания на турбинной части отсутствуют. Но при некоторой промежуточной частоте, равной 4060 кол/мин, на турбинной части отмечаются колебания с относительной амплитудой  $A = \frac{2,16}{4,68} 100 = 46\%$  от амплитуды вынужденных колебаний на насосной части (рис. 4, в).

Результаты экспериментов в широком диапазоне частот позволили построить ряд графиков, которые показывают, что макси-

мальная относительная амплитуда вынужденных колебаний турбинной части системы находится в области  $n_2 = 4000 \text{ кол/мин}$ .

Установка на турбинной части системы более тонкого вала диаметром 30 мм привела к уменьшению частоты, при которой наблюдается максимальная относительная амплитуда вынужденных колебаний, до величины  $n_2 \approx 3440 \text{ кол/мин}$ . Проверка на шести различных режимах работы вибратора при разных весах неуравновешенных грузиков и соответственно разных значениях в данном случае возмущающих моментов  $M_{внбр}$  на насосном колесе подтвердила эти результаты.

При диаметре турбинного вала 20 мм максимальная относительная амплитуда колебаний момента наблюдалась уже при частоте  $n_2 \approx 2100 \text{ кол/мин}$ .

График на рис. 5 показывает, как при одних и тех же условиях колебаний насосной части в широком диапазоне частот (рис. 5, а) меняется относительная величина амплитуды крутильных колебаний на турбинном валу (рис. 5, б) для разных характеристик его системы.

Если учесть, что теоретическая собственная частота турбинной части системы  $n_{тсб}$  при диаметре сменного вала 40, 30 и 20 мм равна соответственно 3320, 3040 и 2200 кол/мин, то



легко убедиться, что максимальные относительные амплитуды колебаний на турбинной части наблюдаются при резонансе ее с колебаниями на насосной части системы. Можно предполагать, что колеблющаяся сторона всегда воздействует на другую часть системы через жидкость в гидроэлементе. Но воздействие это настолько ослаблено в жидкости, что проявляется

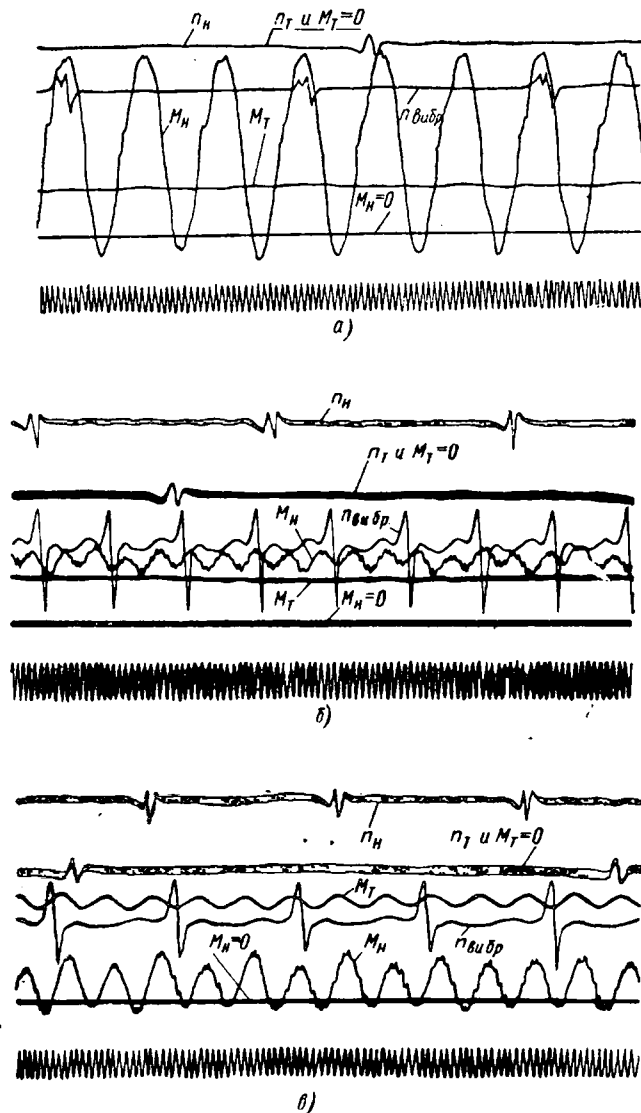


Рис. 4. Осциллограммы процесса крутильных колебаний системы при диаметре насосного вала  $d_n = 40$  мм и турбинного  $d_T = 40$  мм, при  $n_n = 800$  и  $n_T = 400$  об/мин:

а —  $n_2 = 2310$  кол/мин,  $M_n = 20,5$  кгм,  $M_k = 0$ ; б —  $n_2 = 5780$  кол/мин,  $M_n = 1,94$  кгм,  $M_k = 0$ ; в —  $n_2 = 4060$  кол/мин,  $M_n = 4,68$  кгм,  $M_k = 2,16$  кгм.

лишь на режимах, близких к резонансным для другой части системы. Многочисленные опыты показали, что величина максимальной амплитуды крутящего момента вынужденных колебаний на турбинной части не превышает 50% от величины амплитуды вынужденных колебаний на насосной части системы и 7 кгм по абсолютной величине. Если же частота вынужденных колебаний насосной части системы отличается на 500—700 кол/мин от собственной частоты турбинной части, то пропуска колебаний на последнюю через гидротрансформатор практически не обнаруживается.

Анализ результатов экспериментов позволил обнаружить большое влияние величины скольжения в гидроэлементе  $i_{тн}$  на степень прохождения через него крутильных колебаний. График на рис. 6 показывает, что наибольшие относительные амплитуды крутильных колебаний турбинной части системы наблюдаются при максимальном скольжении  $i_{тн} = 0$ . Если в

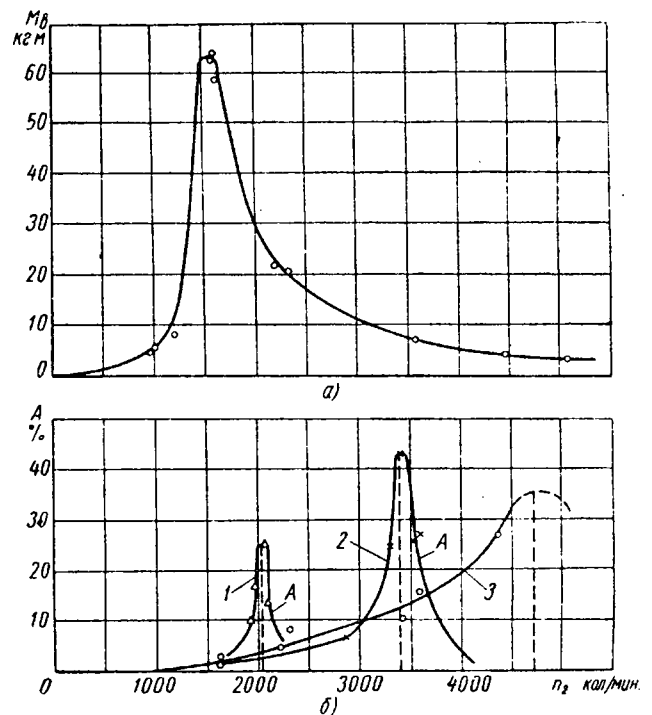


Рис. 5. Абсолютная амплитуда крутильных колебаний на валу насосного колеса ( $M_n$ ) и относительная амплитуда крутильных колебаний на валу турбинного колеса ( $A$ ) в зависимости от частоты колебаний, при диаметрах турбинного вала  $d_m = 40, 30$  и  $20$  мм,  $n_k = 800$  об/мин,  $i_{тн} = 0,5$  и разных  $M_{вибр}$ : 1 — при  $M_{вибр} = \text{var}$  от  $G = 16$  г на валу диаметром  $20$  мм; 2 — при  $M_{вибр} = \text{var}$  от  $G = 43,3$  г на валу диаметром  $30$  мм; 3 — при  $M_{вибр} = 15$  кгм и  $i_{тн} = 0$  на валу диаметром  $40$  мм.

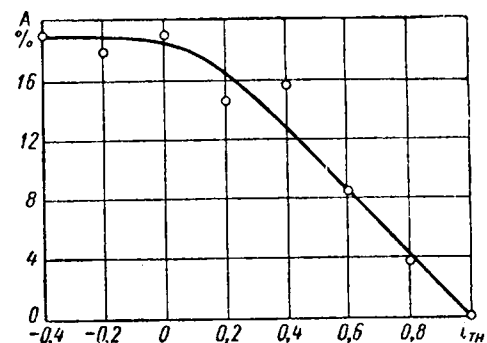


Рис. 6. Относительная амплитуда крутильных колебаний на валу турбинного колеса, в зависимости от  $i_{тн}$  при  $M_{вибр} = \text{var}$  от груза  $G = 12,6$  г,  $n_n = 500$  об/мин,  $n_2 = 2070$  кол/мин.

гидроэлементе нет скольжения, т. е.  $i_{тн} = 1$ , колебания на турбинной части наименьшие и в большинстве случаев отсутствуют даже при совпадении частоты вынужденных колебаний с собственной частотой турбинной части. В случае отрицательных величин  $i_{тн}$ , что соответствует противоположному вращению турбинного вала относительно насосного, амплитуды колебаний турбинного вала остаются постоянными и равными амплитудам колебаний этого вала при  $i_{тн} = 0$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев А. П., Основы гидродинамического преобразования механической энергии (турбопередачи). Наркомвоенмор, 1934.
2. Гавриленко Б. А. и Минин В. А., Гидродинамические муфты, Обorongиз, 1959.
3. Ва-п-и-и-И. «Известия Высших учебных заведений, Машиностроение» № 8, 1960, изд. МВТУ им. Баумана.

# Устройство для измерения мгновенных значений расходов топлива и воздуха

В. И. НИКОЛАЕВ  
НАМИ

В ПОСЛЕДНЕЕ время проявляется большой интерес к исследованиям работы автомобильных карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. Этот интерес вполне понятен, так как испытания двигателей на неустановившихся режимах позволяют определять показатели его работы в условиях, наиболее близких к условиям эксплуатации.

Широкому распространению новых методов испытаний до последнего времени препятствовало отсутствие достаточно точных и стабильных приборов для измерения мгновенных значений параметров работы двигателя: крутящего момента, скорости вращения, угла опережения зажигания, расходов топлива и воздуха и т. п. Если, например, измерение крутящего момента в настоящее время может с достаточной точностью осуществляться динамометрическими индуктивными муфтами или муфтами с тензодатчиками, то для измерений мгновенных расходов топлива и воздуха по существу не было создано работоспособных приборов.

Отделом приборов НАМИ изготовлен экспериментальный образец устройства для измерений мгновенных расходов топ-

ких листов слюды. На оси крыльчатки укреплен флажок 5, перекрывающий при каждом обороте крыльчатки луч света, посылаемый лампой 6 с точечной нитью и сфокусированный линзой 7, находящейся на конце трубки 8. Луч направлен в центральную часть фотосопротивления 9 типа ФС-А4, укрепленного на противоположной стороне корпуса 1. Вторичная фокусировка луча производится второй линзой, установленной в приемной трубке фотосопротивления.

Фотосопротивление 9 и три других постоянных сопротивления 10, 11 и 12 (82 ком, 0,25 вт) образуют измерительный мостик, питание которого осуществляется батареей 13 типа 100 АМЦГ-У-2,0 напряжением 100 в. Прерывание флажком 5 луча света вызывает мгновенное возрастание электрического сопротивления фотосопротивления 9 и соответствующее изменение тока в измерительной диагонали моста. Это изменение тока, носящее характер импульса, регистрируется шлейфом 14 осциллографа. Таким образом, число импульсов тока на осциллограмме соответствует числу оборотов крыльчатки 4, что в свою очередь, как показала тарировка прибора, во всем диапазоне возможных расходов воздуха двигателем строго пропорционально этим расходам. Для прибора в данном исполнении один оборот крыльчатки 4 (или один импульс тока на осциллограмме) соответствует расходу 0,417 л воздуха.

Прибор для измерения мгновенных расходов топлива имеет аналогичное устройство. С целью учета изменения уровня топлива в поплавковой камере карбюратора при неустановившихся режимах работы двигателя подвод топлива к измерительной крыльчатке 15 осуществляется по трубке 16 из поплавковой камеры. Все каналы карбюратора из поплавковой камеры (кроме канала, в котором установлен обратный клапан ускорительного насоса) заглушены, и отвод топлива от измерительной крыльчатки 15 и подвод его ко всем дозирующим системам карбюратора осуществляются по трубке 17.

Клапан экономайзера изолирован от поплавковой камеры эластичной латоканью, через которую шток ускорительного насоса открывает клапан при полном открытии дроссельной заслонки. Топливо подводится к клапану через специальное отверстие в корпусе карбюратора от той же питающей трубки 17. Нормальная работа карбюратора с таким устройством совершенно не нарушается.

Расход топлива ускорительным насосом определяется путем измерения количества подаваемого им топлива за полный ход поршня. Для данного образца карбюратора производительность ускорительного насоса составляет 1,25 см<sup>3</sup> за один ход.

Во время работы двигателя поток бензина, направляемый по трубке 16 к измерительной крыльчатке 15 и отводимый от нее по трубке 17 ко всем дозирующим системам карбюратора, заставляет крыльчатку вращаться. При своем вращении крыльчатка пересекает луч света, идущий от точечной лампы 18 к фотосопротивлению 19 (также типа ФС-А4). Луч сфокусирован линзой 20, установленной в средней части корпуса 21 прибора. Верхняя часть прибора поддерживается текстолитовой панелью 22, привернутой к крышке поплавковой камеры карбюратора.

Схема измерительного моста прибора для измерения расхода топлива совершенно аналогична описанной выше. Фотосопротивление 19 также является одним из плеч измерительного мостика, в котором три других плеча образованы постоянными сопротивлениями 23, 24 и 25 (82 ком, 0,25 вт). Импульсы тока, подаваемые на шлейф 26, в этом приборе соответствуют не одному полному обороту крыльчатки 15, а повороту одной ее лопасти, т. е.  $\frac{1}{4}$  оборота.

Крыльчатка 15 изготовлена из латунной фольги толщиной 0,05 мм и приклеена к оси, в качестве которой использована ось маятника карманных часов 2-го ГЧЗ.

При тарировке прибора установлено, что один импульс тока на осциллограмме (рис. 2) соответствует расходу 0,05 см<sup>3</sup> топлива (а).

Обе лампы 6 и 18 получают питание от 12-вольтовой аккумуляторной батареи 27 (рис. 1).

Описанная схема обеспечивает получение токов шлейфов

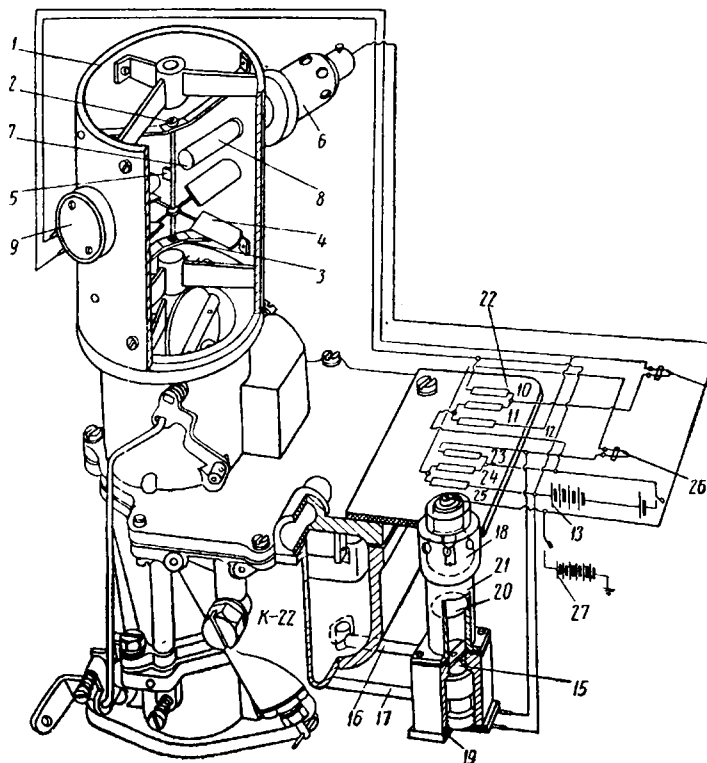


Рис. 1.

лива и воздуха. При измерении расхода топлива учитывается влияние изменения уровня топлива в поплавковой камере карбюратора, наблюдающееся при неустановившихся режимах работы двигателя. Испытания этого измерительного устройства показали, что оно обладает всеми необходимыми качествами и может быть рекомендовано для использования при любых видах исследования двигателя, в том числе и при разгонных испытаниях на шасси автомобиля.

В основу измерения расходов топлива и воздуха положен один и тот же принцип.

Для измерения мгновенных расходов воздуха над входным патрубком карбюратора устанавливается специальное измерительное устройство (рис. 1).

В корпусе 1 на двух подшипниках 2 и 3 часового типа установлена на оси крыльчатка 4, каркас которой изготовлен из алюминиевых трубочек диаметром 1 мм, а лопасти — из тон-

около 100 мка, что позволяет записывать их непосредственно с измерительных мостиков без предварительного усиления.

Степень инерционности прибора проверяется на устройстве для измерения расходов воздуха, поскольку более значительные размеры крыльчатки 4 по сравнению с крыльчаткой 13 могли вызвать сомнения в достаточной скорости реагирования этой крыльчатки на изменение скорости потока. Основанием для таких сомнений служили также соображения о возможном отрицательном влиянии на инерционность измерительного устройства значительно меньшей плотности воздушного потока по сравнению с бензиновым.

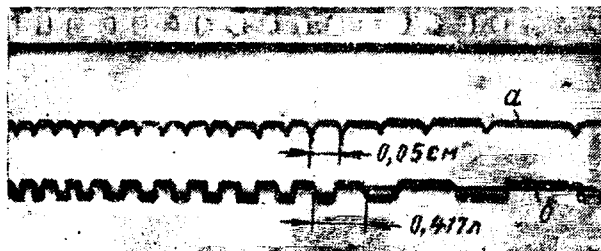


Рис. 2.

Проверка осуществлялась следующим образом. При установленном воздушном потоке определенной величины крыльчатка 4 затормаживалась, включалась запись процесса на осциллограф, и затем крыльчатка освобождалась. Время разгона крыльчатки до установившейся скорости вращения, соответ-

ствующей данному расходу воздуха (рис. 2, б), составило менее  $1/300$  сек.

Преимущества данного прибора перед другими известными измерительными устройствами подобного назначения следующие:

1. Исключительно высокая надежность и стабильность работы (тарировки прибора, произведенные перед началом работы, в процессе испытаний и после 28 час. непрерывной работы, показали одинаковые результаты).
2. Отсутствие необходимости установления масштаба диаграмм (обработка осциллограмм сводится к простому подсчету числа импульсов).
3. Возможность применения любых шлейфов с любой (даже не известной) степенью чувствительности и отсутствие необходимости ее определять. Чувствительность шлейфов 14 и 26 (рис. 1) должна быть лишь такой, чтобы последние могли регистрировать импульсы тока.
4. Строгая линейность зависимости расходов от числа импульсов тока, сохраняющаяся во всем диапазоне возможных расходов топлива и воздуха.
5. Отсутствие необходимости установки воздухомера, ресивера и т. п. (на карбюратор, снабженный описанным измерительным устройством, может быть установлен стандартный воздухоочиститель). Благодаря этому исключается внесение искажений в характеристику карбюратора, в большей или меньшей степени неизбежных при любых других способах измерения расхода воздуха.
6. Простота измерительной схемы (дополнительно к стандартному электрооборудованию двигателя требуется лишь одна батарея 100 АМЦГ-У-2,0). Благодаря малым расходам тока на измерительные мостики срок службы батарей 13 ограничивается практически сроком ее хранения.

## Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля

Канд. техн. наук И. Г. ПАРХИЛОВСКИЙ

Горьковский автозавод

**П**РИ ДВИЖЕНИИ автомобиля в естественных дорожных условиях во многих его агрегатах, узлах и деталях возникают различные колебательные процессы, влияющие на все его основные эксплуатационные качества. Поэтому проблема изучения этих процессов представляет большой практический и теоретический интерес.

В общем случае каждый тип дороги является нестационарной случайной функцией. Однако если ограничиться изучением каждого типа дороги в течение небольшого отрезка времени, то тогда микропрофили дорог можно рассматривать как стационарные случайные функции, к которым для определения статистических характеристик применима теория стационарных случайных процессов.

Согласно этой теории статистические свойства считаются известными, если известна функция корреляции или спектральная плотность.

Характеристики типичных автомобильных дорог можно определять прямым и косвенным путем.

Прямой путь заключается в непосредственном измерении неровностей микропрофиля и статистической обработке результатов этих измерений.

Косвенным путем определяются статистические характеристики дорог по результатам их воздействия на автомобиль как динамическую систему с определенными заданными параметрами.

Для определения спектральной плотности распределения неровностей микропрофиля распространенных типов автомобильных дорог вторым путем использованы широкие экспериментальные данные, полученные автором на Горьковском автозаводе. С этой целью исследовался процесс относительных вертикальных колебаний кузова и колес задней подвески автомобиля М-21 «Волга» при его движении с постоянными скоростями

ми по асфальтированной, булыжной и разбитой проселочной дорогам [1].

Определенные статистические характеристики микропрофиля дорог в какой-то степени отличаются от истинных статистических характеристик, поскольку часть неровностей дорог сглаживается из-за конечного радиуса колес автомобиля и некоторого их отрыва от поверхности микропрофиля при движении на больших скоростях. Однако это не существенно, так как в данном случае представляют интерес статистические характеристики не всего микропрофиля дороги, а только та его часть, которая непосредственно воспринимается подвеской.

В общем случае автомобиль представляет собой весьма сложную колебательную систему со многими степенями свободы. Поскольку он движется с переменными скоростями и по дорогам статистически неоднородного качества, то в общем случае получающиеся колебательные процессы будут нестационарными случайными процессами.

Поэтому для упрощения исследования предположим, что автомобиль движется с постоянной скоростью и по дорогам с однородными статистическими свойствами (только по асфальтированной или проселочной).

Кроме того, применительно к автомобилю М-21, на котором проводились указанные выше испытания с весьма близким приближением к действительности, справедливы следующие условия: упругие элементы (рессоры, шины) и амортизаторы имеют линейные характеристики, а коэффициент распределения масс равен единице.

Последнее, как известно, приводит к тому, что колебания кузова в продольной плоскости над передней и задней осями происходят независимо друг от друга и поэтому описываться они будут одной и той же динамической моделью (рис. 1).

Предположим, что эта система движется с постоянной скоростью  $v$  по дороге статистически однородного качества  $q=q(t)$ .

Тогда дифференциальные уравнения колебаний этой системы будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1) &= 0; \\ m_1 \ddot{x}_1 - k_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) &= \\ &= (q - x_1) + k_1 (\dot{q} - \dot{x}_1). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Поскольку по условию автомобиль движется по дороге статистически однородного качества с постоянной скоростью, то как функция дороги  $q(t)$ , так и результат ее воздействия на

Выражение (4) полностью определяет процесс относительных вертикальных колебаний кузова и колес автомобиля в общем виде. Чтобы довести теоретические расчеты до числового анализа, необходимо знать статистические свойства микропрофиля дороги, определяемые спектральной плотностью  $S_q(\omega)$ , и частотную характеристику  $\Phi(j\omega)$ , определяемую конструктивными параметрами подвески.

Для нахождения частотной характеристики  $\Phi(j\omega)$  необходимо предварительно знать функции  $\Phi_1(j\omega)$  и  $\Phi_2(j\omega)$ , которые согласно системе уравнений (1) будут иметь следующий вид:

$$\Phi_1(j\omega) = \frac{[c_1 + k_1(j\omega)][m_2(j\omega)^2 + k_2(j\omega) + c_2]}{[m_2(j\omega)^2 + k_2(j\omega) + c_2][m_1(j\omega)^2 + k(j\omega) + c] - [k_2(j\omega) + c_2]^2}, \quad (6)$$

$$\Phi_2(j\omega) = \frac{[k_2(j\omega) + c_2][c_1 + k_1(j\omega)]}{[m_2(j\omega)^2 + k_2(j\omega) + c_2][m_1(j\omega)^2 + k(j\omega) + c] - [k_2(j\omega) + c_2]^2}, \quad (7)$$

автомобиль, выражаемый в колебаниях поддрессоренной массы (кузова)  $x_2(t)$  и неподдрессоренной (оси)  $x_1(t)$ , можно рассматривать в качестве стационарных случайных функций. Поэтому и функция

$$x(t) = x_2(t) - x_1(t), \quad (2)$$

выражающая относительные вертикальные колебания кузова и колес, будет также стационарной случайной функцией.

где  $k = k_1 + k_2$ ;  $c = c_1 + c_2$ .

Зная частотные характеристики

$$\Phi_1(j\omega) \text{ и } \Phi_2(j\omega),$$

можно определить частотную характеристику

$$\Phi(j\omega).$$

Квадрат модуля этой функции равен

$$|\Phi(j\omega)|^2 = \frac{k_1^2 m_2^2 \omega^8 + c_1^2 m_2^2 \omega^4}{[m_1 m_2 \omega^4 - (m_2 c + m_1 c_2 + k_1 k_2) \omega^2 + c_1 c_2] + [(k_2 c_1 + c_2 k_1) \omega - (k m_2 + k_2 m_1) \omega^3]^2}. \quad (8)$$

Если обозначить частотные характеристики процесса  $x_1(t)$  через  $\Phi_1(j\omega)$ , а  $x_2(t)$  через  $\Phi_2(j\omega)$ , то можно показать, что спектральная плотность  $S_x(\omega)$  случайного процесса  $x(t)$  будет

$$S_x(\omega) = |\Phi(j\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (3)$$

где  $S_q(\omega)$  — спектральная плотность дороги;

$$|\Phi(j\omega)|^2 = |\Phi_2(j\omega) \Phi_2^*(j\omega) +$$

$$+ \Phi_1(j\omega) \Phi_1^*(j\omega) -$$

$$- \Phi_1^*(j\omega) \Phi_2(j\omega) -$$

$$- \Phi_1(j\omega) \Phi_2^*(j\omega),$$

а функции

$$\Phi_2^*(j\omega) \text{ и } \Phi_1^*(j\omega)$$

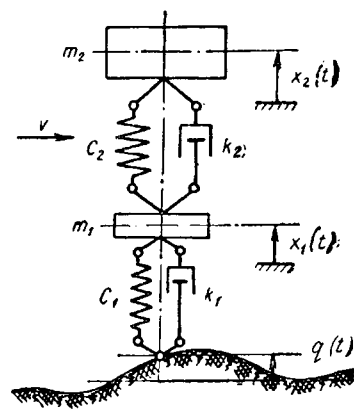


Рис. 1.

комплексно сопряжены функциям

$$\Phi_2(j\omega) \text{ и } \Phi_1(j\omega).$$

Зная спектральную плотность, можно определить и корреляционную функцию процесса [2]

$$R_x(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\Phi(j\omega)|^2 S_q(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega. \quad (4)$$

В частном случае при  $\tau=0$  из этого выражения получим дисперсию процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес автомобиля

$$R_x(0) = D_x = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\Phi(j\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega. \quad (5)$$

Для изучения процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес автомобиля на Горьковском автозаводе разработан специальный датчик, переключающий механизм [1] и электроимпульсные счетчики, позволившие его фиксировать дискретным образом, как показано на рис. 2.

Методика испытаний заключалась в следующем.

Автомобиль с установленной регистрирующей аппаратурой двигался с постоянными скоростями по различным дорогам статистически однородного качества (асфальтированной, булыжной и проселочной).

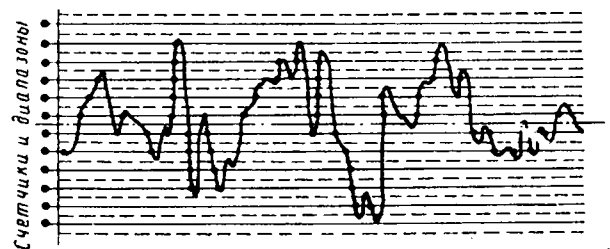


Рис. 2.

Участок пути обычно выбирался не менее 25 км. В отдельных случаях одни и те же испытания повторялись на дорогах одинакового качества, но на разных участках вокруг г. Горького. Таким образом, общий пробег одного и того же испытания составлял в некоторых случаях до 50—75 км.

В счетный блок входило 10 счетчиков, из них пять работали на ходе сжатия подвески и пять на ходе отдачи. Общее число отсчетов по всем счетчикам после каждого испытания колебалось в зависимости от микропрофиля, скорости и длины в пределах 10—40 тыс. отсчетов.

Поскольку изучаемый процесс является случайным, то определялись по результатам измерений числовые характеристики кривой распределения (среднее значение, дисперсия, коэффициенты асимметрии и эксцесса), в зависимости от скорости и микропрофиля дороги.

На рис. 3 приведены графики изменения одного из основных параметров процесса — дисперсии от скорости движения по

асфальтированному шоссе (а), булыжной дороге (б) и разбитой проселочной дороге (в) по экспериментальным данным, измеренным в задней подвеске автомобиля М-21 «Волга» с двумя пассажирами на переднем сиденье.

Несмотря на случайный характер распределения неровностей, на каждом микропрофиле дороги четко видно, по какому закону изменяется депрессия процесса от скорости движения автомобиля.

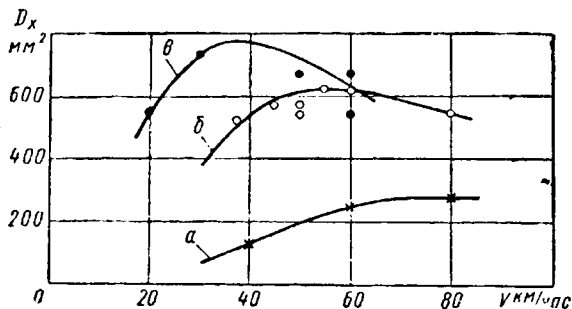


Рис. 3.

Имея эти данные и зная передаточную функцию, можно, решив уравнение (5), определить спектральную плотность дороги.

Однако такое решение задачи сложно и вряд ли целесообразно.

Эту задачу можно решить более простым образом, если задаться близкой к действительности функцией корреляции дороги с неопределенными коэффициентами, определить по ней спектральную плотность, подставить последнюю в уравнение (5), проинтегрировать его и подобрать постоянные таким образом, чтобы уравнение (5) тождественно выполнялось для всех скоростей движения автомобиля.

В основу таких расчетов, очевидно, должна быть положена такая функция корреляции, которая близко отражает статистические свойства микропрофиля дорог и не является сложной для дальнейшего теоретического анализа и расчетов.

Определенные функции корреляции по измеренным микропрофилям некоторых участков дорог показывают, что эти функции хорошо аппроксимируются с учетом скорости движения автомобиля функциями следующего вида:

$$R_q(\tau) = D_q e^{-\alpha_1 v |\tau|} \cos \beta_1 v \tau, \quad (9)$$

где  $D_q = R_q(0)$  — дисперсия высот неровностей микропрофиля дороги;

$v$  — скорость движения автомобиля;

$\alpha_1, \beta_1$  — коэффициенты корреляции при скорости движения автомобиля  $v = 1$  м/сек.

Коэффициенты  $D_q, \alpha_1$  и  $\beta_1$  определяются размерами неровностей микропрофиля дороги и, следовательно, они будут разными для разных типов дорог.

Для примера на рис. 4, а приведена функция корреляции ( $v = 1$  м/сек), вычисленная по измеренному в Германии микропрофилю участка шоссе длиной 65 м [3], а на рис. 4, б — корреляционная функция участка эксплуатировавшейся дороги в Японии.

Как видим, обе эти корреляционные функции, построенные по экспериментальным данным, хорошо аппроксимируются функцией типа (9).

Так, первая функция аппроксимируется функцией

$$R_q(\tau) + 70 e^{-0,35|\tau|} \cos 0,5 \tau, \quad (10)$$

а вторая — функцией

$$R_q(\tau) = 43 e^{-0,18|\tau|} \cos 0,54 \tau, \quad (11)$$

Однако между этими функциями существует разница в значениях коэффициентов.

Такого же типа функции корреляции имеют и участки микропрофиля полевых дорог, но коэффициенты корреляции и дисперсии отличаются от указанных выше [3].

Таким образом, несмотря на выявившуюся общую закономерность корреляционной функции микропрофиля дорог, требуются дальнейшие исследования по уточнению постоянных коэффициентов ( $D_q, \alpha_1, \beta_1$ ) для типичных автомобильных дорог, необходимых для лучшего приближения расчетов к действительности.

Поскольку корреляционная функция и спектральная плотность связаны между собой преобразованием Фурье, то по виду корреляционной функции (9) можно определить спектральную плотность дороги

$$S_q(\omega) = D_q \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\alpha_1 v |\tau|} \cos \beta_1 v \tau \cdot e^{-j\omega \tau} d\tau = \\ = D_q \frac{2\alpha_1 (a^2 + \beta^2 + \omega^2)}{\omega^4 + 2(a^2 + \beta^2)\omega^2 + (a^2 + \beta^2)^2}, \quad (12)$$

где

$$a = \alpha_1 v \quad \text{и} \quad \beta = \beta_1 v.$$

Подставив это значение спектральной плотности и выражение передаточной функции (8) в интеграл (5) и приведя его

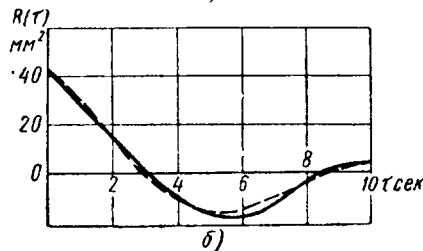
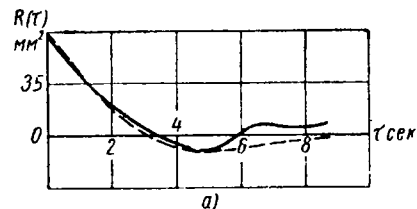


Рис. 4.

к виду, удобному для интегрирования с помощью таблиц [5], получим окончательное выражение дисперсии процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес.

$$\frac{D_x}{D_q} = \frac{P}{Q}, \quad (13)$$

где

$$P = L(B_1 B_5 B_6 - B_2 B_5^2 - B_3^2 B_6 + B_3 B_4 B_5) + \\ + M(-B_0 B_5^2 - B_1 B_3 B_6 + B_1 B_4 B_5) + \\ + N(-B_0 B_3 B_5 - B_1^2 B_6 + B_1 B_2 B_5);$$

$$Q = B_0^2 B_5^2 + 3B_0 B_1 B_3 B_5 B_6 - 2B_0 B_1 B_4 B_5^2 - B_0 B_2 B_3 B_5^2 - \\ - B_0 B_3^2 B_6 + B_0 B_3^2 B_4 B_5 + B_1^2 B_6^2 - 2B_1^2 B_2 B_5 B_6 - \\ - B_1^2 B_3 B_4 B_6 + B_1^2 B_3^2 B_5 + B_1 B_2^2 B_5^2 + B_1 B_2 B_3^2 B_6 - \\ - B_1 B_2 B_3 B_1 B_5;$$

$B_0, B_1, \dots, B_6, L, M, N$  — коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров подвески и условий движения.

Эти коэффициенты определяются следующими формулами:

$$B_0 = m_1 m_2;$$

$$B_1 = 2\alpha m_1 m_2 + (m_2 k + k_2 m_1);$$

$$B_2 = 2\alpha (m_2 k + k_2 m_1) + (c_2 m_1 + c m_2 + k_1 k_2) + m_1 m_2 (a^2 + \beta^2);$$

$$B_3 = 2\alpha (c_2 m_1 + c m_2 + k_1 k_2) + (c_2 k_1 + k_2 c) + \\ + (m_2 k + k_2 m_1) (a^2 + \beta^2);$$

$$B_4 = 2\alpha (c_2 k_1 + k_2 c_1) + c_1 c_2 + (c_2 m_1 + c m_2 + k_1 k_2) (a^2 + \beta^2);$$

$$B_5 = 2\alpha c_1 c_2 + (c_2 k_1 + k_2 c_1) (a^2 + \beta^2);$$

$$B_6 = c_1 c_2 (a^2 + \beta^2);$$

$$L = \alpha k_1^2 m_2^2;$$

$$M = \alpha k_1^2 m_2^2 (a^2 + \beta^2) + \alpha c_1^2 m_2^2;$$

$$N = \alpha c_1^2 m_2^2 (a^2 + \beta^2).$$

Выражение (13) позволяет по известным статистическим характеристикам дороги ( $D_q$ ,  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ) и конструктивным параметрам подвески определить, как изменяется дисперсия процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес в зависимости от скорости движения автомобиля.

Эти же характеристики позволяют решить обратную задачу — определить статистические характеристики дорог ( $D_q$ ,  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ) при использовании экспериментальных данных об изменении дисперсии процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес в зависимости от скорости движения автомобиля.

Чтобы облегчить решение этой задачи, воспользуемся следующим условием.

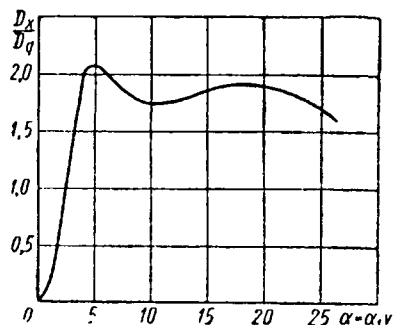


Рис. 5.

Для известных функций корреляции, которые вычислялись по измерениям микропрофиля участков дорог и аппроксимировались функциями (10) и (11), отношение коэффициентов корреляции  $\frac{\beta_1}{\alpha_1}$  колеблется примерно в пределах 1—3. Поэтому в дальнейшем при проведении соответствующих расчетов предполагается для большей точности, что это отношение равно 2.

Такое предположение значительно упрощает расчеты и практически близко к действительности.

В соответствии с этим предположением на рис. 5 приведена зависимость  $\frac{D_x}{D_q}$  от коэффициента  $\alpha = \alpha_1 v$ , полученная расчетом применительно к задней подвеске автомобиля М-21 «Волга», по которой известны экспериментальные данные (см. рис. 3) и у которой конструктивные параметры следующие:

$$m_1 = 0,15 \text{ кг сек}^2/\text{см}; c_1 = 400 \text{ кг/см}; k_1 = 1 \text{ кг см/сек}; \\ m_2 = 0,62 \text{ кг сек}^2/\text{см}; c_2 = 48 \text{ кг/см}; k_2 = 2,74 \text{ кг см/сек}.$$

Полученная кривая закономерности изменения дисперсии процесса относительных вертикальных колебаний является общей. Она относится к любому типу дороги и при движении автомобиля практически с любыми возможными скоростями, если, конечно, функция корреляции выражается формулой (9).

Указанная кривая дана в зависимости от коэффициента корреляции  $\alpha$ , равного произведению  $\alpha_1 v$ . Это значит, что при движении автомобиля по дороге с определенным коэффициентом  $\alpha_1$  ее можно рассматривать как функцию только скорости движения автомобиля.

Отличие в протекании кривой дисперсии для разных типов дорог будет заключаться лишь в том, что в зависимости от коэффициента  $\alpha_1$  вся кривая будет смещаться по скорости в ту или иную сторону. Что же касается вида самой функции, то она будет одной и той же.

Построенная теоретически зависимость дисперсии процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колес и выявленные свойства позволяют ее связать с экспериментально полученными результатами (см. рис. 3) путем подбора соответствующих значений дисперсии  $D_q$  и коэффициентов корреляции  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  для каждого типа дороги, на которых проводились испытания.

Результаты такого сопоставления приведены в таблице.

На рис. 6 для сравнения изображены кривые, построенные теоретически по данным таблицы, и кривые, полученные экспериментально.

Кривые, построенные теоретически, близко совпадают в достаточно широком диапазоне скоростей с кривыми, построен-

Тип дороги (см. рис. 6)	$\sqrt{\frac{D_q}{\alpha_1}}$ в м/м	при $v=1$ м/сек	при $v=1$ м/сек
Асфальтированная (а) . . . . .	12	0,22	0,44
Булыжная (б) . . . . .	17	0,32	0,64
Проселочная (в) . . . . .	19	0,47	0,94

ными по экспериментальным данным. Это доказывает, что функция корреляции (9), положенная в основу расчетов, достаточно хорошо отражает статистические свойства рассматриваемых дорог и что определенные коэффициенты ( $D_q$ ,  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ) близки к действительности.

Несколько худшее совпадение результатов на проселочной дороге, очевидно, объясняется меньшей определенностью статистических свойств этого типа дороги и разбросанностью в связи с этим экспериментальных данных.

Теоретическая кривая изменения дисперсии относительных вертикальных колебаний кузова и колес (рис. 5) достигает максимального значения на двух скоростях движения автомобиля. Данные скорости соответствуют совпадению максимальных значений спектральной плотности дороги на этих скоростях с максимальными значениями квадрата модуля частотной характеристики подвески.

Сопоставление этой же кривой с экспериментальными данными (рис. 6) показывает, что второй максимум практически не достижим по скорости движения автомобиля М-21 «Волга» на реальных дорогах, на которых проводились испытания.

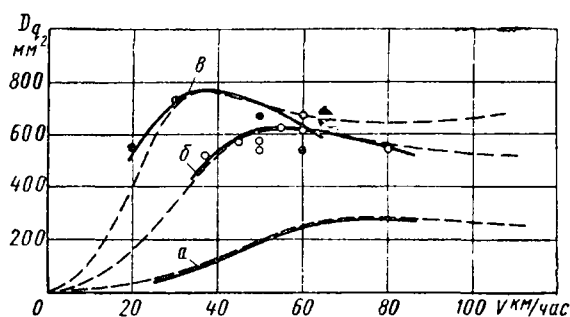


Рис. 6.

Коэффициент корреляции  $\alpha_1$  (а следовательно, и  $\beta_1$ ) обратно пропорционален среднему значению длины неровностей данного дорожного микропрофиля. Чем больше эта величина, тем время корреляции будет меньше и тем более пологий и широкий будет функция спектральной плотности дороги. Как видно из таблицы, средняя длина неровностей наименьшая у проселочной дороги, на которой проводились испытания.

Из таблицы видно, что с возрастанием дисперсии высот неровностей микропрофиля дороги  $D_q$  возрастает и значение коэффициента корреляции  $\alpha_1$ .

Совпадение теоретически вычисленных значений дисперсий на основе теории стационарных случайных процессов с экспериментальными данными показывает, что эти методы расчета позволяют получить результаты, близкие к тем, которые получаются в реальных условиях работы автомобиля. Для проведения таких расчетов применительно к автомобилям с другими параметрами подвески или для исследования других процессов, возникающих на автомобиле при его движении в естественных дорожных условиях, могут быть использованы выраженные в работе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пархиловский И. Г., Кислицын Н. М. и Цхай Ф. А., Датчик амплитуд взаимных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс транспортных средств. «Бюллетень изобретений» № 23, 1959.
2. Солодовников В. В., Введение в статистическую динамику систем автоматического регулирования. Гостехиздат, М.-Л. 1952.
3. Ведемейер Е. А., Испытание автомобиля на колебания при неровностях дороги. «Автомобили», сб. монографий из иностранной литературы, вып. II, Машгиз, 1939.

# Материалы «горячих» деталей газотурбинных автомобильных двигателей

Канд. техн. наук М. А. КОССОВ, Б. С. КУРЧМАН

НАМИ

**Ш**ИРОКОЕ развитие газотурбинной техники в СССР и за рубежом в последнее десятилетие объясняется большими преимуществами газотурбинных двигателей для некоторых эксплуатационных условий.

Основным преимуществом газотурбинных двигателей (в частности, для применения на транспорте) являются: малые вес и габаритные размеры, простота конструкции, возможность использования любого топлива (бензин, керосин, дизельное топливо); легкий безотказный пуск при любых температурах окружающей среды, простота управления, ремонта и эксплуатации.

Опытные газотурбинные автомобили построены в США (легковые и грузовые автомобили Форд, Джeneral Моторс, легковые автомобили Крейслер), в Англии (легковые автомобили Ровер и Остин), во Франции (автомобили Рено-Турбomeка) и в Италии (автомобили Фиат). В нашей стране успешно проходит испытания автобус ЗИЛ-127 с газотурбинным двигателем ТурбоНАМИ 053 мощностью 350 л. с.

В двигателе ТурбоНАМИ 053 применены отечественные жаропрочные и жаростойкие материалы. Первый небольшой положительный опыт работы этого двигателя (5500 км пробега автобуса в дорожных испытаниях, 270 час. работы двигателя) позволяет сделать некоторые выводы по применению необходимых материалов.

На рис. 1 показан продольный разрез автомобильного газотурбинного двигателя ТурбоНАМИ 053 и указаны температуры воздушно-газового потока. В скобках показаны температуры, которые можно ожидать в близком будущем. Автомобильные газотурбинные двигатели работают при температурах 850—925°.

Камера сгорания состоит из огневой камеры и наружного корпуса. Огневая камера подвергается действию сжимающих сил, обусловленных разностью давлений по ту и другую стороны ее стенок, которая равна 0,05—0,5 кг/см<sup>2</sup>. Напряжения от этих сил в огневой камере невелики и не рассчитываются, но жесткость камеры должна быть достаточно большой во избежание короблений.

Температура стенок огневой камеры находится в пределах 400—700° и возможны местные перегревы до 900°, при теплонапряженности рабочего объема камеры  $30 \cdot 10^6$  —  $50 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>3</sup> час 1° ата.

Огневую камеру целесообразно изготовлять из листа штамповкой (глубокой вытяжкой) с последующей сваркой. С целью предотвращения коробления материал должен иметь минимальный коэффициент линейного расширения, хорошую теплопроводность и высокие сопротивления окислению и коррозии. Высокой прочности и жаропрочности от материала для огневой камеры не требуется.

В табл. 1 приведены свойства некоторых жаростойких сплавов и сталей, применяемых для изготовления огневых камер.

В двигателе ТурбоНАМИ 053 огневая камера была изготовлена из листовой стали 1Х18Н9Т (ЭЯ1Т) толщиной 2,5 мм. Огневая камера работала удовлетворительно, короблений и перегревов не наблюдалось.

Для большей надежности работы можно рекомендовать также стали ЭИ835 и ЭИ417. Для особо напряженных огневых камер можно применять сталь ЭИ703, но с большим ограничением из-за высокого содержания никеля (37%). Сталь ЭИ703 следует применять с титаном, так как молибден более дефицитен.

Наружный несущий корпус камеры сгорания подвергается внутреннему давлению сжатого воздуха. Допускаемые напря-

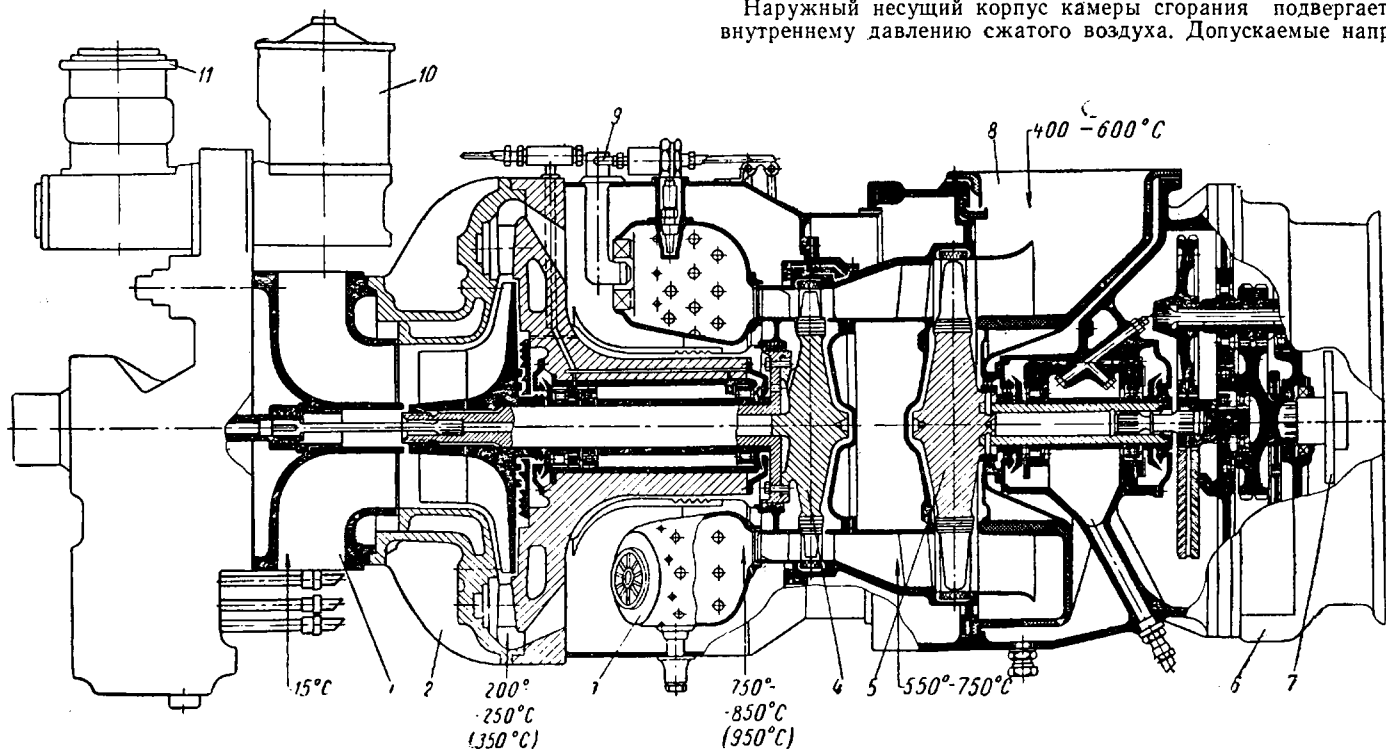


Рис. 1. Газотурбинный автомобильный двигатель ТурбоНАМИ 053:

1 — впускной канал; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — компрессорная турбина; 5 — газовая турбина; 6 — редуктор (передаточное отношение 1/5, 3); 7 — фланец присоединения нагрузки; 8 — выпускной трубопровод; 9 — форсунка; 10 — насос гидроусилителя; 11 — тормозной компрессор.

Срок службы до ремонта некоторых лучших двигателей доведен до 1000 час. и в отдельных случаях длительные испытания до выхода двигателя в ремонт достигали 2000 час.

жения для углеродистых сталей, из которых обычно изготавливаются наружные корпуса (листовая сталь 20 или 20А, ГОСТ 914-56, толщиной 2—2,5 мм) составляют 500—700 кг/см<sup>2</sup>.



Таблица 1

Марка сплава	ГОСТ	E в кг/мм <sup>2</sup>		$\sigma_B$ в кг/мм <sup>2</sup>		$\sigma_{0,2}$ в кг/мм <sup>2</sup>		$\delta$ в %		Предел ползучести $\sigma_{0,2/100}$ в кг/мм <sup>2</sup> по общей деформации	
		20°	800°	20°	800°	20°	800°	20°	800°	700°	800°
ЭИ602	ЧМТУ 3589-53	19000	10000	75	29,7	40	15	45	40	6,1	2,0
ЭИ435	ЧМТУ 4830-54	19500	9500	70	18	27	10	40	70	3,8	1,0
ЭИ703	ЧМТУ 3126-52	20320	15260	60	25	—	—	40	58	—	5,100
ЭИ813	ЧМТУ 5363-55	19850	14900	55-65	23-34	30-45	—	35-45	50-60	—	6,3
(Х24Н25Т)	ЧМТУ 5619-56	19315	—	80-94	30-34	39-45	—	47-57	15-20	—	—
ЭИ835	ЧМТУ 5831-57										
	ЧМТУ ЦНИИМ 31-58										

Огневая камера устанавливается обычно в несущем корпусе на радиальных штифтах, которые подвергаются действиям сил, возникающих при короблении огневой камеры от неравномерного нагрева. Статическая нагрузка на штифты от веса и газодинамических сил невелика. Цементованные штифты и втулки, как показывает опыт эксплуатации камеры сгорания двигателя ТурбоНАМИ 053, работают хорошо.

Для лучшей теплостойкости рекомендуется сталь 20 алитировать с обеих сторон.

Выпускной газовый трубопровод омывается газами, имеющими температуру в пределах 350—600° и кратковременно при разгонах до 900°. Существенным статическим давлением трубопровод не подвергается. Материал трубопровода должен быть стойким в отношении высокотемпературной коррозии.

От вибраций могут появиться усталостные трещины, и поэтому конструкция выпускного газового трубопровода должна быть достаточно жесткой. Для выпускного трубопровода применяются те же стали, что и для огневых камер (см. табл. 1).

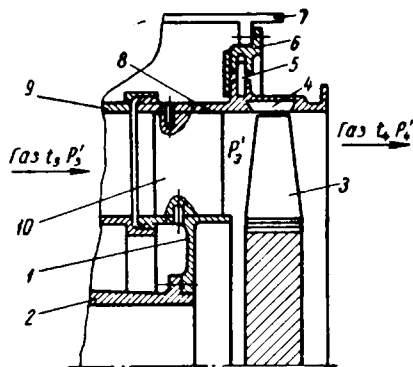


Рис. 2. Схема соплового аппарата турбины:

1 — внутренний бандаж; 2 — несущий корпус турбины; 3 — рабочая лопатка; 4 — уплотняющая вставка; 5 — радиальные штифты подвески соплового аппарата; 6 — несущий фланец; 7 — наружный корпус камеры сгорания; 8 — наружный бандаж; 9 — огневая камера; 10 — лопатка.

Во избежание коррозионных явлений, вследствие которых засоряются отверстия распыливающих органов форсунки, корпус форсунки и топливопроводы изготавливаются из стали 1Х18Н9Т или ЭИ69.

Материал сопла и завихрителя должен противостоять разрывающему действию струи топлива, быть достаточно твердым и не подвергаться поводке после термообработки. Малые отверстия диаметром 0,4—1 мм делаются до термообработки, так как в закаленном материале их просверлить невозможно. Материалом сопел и завихрителей обычно служит сталь ХВГ.

Сопловой аппарат турбины. Конструктивная схема соплового аппарата показана на рис. 2. Вследствие разности давлений ( $P_3 - P'_3$ ), достигающей 1,5—3 кг/см<sup>2</sup> и больше, возникают изгибающие напряжения во фланцах крепления соплового аппарата и в лопатках.

Сопловой аппарат подвергается действию также реактивного момента от струи газового потока. Число крепящих шпильки определяется условиями плотного соединения деталей и работой их на разрыв. При этом условии запас прочности по реактивному моменту обычно оказывается достаточным.

Напряжение в болтах принимают в пределах 600—1500 кг/см<sup>2</sup> для материала ЭИ69 или 1Х18Н9Т. Материал деталей соплового аппарата должен быть жаростойким. Для восприятия свободных температурных деформаций сопловой аппарат подвешивается к переходной детали на радиальных штифтах, цементованных и закаленных. Опыт эксплуатации двигателя ТурбоНАМИ 053 показывает, что такое крепление соплового аппарата работает надежно.

Рабочие и сопловые лопатки турбины. Напряжения в рабочих лопатках возникают под действием давления газа и центробежной силы. Центробежная сила вызывает растягивающие напряжения и может достигать у лопаток автомобильных газовых турбин до 6—9 т, а напряжения растяжения в материале лопатки соответственно до 12—18 кг/мм<sup>2</sup>.

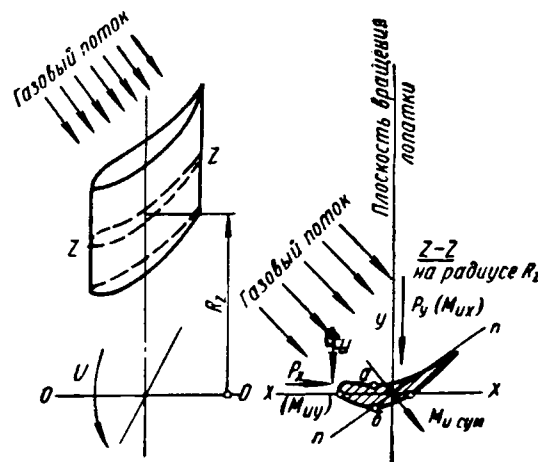


Рис. 3. Схема приложения изгибающих моментов от газовых сил, действующих на рабочую лопатку.

Действие сил газового потока показано на рис. 3. В результате действия газового потока создаются составляющие изгибающие моменты  $M_{xy}$  и  $M_{yx}$  относительно осей  $x$ — $x$  и  $y$ — $y$ , а в итоге получается суммарный изгибающий момент  $M_{\text{исум.м.}}$ . Этот изгибающий момент вызывает растягивающие напряжения в точках сечения лопатки (а) и сжимающие напряжения в точках, лежащих на противоположной стороне от главной нейтральной оси сечения  $n$ — $n$  (б). Эти напряжения сравнительно невелики и не превышают 1—2 кг/мм<sup>2</sup>, которые алгебраически суммируются с растягивающими напряжениями от центробежных сил.

Основное значение имеют напряжения, вызываемые изгибающими моментами от центробежных сил в отдельных элементах лопатки, центр тяжести которых не совпадает с центром тяжести сечений, расположенных ниже (рис. 4). Центробежные силы элемента сечения  $Z$ — $Z$  на радиусе  $R_z$  с центром тяжести в точке В создают изгибающий момент относительно сечения  $Z_1$ — $Z_1$ , расположенного на радиусе  $R_{z1}$  с центром тяжести в точке А.

Эти изгибающие напряжения в некоторых случаях достигают 5—7 кг/мм<sup>2</sup>. Необходимо стремиться располагать центры тяжести сечений на одной радиальной прямой, тогда изгибающий момент не возникает, так как координаты  $\Delta x = \Delta y = 0$ .

Соответствующий наклон лопатки по отношению к радиальному направлению позволяет частично уменьшать растягивающие напряжения.

Кроме того, лопатка испытывает напряжения кручения, вызванные закручиванием сечений лопатки относительно своей радиальной оси. Закручивание лопатки является результатом профилирования лопатки по сечениям, изменяющимся по ее высоте. Напряжения кручения могут достигать 3—4 кг/мм<sup>2</sup>.



Вибрационные напряжения, возникающие вследствие различных форм колебаний лопатки относительно места ее крепления в диске, могут достигать больших величин. Относительно короткие рабочие лопатки автомобильных газовых турбин не испытывают больших вибрационных напряжений. Явления вибрации рабочих лопаток автомобильных газовых турбин недостаточно изучены.

Под действием сил и моментов в сечении рабочей лопатки возникает суммарное результирующее напряжение  $\sigma_z$ , которое увеличивается от верха лопатки к ее корню (рис. 5).

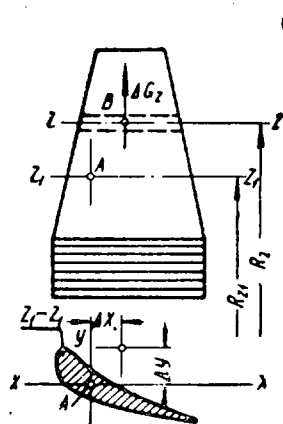


Рис. 4. Схема действия центробежных сил, создающих изгибающие моменты относительно сечений, расположенных ниже.

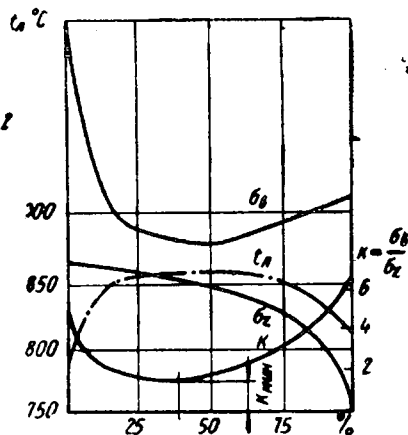


Рис. 5. Схема распределения температур, суммарных напряжений, пределов длительной прочности и запасов прочности по длине лопатки  $L$ .

Изменение температуры лопатки  $t_a$  по высоте зависит от поля температур газового потока на выходе из камеры сгорания. Соответственно изменяется предел длительной прочности материала лопатки.

$$\text{Запас прочности } K = \frac{\sigma_b}{\sigma_z}$$

должен быть меньше 1,5—1,8.

Суммарное напряжение, испытываемое рабочей лопаткой, не должно превышать 15 кг/мм<sup>2</sup> при сроке службы двигателя до ремонта 2000 час. и начальной температуре газа на максимальном режиме 800—850°.

Материалы деталей соплового аппарата, сопловых и рабочих лопаток турбин должны быть жаростойкими и жаропрочными. Для сопловых лопаток основное значение имеет жаростойкость, а жаропрочность материала может быть невысокой (4—6 кг/мм<sup>2</sup>). Материал рабочих лопаток турбин должен быть как жаростойким, так и жаропрочным. Материал сопловых лопаток при высоких температурах, кроме того, должен хорошо сопротивляться газовой и абразивной эрозии и обладать высокой теплопроводностью и минимальным термическим расширением. Сопловые лопатки могут быть изготовлены как из деформированного сплава (штамповкой, чеканкой, механической обработкой), так и литыми.

Вследствие простоты геометрических форм сопловых лопаток, применяемых в двигателе ТурбоНАМИ 053, их можно из-

готовить из стали ЭЯ1Т механической обработкой. После длительных испытаний (приблизительно 270 час.) было обнаружено, что некоторые лопатки имеют небольшие поперечные трещины. Появление трещин объясняется недостаточной жаропрочностью стали ЭЯ1Т, 1Х18Н9Т.

Изготовление сопловых лопаток сложной геометрической формы, а также охлаждаемых (пустотелых) лопаток путем механической обработки их из прутка (или штамповкой с большими припусками) нерационально.

В нашей стране и за рубежом при изготовлении сопловых лопаток газотурбин широко применяется способ точного литья по выплавляемым моделям, который следует рекомендовать и для производства сопловых лопаток автомобильных газотурбинных двигателей.

Свойства жаропрочных кобальтовых, никелевых, железо-никелевых сплавов и сталей, применяемых для изготовления сопловых лопаток методом точного литья, приведены в табл. 2.

Средние температуры сопловых аппаратов компрессорной и тяговой турбин автомобильных газотурбинных двигателей 850 и 700°. Наиболее пригодными материалами для отливки сопловых аппаратов этих турбин являются стали 25—20Л, ЭИ69, 22-11-2,5.

Материал рабочих лопаток должен также хорошо сопротивляться усталости под действием вибрационных нагрузок и оставаться малочувствительным к концентраторам напряжений, особенно в замках лопаток.

Физические свойства металла, из которого сделаны рабочие лопатки, должны быть близкими к материалу дисков, чтобы избежать возникновения высоких напряжений в местах их соединения. Коэффициент линейного расширения сплава лопаток должен быть минимальным, а его теплопроводность — возможно более высокой.

В 1957 г. на двигателе ТурбоНАМИ 053 были установлены литые рабочие лопатки с фрезеровкой их замка (хвостовика). После проверки качества литья рентгеном и люминесцентным методом по перу лопатки только доводились и полировались. Опыт работы подтвердил правильность принятого способа изготовления и поэтому последующие рабочие турбинные лопатки в НАМИ выполнялись литыми.

Литье рабочих лопаток сокращает трудоемкость их изготовления по сравнению со штамповкой. Производство литых ра-

Таблица 2

Марка сплава	ГОСТ	E в кг/мм <sup>2</sup>		$\sigma_b$ в кг/мм <sup>2</sup>		$\sigma_{0,2}$ в кг/мм <sup>2</sup>		$\delta$ в %		$a_n$ в кг/см <sup>2</sup>		Предел ползучести $\sigma_{0,2,100}$ кг/мм <sup>2</sup> по общей формуле
		20°	800°	20°	800°	20°	800°	20°	800°	20°	800°	
ЛК-4 сплав на кобальтовой основе	АМТУ 282-49	—	—	70	40	—	—	—	7,5	2,0—3,0	—	700°—32 800°—17
ЖСЗ (ЭИ618) сплав на никелевой основе	ЧМТУ 3276-55	18500	13000	75	56	57	50	8,5	3,0	1,5—2,5	1,5—2,5	
ВЛ7-45У	АМТУ 316-52	18000	9000	45	30	30,0	14,5	3,0	12,0	1,5—3,0	—	800°—7 700°—8 800°—5,5 800°—18
ВЛ7-20	СТУ	18000	8500	50	30	20	16,0	5,0	8,0	1,5—2,5	—	
ВЖ36-ЛЗ	СТУ	17500	11500	80	57	74	54	3,5	2,5	1,5	—	800°—5,5 800°—18

Таблица 3

Марка сплава	ТУ	E в кг/мм <sup>2</sup>			$\sigma_b$ в кг/мм <sup>2</sup>			$\delta$ в %			$a_n$ в кг/см <sup>2</sup>	НВ в кг/мм <sup>2</sup> ; д в мм
		20°	800°	900°	20°	800°	900°	20°	800°	900°		
ЭИ617	ЧМТУ 5211-55	20000	14500	13000	114 75	—	49 38	14 15	8 12	14 19	20°—1,5— —3,0; 800°—9,6; 900°—13,4	20°—310 850°—240; 900°—170
ЭР-437Б	ЧМТУ 5211-55	9800	1300	—	102 66 100	56 46 42	—	20 21 25	16 43 12	—	20°—5; 700°—9	20°—3,6 700°—3,9
ЭН-437А	ЧМТУ 5211-55	14500	—	—	60 95	33 71	—	28 6	18 14	21	20°—8 700°—12	20°—3,55
ЭИ787	ЧМТУ ЦНИИЧМ 63-58	16500	—	—	65 90	65 65	22	8 4	25 5	55	20°—3 850°—6	20°—3,4
ЭИ812	ЧМТУ ЦНИИЧМ 64-58	15200	—	—	60 100	62 36	—	6 25	11 25	—	20°—1,5 800°—3 20°—10	20°—3,5
ЭИ696	ЧМТУ 5905-57	11500	—	—	60	25	—	30	45	—	—	—

Таблица 4

Марка сплава	ГОСТ	E в кгс/мм <sup>2</sup>		$\sigma_{0,2}$ в кгс/мм <sup>2</sup>		$\psi$ в %		$\sigma_{\text{н}}$ в кгс/см <sup>2</sup>	НВ-d в мм	Предел ползу- мости $\sigma_{0,2/100}$ по общей де- формации
		20°	700°	20°	700°	20°	700°			
ЭИ696М	СТУ	18300	12400	95	71	10	10	20°—3	—3,6	500°—60 750°—23
ЭИ481	ЧМТУ 4916-55	17400	12500	85	59	14	15	20°—3,5	20°—3,45	500°—25
				60	50	16	13	650°—5,5	650°—3,5— —3,7	600°—22
ЭИ395	СТУ	19600	2500	84	51	20	13	—	20°—3	650°—17 700°—15 600°—34,4 700°—16,5
ЭИ415	ЧМТУ 5612-56	20450	2000	90	31	12	21	20°—4	20°—3,6	550°—32
				75	24	40	66	600°—6		

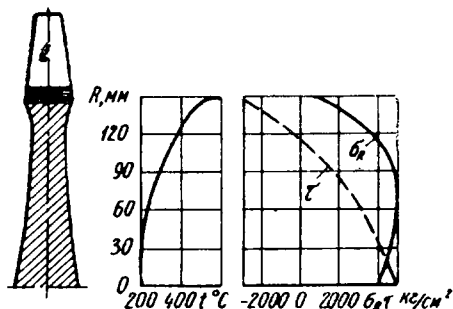


Рис. 6. Схема распределения температур и напряжений в диске турбины.

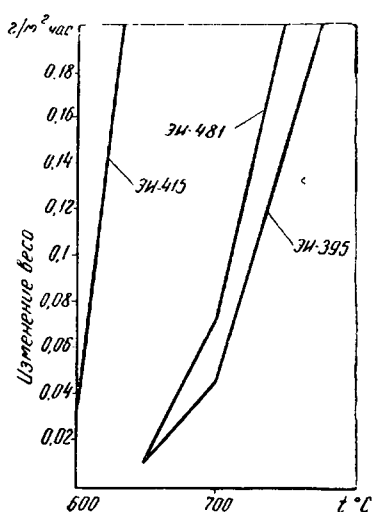
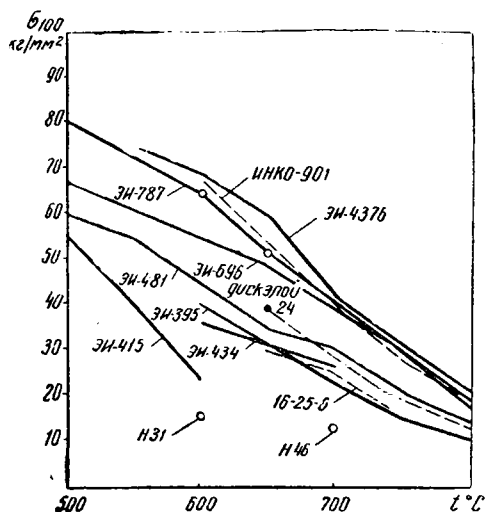
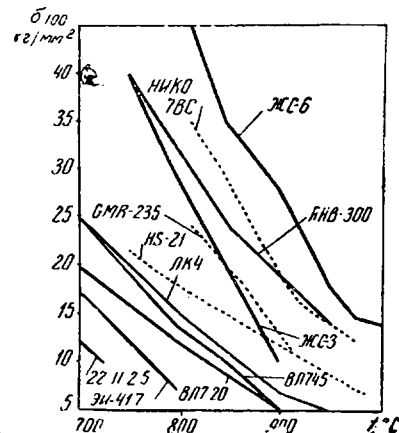
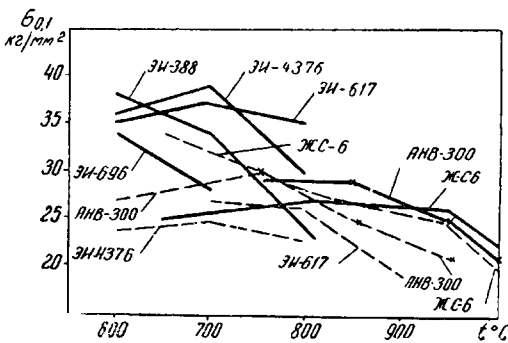
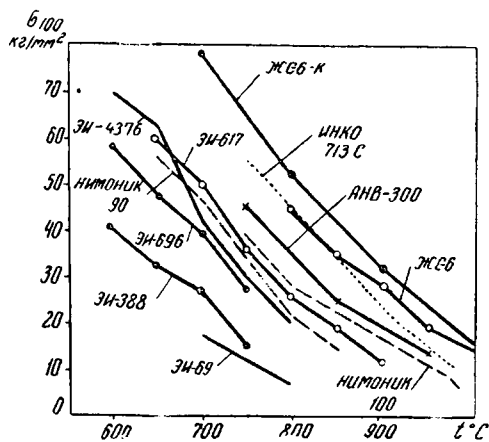


Рис. 7. Некоторые свойства материалов для рабочих и сопловых лопаток, дисков и камер сгорания (по опубликованным данным).

бочих лопаток требует применения специальной технологии точного литья [1], [2] и тщательного контроля качества литья рентгеном и люминесцентным методом для выявления внутренних дефектов.

Свойства материалов, применяемых для изготовления рабочих турбинных лопаток автомобильных газотурбинных двигателей, приведены в табл. 3.

Для лопаток компрессорной турбины можно рекомендовать сплав ЭИ696, а при высоких температурах и напряжениях — сплавы ЭИ437Б и ЭИ617. Для лопаток тяговой турбины сле-

дует использовать менее дефицитные стали ЭИ388 и ЭИ696.

При невысоких напряжениях для литых лопаток следует применять сплавы, указанные в табл. 2: ВЖ 36-ЛЗ, ЖС-3, а при необходимости более жаропрочные литейные сплавы.

В двигателе ТурбоНАМИ 053 рабочие лопатки обеих турбин изготовлены из высокожаропрочного литейного сплава АНВ-300 на никелевой основе, имеющего следующие свойства:  $\sigma_{\text{в}}^{20^\circ} = 95 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_{\text{в}}^{850^\circ} = 70 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_{0,2}^{100^\circ} = 24 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_{0,2}^{850^\circ} = 13,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\alpha_{20-900^\circ} = 10,9 \div 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ .

Испытание литых лопаток из сплава АНВ-300 показало его пригодность и надежность.

Применять этот сплав для лопаток тяговой турбины при рабочих температурах до 700° нецелесообразно, так как можно использовать менее дефицитный сплав.

Детали сопловых аппаратов (внутренние и наружные кольца, неподвижные бандажы турбин, дефлекторы и некоторые другие) могут быть изготовлены штамповкой и литьем. Кольцевые детали делают из литых заготовок, выполненных центробежной отливкой. При выборе материалов для этих деталей следует исходить из рабочих температур, указанных в табл. 2—4; чаще всего применяют стали ЭИ69, ЭИ961, ЭИ415, 22-11-25, ЭИ481 и ЭИ1Т.

Диски турбин. От действия центробежных сил в диске возникают нормальные (радиальные)  $\sigma_{\text{н}}$  и тангенциальные (окружные)  $\sigma_{\text{т}}$  напряжения, изменения которых по радиусу показаны на рис. 6. Тангенциальные напряжения в центре диска достигают 5000 кг/см<sup>2</sup>, а нормальные напряжения имеют максимальное значение на некотором промежуточном радиусе и также достигают 5000 кг/см<sup>2</sup>. На материале диска благоприятно отзывается действие максимальных напряжений в области более низких температур.

Большая разность температур между ободом и центральной частью диска вызывает различные температурные расширения в радиальном

направлении и по окружности. Различие линейных расширений обуславливает появление больших температурных напряжений в диске, увеличивающих действующие напряжения на 20—50%.

Материалы турбинных дисков (жаропрочные сплавы и стали, табл. 4) должны обладать следующими основными свойствами [3]: высоким сопротивлением деформации, малым коэффициентом линейного расширения, высоким коэффициентом теплопроводности и сопротивлением усталости, окалиностойкостью и крипоустойчивостью.

Стали перлитного и мартенситного классов, которые часто называют ферритными сталями, обладают более благоприятными сочетаниями перечисленных свойств. По сравнению с аустенитными сплавами ферритные стали имеют более высокие пределы текучести, пропорциональности, коэффициенты теплопроводности, способности к затуханию колебаний, вызываемых вибрацией, и меньший коэффициент линейного расширения. При выборе материала для дисков, работающих при сравнительно невысоких температурах (до 550°), следует отдать предпочтение ферритным сталям.

Для изготовления дисков применяется перлитная, термически улучшенная 3-процентная хромомолибденовая сталь с вольфрамом и ванадием (ЭИ415).

При работе дисков на более высоких температурах рекомендуется применять аустенитные стали и сплавы.

Наиболее пригодной сталью, разработанной ВИАМ для дисков, которая заменяет дорогую сталь с кобальтом (ХН10К), является железоникомарганцовистая сталь (ЭИ481) с содержанием 8% Ni. Сталь ЭИ481 подвергается старению, что проще, чем полугорячий наклеп у сталей ЭИ395 и ЭИ434 (ХН10К).

Сталь ЭИ481 была применена в двигателе ТурбоНАМИ 053 для дисков компрессорной и тяговой турбин. Для дисков тяговой турбины можно использовать перлитную сталь ЭИ415. В случае работы при высоких температурах, срок службы прочности стали ЭИ481 окажется недостаточным (чего не следует допускать), необходимо для дисков компрессорной турбины применять сплавы повышенной жаропрочности и более экономичные, чем никельхромовый сплав ЭИ437Б, а именно стали ЭИ696М и ЭИ787 с меньшим содержанием никеля, разработанные ВИАМ и ЦНИИЧМ. Эти сплавы серийно еще не применяются и проходят широкую проверку в опытном производстве.

В заключение необходимо отметить, что дорогая аустенитная сталь 16-25-6 (ЭИ395) находит применение в конструкциях, где лопатки привариваются к дискам вследствие хорошей свариваемости.

Основные качества некоторых жаропрочных и жаростойких сплавов приведены в зависимости от температуры на рис. 7.

## Выводы

1. При выборе материалов следует исходить из максимальных напряжений в деталях и длительности срока службы, принимая во внимание значительную жаропрочность сплава, пределы ползучести, жаростойкость и другие параметры.

2. Из-за затруднений механической обработки жаропрочных сплавов целесообразно применять литейные жаропрочные сплавы для сопловых и рабочих лопаток, кольцевых деталей сопловых аппаратов, широко используя точное литье по выплавляемым моделям.

Изготовление деталей в литом варианте позволяет применять сплавы с более высоким уровнем жаропрочности.

3. В настоящее время для производства автомобильных газотурбинных двигателей имеется большое количество удобных для применения сплавов. К ним относятся: ЭИ69, ЭИ388, ЭИ696, ЭИ787 и ЭИ437Б для рабочих турбинных лопаток в деформированном варианте; ВЛ7-20, ВЛ7-45У, АНВ-300, ЖС-6 и ЖС-6К для рабочих турбинных лопаток в литом варианте; ЭИ415, ЭИ481, ЭИ787 для дисков турбин; 22-11-2.5, ЭИ417 (25-20Л), ВЛ7-20, ВЛ7-45У для сопловых лопаток; ЭЯ1Т, ЭИ657, ЭП-26, ЭИ417, ЭИ835, ЭИ708 для деталей камер сгорания и выпускных коллекторов.

4. Применение для автомобильной промышленности новых материалов, преимущественно аустенитных жаропрочных сплавов, новых технологических процессов (точное литье и штамповка жаропрочных сплавов, высокотемпературная термическая обработка, электроимпульсная обработка и др.) требует внедрения новых методов контроля. При организации производства газотурбинных двигателей необходимо предусмотреть выполнение дополнительных лабораторных испытаний и контрольных операций: проверка длительной жаропрочности, экспресс-анализ жаропрочных сплавов при плавке, исследование макро- и микроструктур, травление для выявления рекристаллизации и дефектов, люминесцентную и цветную дефектоскопию, рентгеноконтроль отливок, ультразвуковой контроль штамповок дисков.

Применение в связи с развитием автомобильных газотурбинных двигателей новых материалов и технологии требует широкого развертывания научно-исследовательских работ по созданию новых теплопрочных и жаропрочных сплавов, по снижению их стоимости и разработке новых технологических методов обработки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов-Михеев П. Б., Металл газовых турбин, Машгиз, 1958.
2. Курчман Б. С., Точное литье по выплавляемым моделям, Оборонгиз, 1958.
3. Беляков М. П., «Вестник машиностроения» № 7, 1957.

# Технология

## Новый автомат для гальванических покрытий и электрохимической обработки деталей

Н. М. АНТОНОВ

**СУЩЕСТВУЮЩИЕ** конструкции автоматов для гальванических покрытий и электрохимической обработки деталей рассчитаны на пооперационную обработку изделий путем их перемещения через ряд последовательно расположенных ванн или особых устройств. Такая пооперационная транспортировка изделий в процессе их обработки связана с применением многочисленных подвесных приспособлений и сооружением специальных подъемно-транспортных устройств, что не только усложняет конструкцию автоматов, но и не всегда отвечает современным требованиям к интенсификации технологического процесса и повышению производительности труда.

Пооперационная транспортировка изделий приводит к непроизводительному увеличению габаритных размеров автоматов и нерациональному использованию производственных площадей.

Широкие возможности для создания нового высокопроизводительного гальванического оборудования дает использование струйных и проточных методов обработки деталей.

Исследованиями установлено, что струйные и проточные методы хромирования позволяют в 4—8 раз ускорить электролитический процесс, повысить выход по току и улучшить качество хромовых покрытий [1]. При струйном методе фосфатирования процесс обработки деталей может быть сокращен в 12—20 раз по сравнению с обычным фосфатированием и улучшено качество покрытия [2]. Аналогичные результаты получены и при исследовании струйных методов, применяемых для других видов обработки деталей [3].

Автором разработана новая конструкция гальванического автомата, в основу работы которого положены высокопроизводительные струйные и проточные методы обработки деталей.

Особенностью предлагаемой конструкции автомата является то, что обрабатываемые изделия не транспортируются по ваннам или другим особым устройствам, а в процессе всей обработки находятся на одном месте в неподвижном положении, а к ним поочередно через одно и то же специальное струйное устройство автоматически, путем программирования, подаются различные растворы, промывные воды или горячий воздух. Автомат снабжен системой кранов, переключаемых командным аппаратом, который одновременно регулирует дозировку и корректировку растворов, а также электрический и тепловой режимы технологического процесса на различных этапах обработки деталей.

С помощью автомата данной конструкции представляется возможным шире и полнее использовать такие прогрессивные виды гальванических процессов, как износостойкое хромирование, электрополирование, фосфатирование и др.

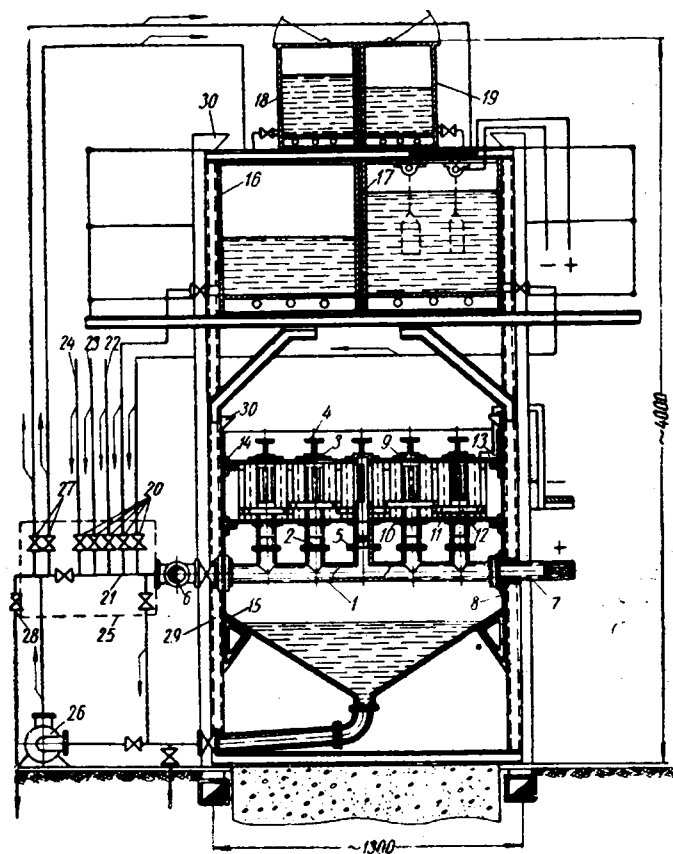


Рис. 1.

На рис. 1 приведена схема автомата для скоростного хромирования, включающего в себя следующие операции технологического процесса: обезжиривание, хромирование, анодирование, холодные и горячие промывки, сушку деталей горячим воздухом.

Автомат состоит из анодноструйного и катодноопорного устройств, сборной и напорных емкостей, дозирующе-корректирующей и нагревательной аппаратуры, системы трубопроводов и кранов, центробежного насоса для перекачивания растворов, командного аппарата и вспомогательного оборудования.

Анодноструйное и катодноопорное устройства — основные узлы автомата, от конструктивного решения которых во многом зависит степень интенсификации самого электролиза. В соответствии с конфигурацией обрабатываемых деталей выбирается тот или иной тип анодно-катодного устройства.

Особенностью данного анодноструйного устройства является то, что электролит в зону электролиза подается с помощью специального струйного анода одновременно по всей поверхности обрабатываемой детали, при этом и деталь и анод в процессе всей обработки находятся в неподвижном положении. Такой метод анодноструйной подачи электролита в зону электролиза вызывает интенсивное перемешивание его в межаноно-катодном пространстве, благодаря чему на границе перехода фаз (электролит—электрод) уменьшается толщина погранич-

ного диффузионного слоя и поэтому возрастает поток подвижных ионов. Происходит также снижение концентрационной поляризации, что уменьшает перенапряжение электрода и, следовательно, облегчает разряд ионов до металла. Кроме того, за счет непрерывной анодноструйной подачи свежих порций электролита непосредственно в зону электролиза происходит постоянное его обновление в межаноно-катодном пространстве, что способствует быстрому отводу газов, обильно выделяющихся в процессе электролиза, уменьшению степени насыщения деталей водородом, повышению электропроводности электролита и улучшению качества хромовых осадков. Все это создает наилучшие условия для ускоренного ведения электролиза и открывает широкий путь для его интенсификации за счет сокращения межаноно-катодного расстояния и применения высоких плотностей тока.

Анодноструйное устройство состоит из отдельных секций, а каждая секция из анодного коллектора 1, центрирующих патрубков 2 и струйных анодов 3. Рабочая часть струйного анода, расположенная против обрабатываемой детали, имеет ряд сквозных прорезей или круглых отверстий, по которым электролит подается в зону электролиза. Верхний конец анода закрыт пробкой и оборудован монтажной рукояткой 4, нижний имеет резьбу, с помощью которой он навинчивается на верхний конец центрирующего патрубка. Нижний конец центрирующего патрубка оборудован специальным фланцем 5, производящим центрирование и крепление разъемной рабочей части анодноструйного устройства к анодному коллектору. Один конец анодного коллектора присоединяется к подводящему трубопроводу 6, другой (загруженный) — к контактной клемме 7 анодной шины. Оба конца анодного коллектора жестко крепятся к корпусу автомата. Изоляция анодного коллектора от корпуса автомата осуществляется с помощью винипластовых шайб и втулок 8.

Катодноопорное устройство также выполняется из отдельных секций: каждая секция состоит из опорных фланцев 9 и 10, жестко связанных между собой вертикальными стойками (штангами) 11, оборудованными специальными хомутами 12. Прочность контакта обрабатываемой детали с хомутом обеспечивается применением спиральных пружин, надеваемых на болты в местах крепления хомута со штангой. При наличии на обрабатываемой детали резьбы контактирование ее с катодной секцией может производиться с помощью резьбового соединения [4]. Контактное катодной секции с катодной шиной 13 осуществляется посредством болтового соединения или методом пайки. Катодная секция устанавливается на винипластовые изоляторы 14 и жестко крепится к корпусу автомата.

Количество анодно-катодных секций и гнезд в них принимается в соответствии с габаритными размерами обрабатываемых деталей и производственной программой. Анодно-катодные секции устанавливаются и крепятся в верхней части корпуса автомата. Нижняя часть 15 корпуса автомата служит для приема отработанных растворов и промывных вод.

В напорных баках 16 и 17 находятся обезжиривающий раствор и хромовый электролит. Баки оборудованы нагревательными приборами и терморегуляторами. Для установления в хромовом электролите нормального содержания солей трехвалентного хрома, образующегося в процессе электролиза, сек 17 оборудован электродами постоянного тока и пластинчатыми электродами.

Напорные баки 18 и 19 наполняются концентрированными растворами, с помощью которых дозируется и корректируется обезжиривающий и хромовый электролиты. Баки оборудованы нагревательными приборами и специальными дозирующе-корректирующими устройствами.

Обезжиривающий раствор и хромовый электролит из напорных баков 16 и 17 посредством кранов 20 поочередно подаются в один общий коллектор 21, а затем через анодноструйное устройство автомата к обрабатываемым деталям. Сюда же по трубам 22 и 23 подаются промывные воды и по трубе 24 горячий воздух для сушки деталей. Эти процессы происходят автоматически, с помощью командного аппарата 25, который одновременно регулирует дозировку и корректировку растворов, а также электрический и тепловой режимы технологического процесса хромирования на различных этапах обработки деталей. Отработанные растворы из межаноно-катодного пространства поступают в сточную емкость автомата, а затем с помощью центробежного насоса 26, через краны 27 возвращаются в напорные баки, после чего цикл повторяется. Отработанные воды выходят в канализацию через кран 28, установленный на общем пульте управления. Остальные краны (без номеров) обеспечивают лучшую маневренность системы.

Все оборудование автомата может быть смонтировано на одном общем металлическом каркасе из швеллеров 29, который устанавливается на прочный фундамент. Автомат оборудован специальной системой бортовых отсосов 30.

Анодноструйный автомат может быть широко использован как для профилактического хромирования с целью упрочнения деталей, так и для восстановительного ремонта. Подбирая соответствующим образом анодно-катодные устройства в автомате, можно хромировать детали различного профиля и различной конфигурации.

На рис. 2 приведена схема анодноструйной автоматической установки для хромирования блоков цилиндров автомобильно-

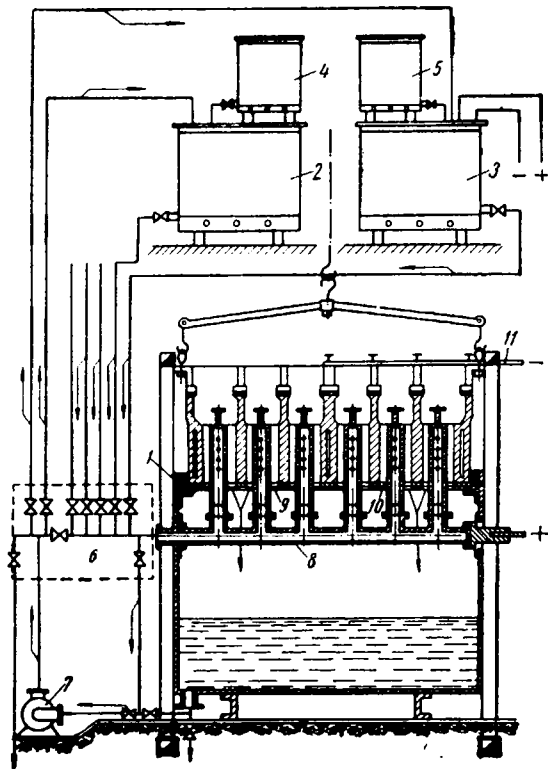


Рис. 2.

го двигателя. Установка состоит из анодноструйного стенда 1, напорных баков 2 и 3 для обезжиривающего и хромового растворов, дозатора 4, корректора 5, командного аппарата 6, цен-

тробежного насоса 7, системы трубопроводов и кранов, а также другого вспомогательного оборудования.

Анодноструйный стенд 1 — универсальный электролитический агрегат, с помощью которого осуществляются все операции технологического процесса износостойкого хромирования: обезжиривание, хромирование, анодирование, промывка холодной и горячей водой, сушка блоков воздухом. Стенд оборудован анодноструйным устройством 8 и катодноопорной плитой 9. Плита имеет шесть круглых отверстий диаметром, несколько большим диаметра хромируемых цилиндров, и служит опорным устройством для обрабатываемого блока. Для обеспечения герметичности установки между блоком и плитой устанавливается специальная резиновая или виниловая прокладка 10. Контакт блока с токоподводящей катодной шиной 11 производится в любом месте и осуществляется с помощью специальных контактных зажимов. Одновременно на стенде может обрабатываться несколько блоков. Техническая характеристика остального оборудования и принцип работы установки такой же, как и анодноструйного автомата.

### Выводы

Сочетание высокопроизводительных струйных методов обработки деталей с автоматизацией производственных процессов позволяет:

- 1) значительно повысить производительность труда и улучшить качество хромирования;
- 2) уменьшить степень насыщения деталей водородом;
- 3) устранить пооперационную транспортировку обрабатываемых деталей и многочисленные подвесные приспособления, применяемые в настоящее время;
- 4) исключить некоторое вспомогательное оборудование: промывные, сушильные и другие устройства;
- 5) сократить в 3—5 раз производственные площади за счет упрощения конструкции автомата и исключения пооперационной транспортировки изделий и другого вспомогательного оборудования;
- 6) в несколько раз снизить себестоимость обрабатываемых изделий;
- 7) оздоровить условия труда.

Струйный автомат, помимо хромирования, с небольшими конструктивными изменениями можно использовать для электролитического полирования, оксидирования, фосфатирования и других гальванических процессов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Радчик А. С., Бегагоен И. А., «Машинно-тракторная станция» № 1, 1951.
2. Гурков Е. А., Ускоренное холодное фосфатирование методом распыления раствора, ИТЭИИ АН СССР, 1956.
3. Галактинов П. А., Виткинд Л. М., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4, 1956.
4. Антонов Н. М., «Вестник машиностроения» № 5, 1960.
5. Антонов Н. М., «Ленинградская промышленность» № 2, 1959.

## Точечная конденсаторная сварка некоторых алюминиевых сплавов

М. М. НОВОКРЕЩЕНОВ

НИИТАвтопром

**В** СВЯЗИ со значительным развитием производства алюминиевых сплавов увеличились возможности широкого использования их в кузовостроении и особенно в производстве платформ грузовых автомобилей, самосвалов и прицепов, где применение легких сплавов наиболее эффективно. Поэтому для автомобильного производства большое значение приобретает разработка рациональных способов и средств контактной точечной сварки алюминиевых сплавов толщиной 1—4 мм.

Известно, что для точечной сварки алюминиевых сплавов требуется значительная электрическая мощность.

При использовании же стационарных точечных конденсаторных машин, уже нашедших широкое применение для сварки алюминиевых и других цветных сплавов малых толщин (до 1+1 мм), нужна меньшая электрическая мощность. Однако почти отсутствует промышленный выпуск конденсаторных машин для сварки алюминиевых сплавов толщиной более 1 мм. Поэтому был проведен ряд экспериментов по точечной сварке

следующих алюминиевых сплавов: АВА толщиной 1 и 2 мм, Д16АМ толщиной 1,5 и 2,5 мм, АМГ-6Т толщиной 2, 2,5 и 3 мм и АМГ-5ВМ толщиной 4 мм и некоторых сочетаний этих сплавов.

Эксперименты проводились на лабораторной точечной конденсаторной машине, сконструированной и изготовленной в НИИТАвтопроме. Конструкция машины аналогична обычным стандартным точечным машинам. Ее размеры примерно соответствуют размерам точечной машины мощностью 200 кВА.

В машине был установлен импульсный сварочный трансформатор мощностью около 200 кВА, который питается от батареи конденсаторов ИМ 3—100 емкостью 9000 мкФ. Машина работает по циклу с постоянным давлением в процессе сварки.

В работе определялись ориентировочные режимы сварки и выявлялись условия, обеспечивающие прочное точечное соединение ряда алюминиевых сплавов толщиной 1—4 мм. Использовались образцы размером 30×120 мм для толщины листов

до 1,5 мм и 40×120 мм для толщины более 1,5 мм. Перед сваркой образцы очищались от грязи и масла промывкой растворителем. Определялись зарядное напряжение, усилие между электродами и коэффициент трансформации сварочного трансформатора.

В предыдущих работах установлено, что процесс сварки более спокойно и стабильно протекает при больших значениях емкости и меньших зарядного напряжения. Поэтому образцы толщиной 1 и 1,5 мм сваривались при емкости 5000 мкф, а 2 мм и более — при емкости 7000—9000 мкф.

На каждом режиме сваривалось по 11 образцов, из которых один подвергался металлографическому исследованию, а 10 — испытанию прочности на срез.

В качестве примера на рис. 1 приведены зависимости прочности сварной точки для сплава Д16АМ толщиной 2,5+2,5 мм от параметров режима сварки и некоторых технологических параметров. Зона максимальной прочности точек соответствует усилию между электродами 760—780 кг (рис. 1, а). Кривая прочности получена при зарядном напряжении 2600—2700 в, коэффициенте трансформации 160. При увеличении усилия между электродами свыше 800 кг получается непрочвар, увеличение же при этом и зарядного напряжения приводит к сильным вмятинам под электродами, что также снижает прочность соединения. Из рис. 1, б видно, что зона максимальной

ном режиме образцы с шагом точек 15, 25, 30 и 40 мм, а также отдельные образцы (рис. 1, д). При шаге точек 30 и 40 мм получена примерно одинаковая прочность образцов, соответствующая прочности отдельных образцов. При шаге точек 25 мм средняя прочность образцов составила 94% от средней максимальной прочности образцов, т. е. при этом шаге точек уже начинает сказываться влияние шунтирования тока через соседние точки. При шаге точек 15 мм прочность точек резко падала. Следовательно, для сплава Д16АМ толщиной 2,5 мм минимальный шаг точек 30 мм.

На рис. 1, е показана зависимость прочности образцов от количества сварок, произведенных без зачистки электродов. Из графика видно, что при таких условиях можно сварить не более 15—20 точек. При дальнейшей сварке без зачистки электродов прочность точек начинает колебаться в широких пределах из-за значительного налипания сплава на электроды.

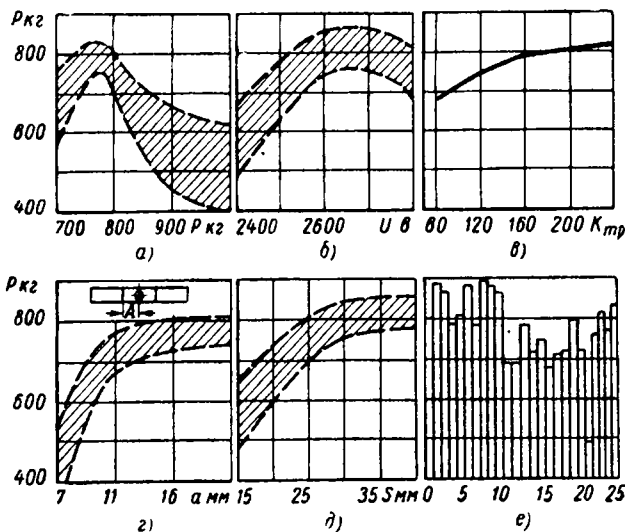


Рис. 1.

прочности точек соответствует зарядному напряжению 2600—2750 в. Во всех остальных случаях прочность точек снижается.

С целью выяснения влияния коэффициента трансформации сварочного трансформатора на прочность точек определены оптимальные режимы сварки для всех коэффициентов трансформации, после чего на этих режимах сварены и испытаны образцы (рис. 1, в). Максимальная и примерно одинаковая прочность точек получена на образцах, сваренных при коэффициентах трансформации 160, 200 и 240 (время сварки составляет 0,025—0,04 сек.). Диаметр точек составлял при этом 9—10 мм. При коэффициентах трансформации 80 и 120 (время сварки до 0,016 сек.) удалось получить точки диаметром не более 6—7 мм. Это связано с малым временем сварки, не позволяющим получить необходимый разогрев металла под электродами. Следовательно, наилучшим коэффициентом трансформации следует признать 240, однако по сравнению с коэффициентом трансформации 160 приходится увеличивать зарядное напряжение на 150—200 в.

На рис. 1, г представлена зависимость прочности сварных соединений от величины нахлестки А. При величине нахлестки 7 мм (при расстоянии от края листа до начала точки 1,5—2 мм) жидкий металл выдавливался в зазор между пластинами, что резко снижало прочность соединения. При величине нахлестки 11 мм средняя прочность точек уже составила 95% от средней максимальной прочности образцов. При нахлестке 16 и 21 мм прочность точек была максимальной. Следовательно, для сплава Д16АМ толщиной 2,5 мм величина нахлестки образцов должна быть не менее 11 мм (т. е. расстояние от края листа до начала точки не менее 5 мм). Для выяснения влияния шунтирования тока через соседние точки были сварены на оптималь-

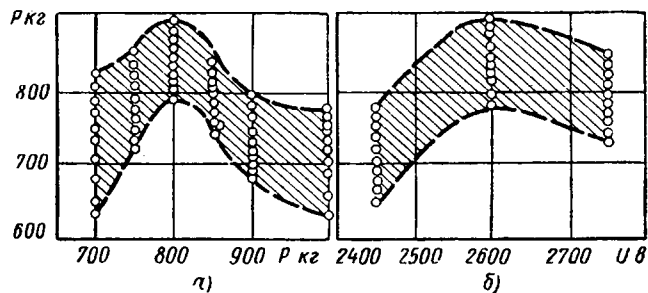


Рис. 2.

На оптимальном режиме сваривался также пакет из трех пластин. Средняя прочность точек при этом снизилась на 5—10% по сравнению с прочностью образцов, состоящих из двух пластин. 100%-ная прочность пакета была получена при повышении зарядного напряжения на 150—200 в. Остальные параметры режима сварки не изменились. Таким же образом определялись оптимальные режимы сварки и других алюминиевых сплавов и их сочетаний. Для сравнения с кривыми рис. 1 на рис. 2 показаны зависимости прочности сварных соединений из сплава Д1АТ толщиной 2 мм от усилия между электродами

Сплав	Толщина листа в мм	Режим сварки				Прочность точек на срез в кг
		емкость в мкф	зарядное напряжение в в	усилие между электродами в кг	Диаметр рабочей части электрода в мм	
АВА	1+1	5000	1600	350—370	6,5—7,0	280—326
Д16АМ	1,5+1,5	5000	2650—2750	700—720	8,5—9,0	308 470—524
АВА	2+2	7000	2700—2800	880—900	10—10,5	493 682—732
АМГ—6Т	2+2	7000	2600—2650	740—760	10—10,5	724 920—1030
Д1АТ	2+2	7000	2650—2700	800—820	10—10,5	960 775—875
АМГ—6Т	2+2	9000	2750—2800	970—1000	11,0	829 1050—1200
Д16АМ	2,5+2,5	7000	2700—2800	760—780	11,0	1100 759—867
АМГ—6Т	3+3	9000	3000	1400—1450	12,0	818 1195—1280
АМГ—5ВМ	4+4	9000	3000	1650—1700	13,0	1230 1450—1550
АВА+Д1АТ	1+2	5000	1700—1750	400—420	6,5—7,0	1500 370—380
АВА+Д1АТ	2+2	7000	2650—2700	800—820	10—10,5	376 728—782
АМГ—6Т+Д1АТ	2+2	7000	2650—2700	780—800	10—10,5	750 762—865
Д16АМ+АМГ6Т	2,5—2,5	7000	2700—2800	780—800	11,0	785 775—872
						800

Примечание. Сварка сплава АМГ—6Т толщиной 4+4 мм осуществлялась с помощью сварочного трансформатора ТК1-200-3-1.



(а) и зарядного напряжения (б). Характер кривых приблизительно такой же, как и для сплава Д16АМ.

В таблице приведены примерные режимы сварки для алюминиевых сплавов и их сочетаний.

Из таблицы видно, что при сварке образцов из различных сплавов равной толщины режим сварки примерно одинаковый, отличается только усилие между электродами. При сварке разнородных алюминиевых сплавов одной толщины параметры режима сварки ближе к параметрам режима сварки материала, требующего меньшее усилие между электродами. В образцах разной толщины режим сварки подбирается по материалу меньшей толщины, входящей в соединение. Однако при этом усилие между электродами повышается на 50—70 кг, зарядное напряжение на 100—150 в. Из таблицы также видно, что наименьшей прочностью точек при сварке образцов одной толщины обладает сплав АМГ-6Т, а затем — сплавы Д1АТ, Д16АМ и АВА. Большое значение при сварке алюминиевых сплавов имеет стойкость электродов. При сварке на серийных машинах уже после постановки 5—10 точек обычно происходит налипание свариваемого сплава на электроды, что вызывает необходимость их зачистки. Эксперименты показали, что стойкость электродов при конденсаторной сварке повышается.

Ниже приведены опытные данные о количестве сварок для различных сплавов, при которых получается высокое качество точек без зачистки электродов.

АВА . . . . .	10—15
Д16АМ . . . . .	15—20
Д1АТ . . . . .	40—50
АМГ-6Т . . . . .	90—100

Из этих данных видно, что количество точек, получаемых без зачистки электродов, в сильной степени зависит от марки сплава и почти не зависит от толщины материала.

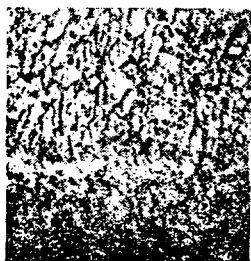


Рис. 3.



Рис. 4.

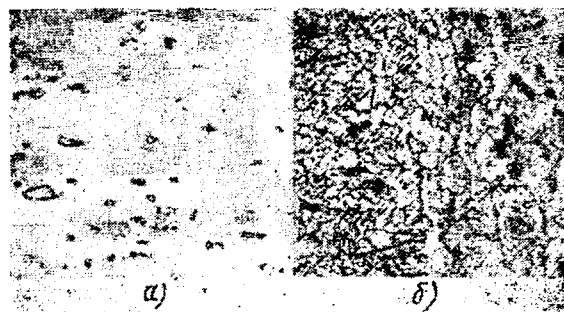


Рис. 5.



Рис. 6.

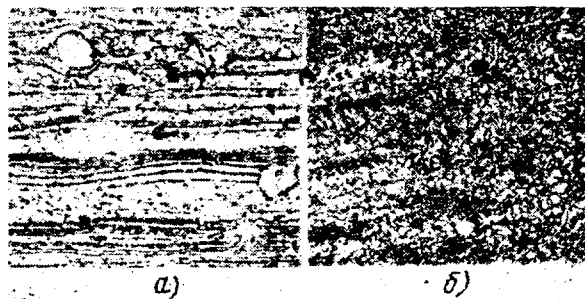


Рис. 7.

Для сплава Д1АТ толщиной 2 мм, имеющего на поверхности листа плакированный слой толщиной 0,18 мм, проверено, не уничтожается ли этот слой при сварке. Установлено, что при правильно подобранном режиме сварки плакированный слой сохраняется (рис. 3). Металлографическое исследование сварных соединений показало, что качество точек, сваренных на оптимальных режимах, удовлетворительное. На рис. 4 и 5 представлены макро- и микроструктуры образца из сплава Д1АТ толщиной 2+2 мм. В ядре точки дефектов не наблюдается. Микроструктура основного металла состоит из твердого раствора и включений  $\text{CuAl}_2$  (рис. 5, а). В центре ядра точки (рис. 5, б) находятся равноосные кристаллы, в переходной зоне заметно частичное оплавление зерен.

На рис. 6 и 7 показаны макро- и микроструктуры образца из сплава АМГ-6Т толщиной 2,5+2,5 мм.

С одной стороны на поверхности образца заметны трещины, возникшие из-за недостаточного охлаждения электрода при сварке. Микроструктура основного металла (рис. 7, а) имеет волокнистое строение, характерное для проката. Она состоит из твердого раствора и включений  $\beta$ -фазы. В переходной зоне термовлияния (рис. 7, б) видна характерная столбчатая структура, обычно получающаяся при точечной сварке.

## Выводы

1. Алюминиевые сплавы различных марок толщиной 1—4 мм можно качественно сваривать на точечных конденсаторных машинах. При правильно подобранном режиме сварки плакированный слой сохраняется.

2. Конденсаторная сварка должна осуществляться на наиболее мягких режимах. Этим обеспечивается стабильность качества сварных соединений.

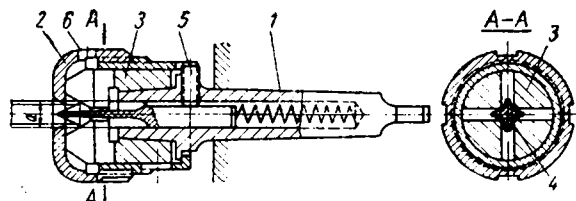
3. Недостатком точечной конденсаторной сварки алюминиевых сплавов так же, как и других способов контактной сварки алюминиевых сплавов, является малое количество сварных точек, которое можно одновременно качественно сварить без зачистки электродов. Стойкость электродов должна увеличиваться путем создания таких покрытий на поверхности листов, при которых не происходило бы налипания сплава на электроды при сварке.

## Комбинированная фасочная зенковка для труб

А. Г. САЛЬНИКОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**ПРИМЕНЯЕМАЯ** на Московском автозаводе имени Лихачева комбинированная фасочная зенковка для труб, снабженная сменными наружной и внутренней концентричными зубчатыми вставками, может быстро переналаживаться на различные диаметры обрабатываемых труб, а при обработке тонкостенных трубок позволяет перекрывать наклонные режущие кромки наружной и внутренней режущих вставок.



Конструктивная особенность комбинированной фасочной зенковки заключается в том, что внутренняя зубчатая вставка выполнена подпружиненной и установочно-передвижной в осевом отверстии корпуса зенковки (см. рисунок).

Концентричные зубчатые вставки сопрягаются по крестообразному профилю выступов тела внутренней вставки и пазов в теле наружной вставки.

Комбинированная фасочная зенковка имеет хвостовик 1, защитный кожух 2 и сменные концентричные зубчатые наружную вставку 3 и внутреннюю вставку 4. Наружная вставка 3 посажена внутренним конусом на оправку. Внутренняя вставка 4 центрируется также по оправке, проходит через наружную

вставку 3. Эта вставка выполнена подпружиненной и установочно-передвижной в осевом отверстии корпуса зенковки. Она имеет сечение в виде креста, а наружная вставка — крестообразные пазы, выходящие в расточный диаметр под конус с противоположной стороны и служащие для выхода камня при заточке. Четыре режущих кромки внутренней вставки 4 расположены на перьях креста. Они образуются в результате шлифовки четырех плоскостей под углом  $45^\circ$  к оси тела вставки и под этим же углом к перу креста.

У наружной вставки 3 режущие кромки расположены под углом  $45^\circ$  к оси прорезей крестообразного паза и получаются также в результате пересечения двух взаимно-перпендикулярных угловых пазов, проходящих вдоль крестообразного паза.

В сборе зубцы наружной вставки чередуются с зубцами внутренней вставки, что обеспечивает хорошее центрирование обрабатываемой трубки и получение чистой поверхности зенкования.

Комбинированная фасочная зенковка легко и быстро переналаживается на различные диаметры обрабатываемых трубок путем перемещения внутренней зенковки, положение которой фиксируется винтом 5. Отверстие кожуха 2 позволяет предварительно центрировать обрабатываемую трубку относительно режущих кромок вставок.

Комбинированная зенковка предназначена для обработки цветных материалов, но в случае использования машинной подачи может применяться для обработки стальных трубок.

Затупленные режущие кромки инструмента легко восстанавливаются при заточке без специальных приспособлений. Для выброса стружки в защитном кожухе предусмотрены отверстия 6.

## Электровоздушная печь для спекания сот радиаторов

А. П. МЕХОНЦЕВ

Шадринский автоагрегатный завод имени Сталина

**В ЦЕЛЯХ** повышения производительности труда и качества спекания трубчатых сот автомобильных радиаторов на Шадринском автоагрегатном заводе им. Сталина была изготовлена и внедрена в действие автоматическая печь спекания.

Раньше спекание сот осуществлялось в малопроизводительной электропечи камерного типа, неэкономичной и несовершенной по конструкции. Соты загружались в печь и выгружались из нее вручную, причем рабочим приходилось дышать воздухом, насыщенным вредными парами флюса. Флюсование сот раствором хлористого цинка также осуществлялось вручную.

Основным недостатком старой камерной электропечи являлось низкое качество спекания из-за неравномерности нагрева соты, поскольку нагрев ее нагревательными элементами происходил путем теплоизлучения. Кроме того, было трудно установить время выдержки соты в печи. При недостаточной выдержке пластины не припаивались к трубкам, а при передержке выгорал припой на поверхности и в швах трубок, охлаждающие пластины не припаивались, а трубки теряли герметичность.

При конструировании новой печи для спекания сот преследовались такие цели: облегчить труд рабочего и избавить его от вредного влияния паров соляной кислоты; увеличить производительность труда и улучшить качество спекания сот.

Новая автоматическая печь спекания удовлетворяет этим условиям. По своему устройству она относится к электрическим камерным печам с принудительным циркуляционным воздушным потоком, а по принципу действия — к пульсирующим конвейерам.

Конструкция ее (рис. 1) состоит из следующих основных узлов: корпуса из кирпичной кладки 1; вентилятора 2 с электродвигателем 3; трубопровода 4, соединяющего камеру спекания с вентилятором; вентилятора охлаждения 5 с электродвигателем 6; рамы движения 7 с пневматическим цилиндром 8; дозирующего бака 9 с листовой решеткой 10 и пневматическим цилиндром 11; центробежного насоса 12 с электродвигателем 13; пневматического крана 14 с тянущим соленоидом С-5121; сливного бака 15; направляющих 16; стола загрузки 17 и стола разгрузки 18.

Печи спекания сот на Московском автозаводе имени Лихачева и Горьковском автозаводе работают по принципу нагрева воздуха природным газом. Отличительной особенностью автоматической печи Шадринского автоагрегатного завода яв-

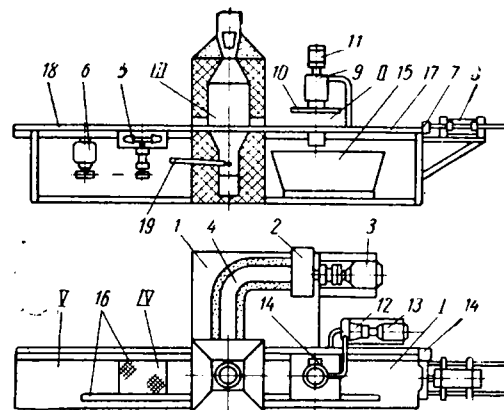


Рис. 1

ляется нагрев воздуха электрическими кассетами, составленными из отдельных литых никромовых элементов.

Кассеты подключаются к сети напряжением 380 в через трансформатор, рассчитанный на 100 в трехфазного тока. Нагревательные элементы из прокатных никромовых стандартных марок не применяли, так как они быстро перегорали. Практика эксплуатации литых нагревателей показала, что у них достаточно длительный срок службы.

В основу работы печи положен новый принцип нагрева соты путем продувания через нее горячего воздуха, нагревающегося в камерах печи (рис. 2).

Воздух в процессе работы печи нагревается следующим образом. Центробежный вентилятор типа ЦАГИ подает воздух через окно 1 в первую камеру нагрева и затем прогоняет его



последовательно через все три камеры с установленными в них кассетами 2. Холодный воздух, проходя по камерам, нагревается и выходит через выходное окно 3 в камеру спекания печи, где проходит через находящуюся в камере соту и спекает ее. Немного остывший воздух, насыщенный парами воды и соляной кислоты, частично удаляется через выпускную трубку в атмосферу, а основная масса воздуха направляется по

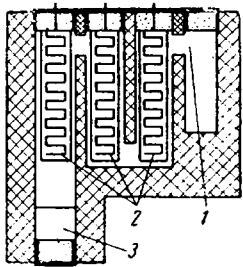


Рис. 2.

трубопроводу в вентилятор, который снова подает его в камеры нагрева. Количество выпускаемого воздуха регулируется заслонкой, установленной в выпускной трубе, а свежий воздух дополнительно поступает в циркуляционную систему через боковые проходные окна. Температура в печи регулируется автоматически при помощи термпары 19 (рис. 1), установленной в проходном канале под камерой спекания, путем выключения кассет при достижении заданной температуры и обратного включения их при понижении температуры ниже заданной.

Рабочая температура печи достигает 360—380° через полтора-два часа после первоначального включения и в процессе работы поддерживается таковой при затратах половинной мощности печи.

Печь спекания делится на пять зон (рис. 1): I — загрузки, II — душирования, III — спекания, IV — охлаждения и V — разгрузки.

Полный цикл работы печи длится 45—55 сек. и подразделяется на следующие последовательные элементы: загрузку в зоне загрузки, движение вперед с места загрузки, флюсование в зоне душирования, охлаждение в зоне охлаждения, выгрузку в зоне выгрузки.

Печь работает следующим образом. Соты для спекания закладываются в специальную рамку и вместе с ней кладется на загрузочный стол 17 в зоне загрузки. Через определенный промежуток времени при помощи рамы 7, закрепленной на штоке пневматического цилиндра 8, сота продвигается по направляющим 16, вперед на шаг, равный длине соты, и остается в этом положении до нового движения рамы вперед. Затем рама возвращается в исходное положение. При следующем движении рамы вперед вторая вновь загруженная сота с рамкой при

своем движении передвигает первую соту в зону душирования. Управление пневматическим цилиндром 8 с рамой 7 осуществляется пневматическим краном 14, золотник которого соединен с тянущим соленоидом С-5121.

В зоне душирования производится флюсование соты путем сквозного пролива через соту раствора хлористого цинка. Соты душируются при помощи центробежного насоса 12, который подает флюс в дозировочный бак 9 из сливного бака 15, расположенного под зоной душирования. Из дозировочного бака через определенный промежуток времени в течение 10 сек. флюс подается на каждую соту через листовую решетку 10 с отверстиями диаметром 3 мм. Время выдержки душирования обеспечивается работой бронзового клапана, который закреплен на конце штока пневматического цилиндра 11. Клапан установлен в днище дозировочного бака. Пневматический цилиндр с клапаном управляется также пневматическим краном 14, золотник которого соединен с тянущим соленоидом С-5121. После флюсования сота передвигается в зону спекания и останавливается в камере спекания на 45—55 сек. Горячий воздух, проходя через соту снизу вверх со скоростью 10 м/сек, нагревает ее до 340—360°. Припой, которым облужены трубки, расплавляется и плотно припаяет их к охлаждающим пластинам. Время выдержки соты в камере спекания и продолжительность душирования флюсом обеспечиваются работой реле времени часового типа Е-52.

После спекания сота передвигается в зону охлаждения и останавливается под вентилятором охлаждения 5, который снизу вверх прогоняет через соту холодный воздух и охлаждает ее. Затем сота передвигается в зону разгрузки на разгрузочный стол, где рабочий снимает ее вместе с рамкой.

Таким образом, при установившемся процессе в печи спекания постоянно находятся десять сот: первая — на разгрузочном столе, вторая — под душирующей решеткой, третья и четвертая — перед камерой спекания, пятая — в камере спекания, шестая и седьмая — перед охлаждающим вентилятором, восьмая — под охлаждающим вентилятором, девятая и десятая — на разгрузочном столе перед разгрузкой. Все десять сот через каждый полный цикл спекания (45—55 сек.) передвигаются в печи по направляющим 16.

Внедрение автоматической печи спекания вдвое подняло производительность и резко повысило качество спекания сот. Кроме того, значительно облегчился труд рабочего, обязанностью которого является только загрузка соты с рамкой на загрузочный стол и снятие готовой соты с рамкой с разгрузочного стола.

## Приспособление для активного контроля при размерном шлифовании торцов

В. Л. СОБИН, О. В. КАРАНЧУК

Минский автозавод

ПРИ размерном шлифовании торцов с жесткими допусками на внутришлифовальных станках особенно трудоемким и неудобным является контроль. Даже опытные шлифовщики затрачивают на измерение деталей 15% рабочего времени, и тем не менее брак не исключается.

Поэтому для повышения производительности труда и улучшения качества продукции большое значение имеют средства контроля в процессе шлифования.

На Минском автозаводе разработано и испытано приспособление для активного контроля торцов ведущей шестерни редуктора заднего моста автомобиля МАЗ-200, обеспечивающее размер с точностью 2-го клсса. В качестве измерительного устройства применена электроконтактная головка БВ-220, оборудованная индикатором. Приспособление имеет несложную конструкцию, просто в изготовлении, надежно в эксплуатации.

На базе данного приспособления возможна модернизация станка (перевод станка на полуавтоматический цикл). Монтируется приспособление на задней бабке станка, что дает возможность устанавливать его в рабочее положение и отводить из рабочей зоны по окончании шлифовки без участия рабочего.

Основными частями приспособления являются две плиты, скользящие друг относительно друга в направляющих. Нижняя плита 1 (см. рисунок) жестко прикрепляется к задней бабке и в процессе шлифовки перемещается вместе с ней. Верхняя плита 2, на которой расположена электроконтактная головка 3

и регулировочный упор 4, постоянно поджимается пружиной к упорному винту 5.

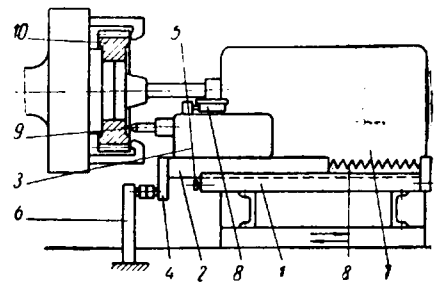
При подводе шлифовального камня к изделию упоры 4 и 6 соприкасаются, обеспечивая постоянную базу для измерения.

Дальнейшая подача шлифовальной бабки 7 осуществляется при неподвижной относительно детали детали плите 2 за счет сжатия пружины 8.

Благодаря тому, что усилие пружины 8 намного превышает усилие пружины измерительного наконечника 9, обеспечивается постоянство измерительной базы.

По окончании шлифовки изделия 10 задняя бабка вместе с приспособлением отводится из рабочей зоны, открывая свободный доступ рабочего к детали.

На приспособлении предусмотрено устройство для компенсации износа направляющих и защитный кожух для изоляции последних от абразивной пыли.



## НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КАРБЮРАТОРОВ ЗАВОДОВ «СОЛЕКС» И «ЗЕНИТ»

**В** ТЕЧЕНИЕ последних двух лет крупнейшие в Европе карбюраторные заводы «Солекс» и «Зенит» выпустили несколько новых моделей карбюраторов.

Одной из важных задач улучшения конструкции карбюраторов является повышение их эксплуатационной надежности, поскольку весьма значительный процент всех путевых неисправностей возникает вследствие неполадок в работе карбюратора.

Карбюратор завода «Солекс» типа В32Р1Н (рис. 1) существенно отличается

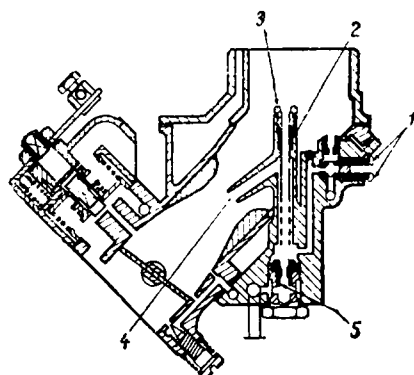


Рис. 1. Разрез карбюратора «Солекс» типа В32Р1Н:

1 — жиклер холостого хода; 2 — эмульсионная трубка; 3 — главный воздушный жиклер; 4 — распылитель; 5 — главный жиклер.

ся от ранее выпускавшихся карбюраторов этой фирмы. Он имеет наклонную смесительную камеру с вертикальной горловиной на крышке для установки воздушного фильтра. Для такого карбюратора на впускном трубопроводе должен быть установлен соответствующий наклонный фланец крепления. При наклонном расположении смесительной камеры можно уменьшить суммарную высоту карбюратора и впускного трубопровода на 90—100 мм, сохраняя в то же время преимущества, свойственные карбюраторам с падающим потоком.

Сбалансированная поплавковая камера охватывает смесительную камеру полукольцом, так что один из двух поплавков, соединенный с рычагом, расположен перед жиклерами, а другой — за ними. Благодаря этому устройству колебания уровня топлива относительно жиклеров при движении на подъемах и спусках минимальны и нормальная работа карбюратора не нарушается при интенсивном разгоне или торможении.

Пусковое приспособление с ручным управлением выполнено в виде упрощенного вспомогательного карбюратора, как и в других конструкциях карбюраторов завода «Солекс».

Профилированная форма смесительной камеры обеспечивает плавный переход от диффузора для уменьшения за-

вихрений и сопротивления проходящему потоку воздуха. Последнее достигается также за счет плоской формы оси дроссельной заслонки; это увеличивает проходное сечение смесительной камеры при полном открытии дроссельной заслонки.

Новым в конструкции карбюраторов является объединение основных дозирующих деталей в так называемом эмульсионном блоке, который представляет собой съемную деталь и крепится к корпусу карбюратора шестью винтами. В эмульсионном блоке объединены распылитель с эмульсионной трубкой, главный жиклер, жиклер холостого хода, воздушные жиклеры и ускорительный насос с форсункой. Такое устройство удобно с точки зрения технического обслуживания карбюратора и замены дозирующих элементов. Кроме того, оно дает некоторые производственные преимущества, позволяя выпускать карбюраторы с ускорительным насосом или без такового путем установки соответствующего эмульсионного блока.

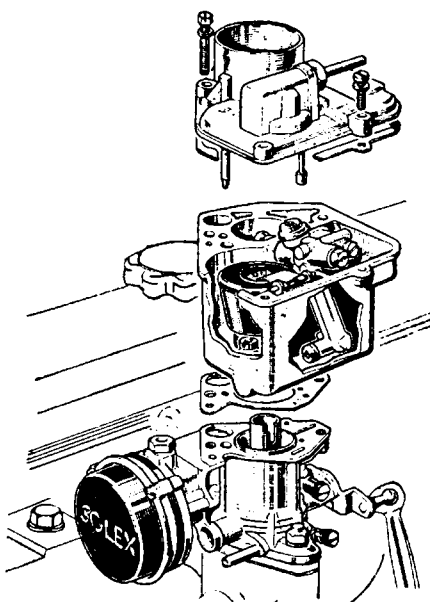


Рис. 2. Карбюратор «Солекс» типа 281ДТ для автомобиля Рено «Дофин».

В карбюраторе предусмотрена возможность применения экономайзерного устройства (эконостата), не имеющего подвижных деталей.

На рис. 2 показан новый карбюратор завода «Солекс» типа 281ДТ, предназначенный для распространенного автомобиля Рено «Дофин». В отличие от конструкции карбюраторов этой фирмы «Солекс» смесительная камера данного карбюратора выполнена отъемной от корпуса карбюратора; между этими деталями устанавливается прокладка. Такое устройство затрудняет теплопередачу

поплавковой камере и тем самым уменьшает возможность образования паровых пробок. В этом карбюраторе дозирующие элементы также объединены в эмульсионном блоке, который укрепляется на внутренней стенке поплавковой камеры, что с точки зрения доступности для технического обслуживания и регулировки, по-видимому, менее удобно по сравнению с креплением эмульсионного блока снаружи, как в карбюраторе типа В32Р1Н. Однако при внутреннем креплении улучшается охлаждение эмульсионного блока топливом и, следовательно, меньше образуется паровых пробок, нарушающих работу карбюратора.

Карбюратор типа 281ДТ имеет пусковое приспособление в виде вспомогательного карбюратора с автоматическим управлением при помощи термостата (биметаллической спирали, подогреваемой воздухом), расположенного на корпусе смесительной камеры. Топливоподводящий штуцер на крышке поплавковой камеры сделан гладким — под надеваемый на него гибкий шланг. Такой способ присоединения бензинового провода получает все большее распространение вследствие простоты устройства, удобства и надежности в эксплуатации.

Для автомобиля Форд «Англия» с короткоходным четырехцилиндровым двигателем фирма «Солекс» разработала карбюратор типа 30Z1C2, в котором применено описанное экономайзерное устройство эконостат, а эмульсионная трубка расположена сбоку вместо обычного для карбюраторов фирмы «Солекс» расположения этой детали в центре диффузора. Эконостат (рис. 3) является дополнительной дозирующей системой, рассчитанной на подачу топливовоздушной эмульсии и обеспечивающей, таким образом, экономайзерный эффект. Это приспособление предназначено для четырехцилиндровых двигателей, имеющих значительные колебания разрежения во впускном трубопроводе, которые влияют на работу дозирующих органов карбюратора. При наличии эконостата регулировка главной дозирующей системы может быть рассчитана на более бедную горючую смесь, что дает экономию топлива на средних, наиболее употребительных режимах работы двигателя.

Как видно из рис. 3, разрежение передается из распылителя в выходной канал эконостата, соединенный с колодцем эмульсионной трубки главной дозирующей системы. Таким образом, работа эконостата регулируется скоростью воздуха в узкой части диффузора. Начало работы эконостата при изменении расхода воздуха через диффузор зависит от подбора воздушного жиклера эконостата. Подбирая топливный и воздушный жиклеры эконостата, можно подавать дополнительное количество эмульсии от заданного числа оборотов до максимального; такой подбор главного жиклера меньшей пропускной спо-

способности предотвращает переобогащение смеси при работе с малыми числами оборотов и полном открытии дроссельной заслонки. Так как эконоустат не имеет движущихся и изнашивающихся деталей, он должен отличаться стабильностью регулировки.

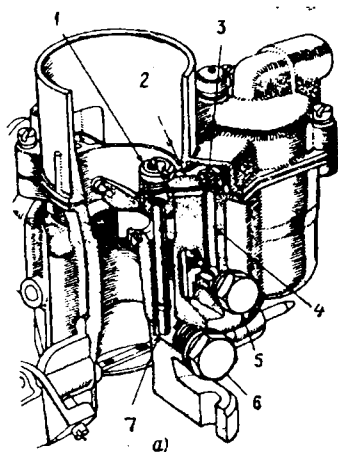


Рис. 3. Карбюратор «Солекс» типа 30Z1C2:

а — общий вид; б — схема эконоустата; 1 — главный воздушный жиклер; 2 — корпус эконоустата; 3 — воздушный жиклер эконоустата; 4 — топливный канал; 5 — топливный жиклер эконоустата; 6 — главный жиклер; 7 — эмульсионная трубка; 8 — колодец эмульсионной трубки.

Распылитель с выходным отверстием, обращенным вниз, который используется при диффузорах малого диаметра, меньше подвержен обеднению по сравнению с обычными распылителями фирмы «Солекс», имеющим боковые выходные отверстия.

На автомобилях «Фольксваген» упрощенные карбюраторы «Солекс» типа 28РС1 были изменены в 1960 г. более совершенными карбюраторами модели 28Р1СТ (рис. 4). И в этом карбюраторе фирма «Солекс» отказалась от центрального расположения эмульсионной трубки, поместив ее рядом с диффузором. Обогащительное устройство выполнено в виде специального колодца, сообщающегося с поплавковой камерой. Из этого колодца через шариковый клапан и форсунку 4 подсасывается топливо при больших числах оборотов коленчатого вала и больших нагрузках двигателя. При резком открытии дроссельной заслонки ускорительный насос диафрагменного типа подает топливо через выпускной шариковый клапан и вертикальный канал в форсунку 9.

В качестве пускового устройства используется воздушная заслонка 7 с термостатическим управлением. При холодном двигателе биметаллическая спираль держит заслонку в закрытом положении; постепенно нагреваясь, спираль открывает заслонку. Это термостатическое устройство дополняется специальным электроподогревательным устройством, соединенным с цепью зажигания и ускоряющим прогрев биметаллической спирали. Кроме того, имеется пневматический корректор пускового устройства, на поршень 10 которого действует разрежение, подводимое по каналу из задрессельного пространства.

Поршень связан с осью воздушной заслонки и приоткрывает ее, преодолевая сопротивление биметаллической спирали, как только разрежение в задрессельном пространстве сильно возрастает. Этим предупреждается излишнее обогащение горючей смеси после

воздухом. При малых расходах воздуха, с которыми связана опасность обеднения системы холостого хода, в карбюратор поступает подогретый воздух. В летнее время заслонку удерживают

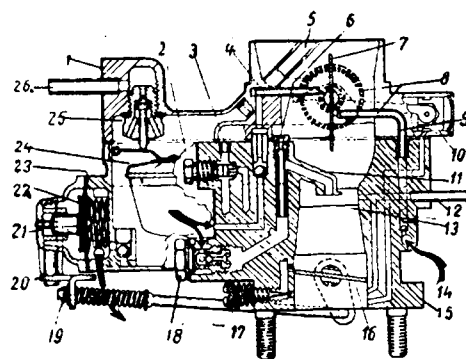


Рис. 4. Карбюратор «Солекс» типа 28Р1СТ для автомобиля «Фольксваген» (стрелками указано направление движения топлива):

1 — крышка карбюратора; 2 — жиклер холостого хода; 3 — калиброванная втулка; 4 — форсунка обогащительного устройства; 5 — балансировочная трубка; 6 — воздушный жиклер с эмульсионной трубкой; 7 — воздушная заслонка; 8 — биметаллическая спираль; 9 — форсунка ускорительного насоса; 10 — поршень пневматического корректора; 11 — распылитель; 12 — отбор вакуума для автомата опережения; 13 — диффузор; 14 — подвод топлива от ускорительного насоса; 15 — корпус карбюратора; 16 — дроссельная заслонка; 17 — винт холостого хода; 18 — держатель главного жиклера; 19 — тяга ускорительного насоса; 20 — рычаг ускорительного насоса; 21 — крышка ускорительного насоса; 22 — диафрагма; 23 — пружина диафрагмы; 24 — поплавок; 25 — топливный клапан; 26 — топливоподводящий штуцер.

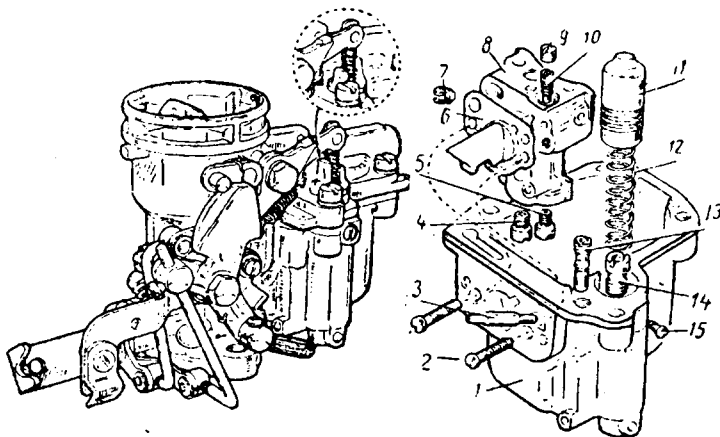


Рис. 5. Карбюратор Зенит типа 30UN:

1 — поплавковая камера; 2 — винты крепления эмульсионного блока; 3 — форсунка ускорительного насоса; 4 — главный жиклер; 5 — компенсационный жиклер; 6 — прокладка эмульсионного блока; 7 — воздушный жиклер; 8 — эмульсионный блок; 9 — воздушный жиклер холостого хода; 10 — жиклер холостого хода; 11 — поршень ускорительного насоса; 12 — пружина ускорительного насоса; 13 — выпускной клапан ускорительного насоса; 14 — выпускной клапан ускорительного насоса; 15 — ограничительный винт поршня ускорительного насоса.

поступает в воздухоочиститель по гибкому шлангу. На входе в воздухоочиститель установлена автоматическая заслонка, нагруженная противовесом. При больших расходах воздуха заслонка автоматически открывается и переключает двигатель на питание холодным

специальным стопором в положении, необходимом для питания двигателя воздухом без подогрева.

Поскольку на двигателе «Фольксваген» применяется только вакуумный автомат опережения, на карбюраторе имеется разветвленный канал для отбо-

ра разрежения: одна ветвь соединяется с узкой частью диффузора, а вторая — с задрессельным пространством.

В одной из последних разновидностей карбюраторов «Зенит» (тип 30VN), так же как в некоторых новых карбюраторах «Солекс», применен принцип объединения основных дозирующих элементов в эмульсионном блоке (рис. 5). Этот блок крепится к внутренней поверхности

поплавковой камеры двумя винтами. Жиклеры и эмульсионная система погружены в топливо. Охлаждение этих элементов препятствует образованию паровых пробок и выкипанию топлива.

Рассматривая последние типы зарубежных автомобильных карбюраторов, можно констатировать, что в них по существу нет принципиальных новшеств, но их конструкция улучшена в

деталях. Эти улучшения представляют интерес и для нашей промышленности, так как они способствуют повышению эксплуатационных качеств автомобилей.

В. В. БЕКМАН

ЦИТА

## ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ БУНКЕРОВ ДЛЯ ЗАГРУЗКИ БЕСЦЕНТРОВО-ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

**ПРИМЕНЕНИЕ** в машиностроении вибрационных загрузочных устройств, обеспечивающих высокую производительность металлообрабатывающего и прессового оборудования, приобретает все большее значение.

В некоторых вариантах автоматической загрузки бесцентрово-шлифовальных станков используется сила инерции движения деталей  $w$  в чаше вибробункера (рис. 1). Во время загрузки бесцентрово-шлифовальных станков при

станков, действующее на этом принципе, довольно простое.

На тележке с подставкой 4, которая перемещается вдоль бесцентрово-шлифовального станка 5 по направляющим 6, установлен на амортизаторах привод 7 вибробункера с круглой чашей 3. Выход спирального лотка 8 соединен с промежуточным прямолинейным лотком 9, который в свою очередь неподвижно соединен с приспособлением станка 10. Ось движения деталей 11 в выходном лотке 8 чаши вибробункера совпадает с осью деталей в промежуточном лотке 9 и осью центров станка на высоте  $H$ . Конструкция лотков 8 и 9 такова, что создаются условия движения деталей 11, аналогичные условиям движения деталей в зоне обработки между шлифующим и ведущими кругами. В выходном лотке 8 и промежуточном лотке 9 установлен нож 12, предназначенный для предотвращения выдвигания заготовок вверх, так как сила инерции движущихся деталей больше силы, нужной для врезания. Для создания непрерывного потока деталей в чаше вибробункера имеются отсеватели и ориентаторы 13.

Для удобства обслуживания станка вибробункер на тележке откатывается по направляющим 6 от зоны обработки (при смене шлифующего круга, при подналадке по износу шлифующего круга и т. д.).

Этот метод автоматической загрузки бесцентрово-шлифовальных станков имеет ряд преимуществ перед существующими системами:

а) при бункерной загрузке бесцентрово-шлифовальных станков, использующей силу собственного веса столба деталей для преодоления усилия врезания, детали требуются поднимать на сравнительно большую высоту, что имеет значительные неудобства в обслуживании, а в случае применения предлагаемого метода высота загрузки не более высоты центров станка  $H$ ;

б) в других существующих бункерных загрузочных системах механизмы захвата и ориентации переносят детали на транспортер, вращающиеся валики и т. д., которые в свою очередь передают детали в зону обработки; при использовании описываемого метода не нужны механизмы подачи деталей из

механизма захвата и ориентации в зону обработки.

Применение автоматического загрузочного устройства, несомненно, дает

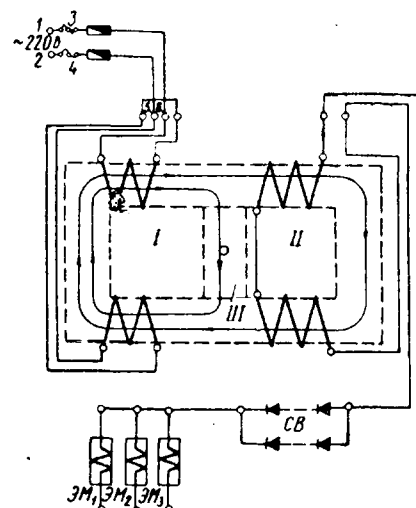


Рис. 2. Схема выпрямителя с регуляторами напряжения (на базе выпрямителя ВСА-IIIА).

экономический эффект, кроме того, данное устройство имеет простую конструкцию.

Рабочие поверхности выходного лотка 8 и промежуточного лотка 9 следует подвергнуть термической обработке HRC 50—55 и полировать.

Для уменьшения износа станка и чаши вибробункера необходимо предусматривать износостойкие накладки.

Направляющие 6 надо надежно крепить у станка. Тележку с подставкой 4 в рабочем положении у станка следует крепить прихватами к направляющим 6, чтобы не происходило перемещения всей системы во время работы вибробункера.

На рис. 2 показана принципиальная схема включения вибропривода в цепь тока промышленной частоты и его управление. Электромагниты ЭМ<sub>1</sub>, ЭМ<sub>2</sub>, ЭМ<sub>3</sub> питаются выпрямленным однополупериодным током. В качестве выпрямителя и регулятора напряжения исполь-

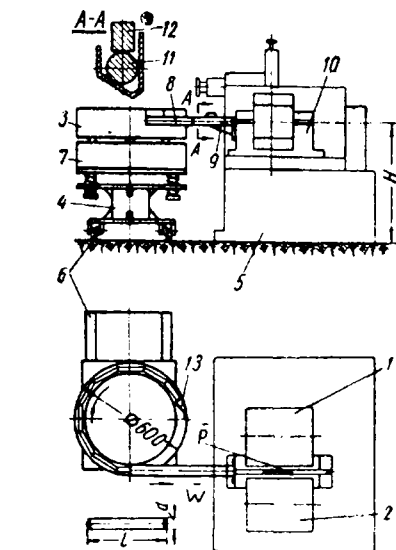


Рис. 1. Схема использования вибробункера для автоматической загрузки бесцентрово-шлифовальных станков (при диаметре 600 мм  $\frac{l}{d} \approx 4 \div 16$ ).

сквозном шлифовании необходимо преодолеть усилие врезания  $P$ , которое создается в зоне обработки между шлифующим кругом 1 и ведущим кругом 2 вследствие припуска на обработку. Создавая непрерывный поток деталей в чаше 3 вибробункера и силу инерции движения деталей  $w$ , большую на 10—15% усилия врезания  $P$ , получаем непрерывную загрузку станков при сквозном шлифовании.

Автоматическое загрузочное устройство для бесцентрово-шлифовальных

зован селеновый выпрямитель ВСА-111А с некоторой переделкой.

Изменение схемы выпрямителя ВСА-111А можно выявить при сравнении ее со схемой, показанной на рис. 2.

Питание на выпрямитель подается от сети переменного тока (220 в) на клеммы 1 и 2, далее через два полюса 3 и 4 двухполюсного пакетного выключателя ВП-10 через предохранители ПЦУ-25 на клеммы 5 и 6 первичной обмотки I регулятора напряжения. Со вторичной обмотки II регулятора напряжения ток подается на селеновый выпрямитель СВ.

Выпрямитель СВ состоит из отдельных селеновых шайб АВС 90, которые собраны в два параллельно соединенных столбика по 12 штук.

Таким образом, перемещающий магнитный шунт III с помощью ходового винта, можно регулировать величину вторичного напряжения трансформатора (регулятора напряжения) в пределах 0—66 в (первичная дополнительная катушка снята).

Вся эта аппаратура размещена в отдельном шкафу. Шкаф устанавливается в месте, удобном для управления.

Электромагниты вибробункера ЭМ<sub>1</sub>, ЭМ<sub>2</sub>, ЭМ<sub>3</sub> соединены параллельно. Катушки имеют бескаркасную конструкцию.

Производительность вибробункера регулируется изменением напряжения с помощью магнитного шунта III.

Ниже дана техническая характеристика вибробункера диаметром 600 мм для загрузки втулки клапана в бесцентрово-шлифовальный станок 3182.

Диаметр чаши в мм . . . . .	600
Размеры заготовки в мм:	
диаметр . . . . .	15
длина . . . . .	90
Материал заготовки . . . . .	Специальный чугун
Вес подвижной системы в кг . . . . .	10
Вес загружаемых деталей в кг . . . . .	10—80
Размеры прямоугольных пружин подвески в мм . . . . .	250×50×6,5
Материал пружин . . . . .	Сталь 65Г
Твердость пружин HRC . . . . .	46—48
Число электромагнитов . . . . .	3
Количество пружин на один электромагнит . . . . .	2
Угол наклона пружин в град. . . . .	20
Угол подъема спирали лотка в град. . . . .	2
Воздушный зазор между якорем и сердечником электромагнитов в мм . . . . .	0,6
Амплитуда колебаний подвижной системы в мм (максимальная) . . . . .	1,1
Тип сердечника . . . . .	Ш32×60
Число витков катушки электромагнитов . . . . .	500
Провод катушки ПЭЛ в мм . . . . .	1,45
Частота колебаний системы в гц . . . . .	50
Ток промышленной частоты . . . . .	Выпрямленный однополупериодный
Максимальный ток на выходе выпрямителя в а . . . . .	6,2
Напряжение, подаваемое в катушки из выпрямителя, в в . . . . .	0—66
Напряжение, подаваемое в выпрямитель, в в . . . . .	Переменное (50 гц 200 в)

Загрузочное устройство не имеет электрической и кинематической связи со станком.

Описанный метод автоматической загрузки бесцентрово-шлифовальных станков при испытаниях дал положи-

тельные результаты и может быть рекомендован для внедрения на других предприятиях.

**О. Г. ОБЛОВАТСКИЙ**  
ЯМЗ

## МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ БЕЗ РАЗБОРКИ СОПРЯЖЕНИЯ

В САРАТОВСКОМ политехническом институте разработан способ измерения зазора в сопряжениях клапан—направляющая клапана и толкатель—направляющая толкателя без разборки сопряжений. О зазоре судят по величине перемещения клапана или толкателя в соответствующем отверстии из одного крайнего положения в другое в плоскости вращения кулачка распределительного вала. Если со стержнем клапана соединить ножку индикатора, корпус которого связан неподвижно с направляющей втулкой клапана, а стержень клапана перемещать в плоскости вращения кулачка распределительного вала, то индикатор покажет величину перемещения клапана в этой плоскости. Таким же образом измеряют и зазор между стержнем толкателя и отверстием под толкатель (рис. 1).

Прибор для измерения зазора в сопряжении клапан—направляющая втулка клапана или толкатель—отверстие

под стержень толкателя состоит из основания 1 с двумя лапками для крепления приспособления на блоке цилиндров. Через отверстия в лапках проходят болты или шпильки крепления крышек клапанных коробок. Так как направляющие втулки клапанов поставлены в блок цилиндров с неподвижной посадкой, то корпус прибора и втулка будут неподвижны относительно друг друга. Индикатор 2 в приборе крепят с помощью стойки 3 и винта 4. Стойку 3 можно перемещать по вырезу в основании прибора и устанавливать в плоскости качания толкателя или клапана измеряемого сопряжения. Качание клапана или толкателя производят с помощью ключа 5.

Предложенный прибор был использован для измерения зазора в сопряжениях клапан—направляющая втулка клапана и толкатель—направляющая толкателя в двигателях, поступивших в капитальный ремонт. На рис. 2 показаны кривые распределения данных по износу

сопряжения клапан—направляющая втулка клапана по результатам измерения пятидесяти двигателей ЗИЛ-120, поступивших в капитальный ремонт со Сталинградгидростроя. Судя по приведенным данным, зазор в сопряжении клапан—направляющая клапана, измеренный по величине перемещения конца клапана на расстоянии 15 мм от торца, может быть от 0,11 до 0,71 мм, но чаще всего 0,31—0,41 мм (кривая 3). Кривые распределения данных по износу сопряжения направляющая втулка—клапан (впускной и выпускной) почти совпадают (кривые 1, 2), т. е. износ сопряжений одинаков.

Результаты измерения зазора в сопряжении толкатель—направляющая толкателя этих же пятидесяти двигателей ЗИЛ-120 даны на рис. 3. Зазоры в сопряжении наблюдаются в пределах 0,08—0,36 мм, а чаще всего 0,11—0,17 мм. Это справедливо для толкателей впускных и выпускных клапанов. Зазоры меж-

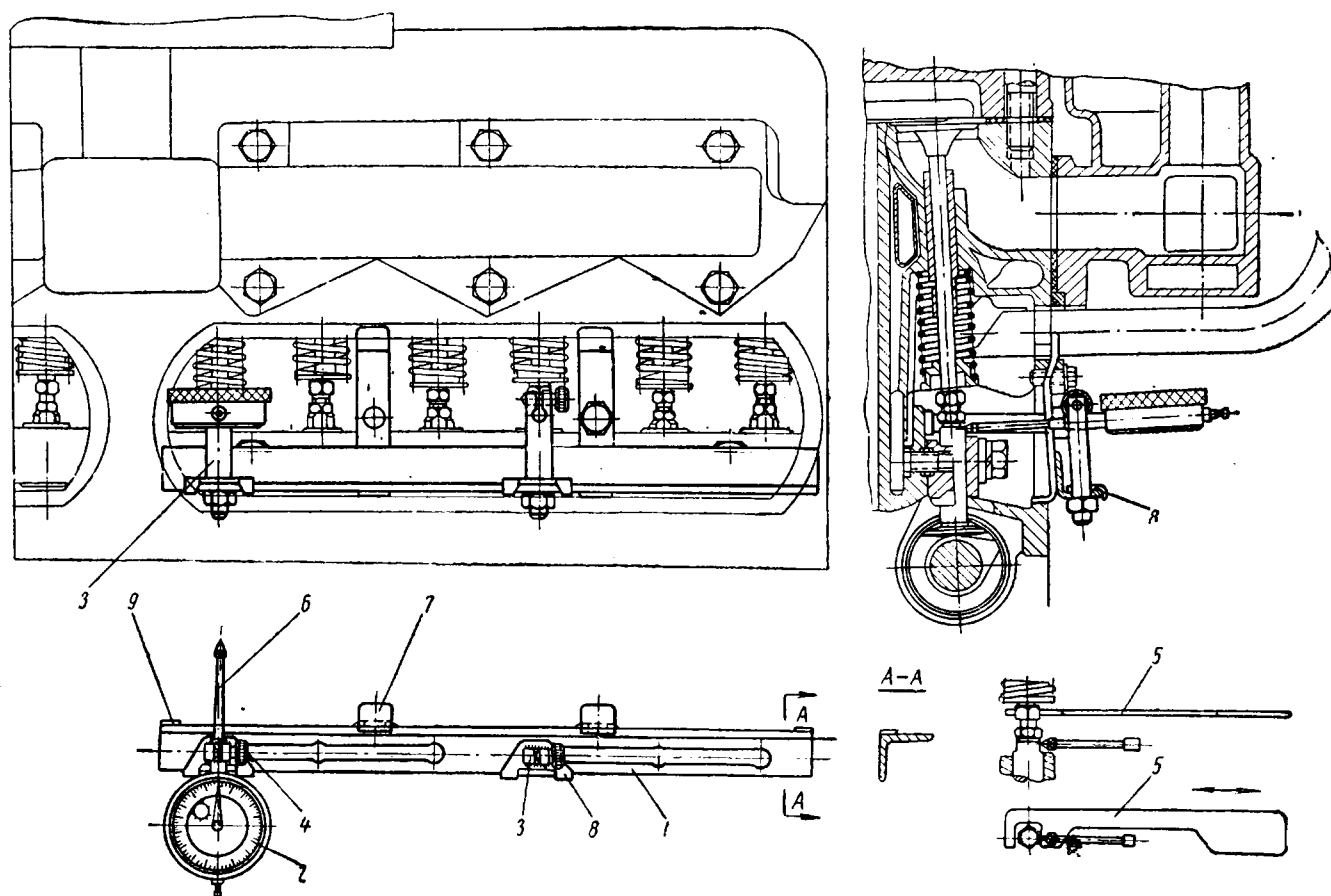


Рис. 1. Прибор для измерения зазора без разборки сопряжения толкатель—направляющая толкателя:  
1 — основание; 2 — индикатор; 3 — стойка; 4 — винт; 5 — ключ; 6 — наставка индикатора; 7 — лапка крепления; 8 — опора (шайба); 9 — планка.

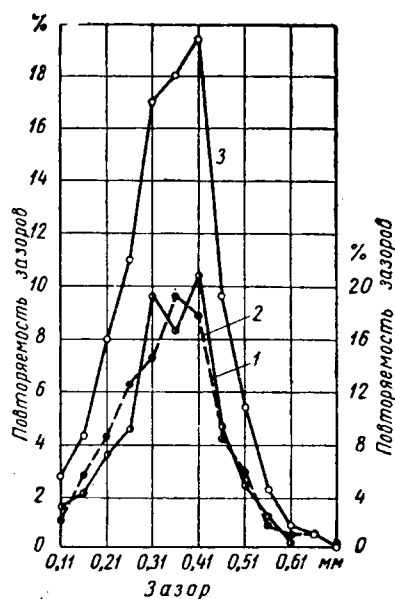


Рис. 2. Кривые нормального распределения данных по износу сопряжения клапан—направляющая клапана:

1 — впускной клапан — направляющая втулка; 2 — выпускной клапан — направляющая втулка; 3 — суммарная кривая.

ду толкателем и направляющей толкателя при равных условиях изменяются одинаково в пределах одного двигателя.

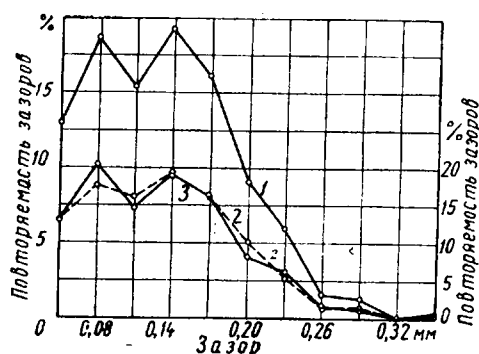


Рис. 3. Кривые нормального распределения данных по зазору в сопряжении толкатель—направляющая толкателя:

1 — для всех сопряжений толкатель — направляющая двигателя; 2 — для направляющей толкателя выпускного клапана; 3 — для направляющей — толкателя впускного клапана.

Не остается постоянным соотношение зазоров в сопряжении клапан—направляющая втулка клапана и толкатель—направляющая толкателя. С увеличением зазора в сопряжении толкатель—направляющая толкателя разница в величинах зазоров падает (рис. 4).

ем зазора в сопряжении толкатель—направляющая толкателя разница в величинах зазоров падает (рис. 4).

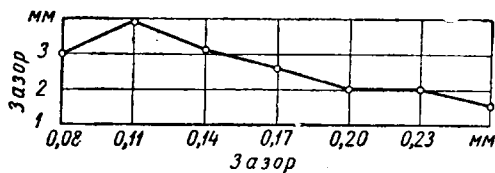


Рис. 4. Кривая зависимости зазоров сопряжения клапан—направляющая клапана от зазора в сопряжении толкатель—направляющая толкателя.

Следовательно, изменение зазора в сопряжении клапан—направляющая клапана, толкатель—направляющая толкателя не остается постоянной даже в пределах одного двигателя. И даже зазор в одноименных сопряжениях каждого двигателя изменяется в довольно широких пределах. Поэтому для оценки интенсивности износа сопряжений газораспределения необходимо измерять зазор в каждом конкретном сопряжении. Применение прибора позволяет избежать косвенной оценки зазора в сопряжении и упрощает измерение.

Ф. Н. АВДОНЬКИН

Саратовский политехнический институт.

# Критика и библиография

Ю. М. Галкин, *Электрооборудование автомобилей и тракторов*, Машгиз, 1960.

**РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ** книга является учебником, предназначенным для студентов автомеханических и машиностроительных вузов.

Весьма полезно наличие в книге специальных параграфов по эксплуатации электрооборудования на автомобилях и тракторах.

Книга состоит из введения и десяти глав, каждая из которых, за исключением двух, посвящается определенной группе агрегатов электрооборудования. В кратком введении автор излагает общие вопросы развития использования электроэнергии в автомобилях и тракторах. Внимание читателя обращается на вопросы выбора напряжения системы, на вопросы надежности и износостойкости, технологичности конструкций и минимальности трудоемкости ухода за электрооборудованием в эксплуатации. В этом смысле несколько спорным является высказанное автором общее пожелание, чтобы периодичность обслуживания всех агрегатов и приборов (автор делает исключение только для аккумуляторной батареи) была бы не меньшей, чем периодичность ТО-2. Для ряда приборов и агрегатов автомобиля следует добиваться работы без обслуживания в продолжении не менее чем 25 000 км пробега автомобиля. К числу таких агрегатов следует отнести генератор постоянного тока (для генератора переменного тока возможны без обслуживания и более длительные пробеги). Не должны требовать обслуживания с указанной автором периодичностью все измерительные и контрольные щитковые приборы и т. д.

В первой главе, посвященной аккумуляторным батареям, приводятся краткие сведения об устройстве, химических процессах и характеристиках свинцовых аккумуляторных батарей, также кратко характеризуются стартерные аккумуляторные батареи отечественного производства, описываются такие характерные для свинцовых аккумуляторных батарей явления, как сульфатация и саморазряд. Довольно подробно автор останавливается на эксплуатации свинцовых батарей и на правилах ухода за ними. В этой же главе автор приводит основные сведения по щелочным аккумуляторным батареям, применение которых на автомобилях в безламельном исполнении представляет известный интерес. Можно высказать сожаление, что в отличие от ранних изданий в рецензируемой книге опущен такой интересный и важный для понимания принципа действия аккумуляторных батарей раздел, как «физические основы работы аккумуляторов». Также кажется неоправданной чрезмерная краткость изложения некоторых других разделов первой главы.

Вторая глава посвящается генераторам постоянного тока. Здесь автор уделит достаточно внимания таким важным и до сих пор не освещавшимся вопросам, как установка генератора на двигателе, конструкция его привода, технические требования к нему. Хорошо описана автором параллельная работа автомобильного генератора и аккумуляторной батареи. Наряду с этим неоправданно мало говорится о конструкциях самих генераторов, их узлов и деталей. В этой главе автор сообщает все необходимые сведения по генераторам переменного тока с электромагнитным возбуждением и с возбуждением от постоянных магнитов и дает краткое изложение теории и принципа действия генераторов с постоянными магнитами. К сожалению, автор очень мало говорит о выпрямителях и, подробно описывая генераторы и их реле-регуляторы, не дает по-су-

ществу никаких описаний конструкции и устройства применяемых в СССР автобусных селеновых выпрямителей и их характеристик, что лишает читателя цельного представления о генераторных установках переменного тока. Вызывает возражение замечание автора о тенденциях на замену селеновых выпрямителей германиевыми. В отличие от кремниевых эти выпрямители, не допускающие повышения температур сверх установленных для селеновых, неперспективны для автомобилей и тракторов.

Четвертая глава описывает электрические стартеры. Данная автором классификация стартеров по способу сцепляющегося механизма и способу управления хорошо знакомит читателя с наиболее важными конструктивными особенностями стартеров.

Очень кратко в пятой главе автор знакомит читателя со свежими зажиганиями.

Последующие три главы охватывают вопросы электрического зажигания. Автор приводит подробный конкретный материал по конструкциям катушек зажигания, распределителям и магнето. Особенно интересны будут читателю впервые описываемые новые низковольтные системы батарейного зажигания с высокочастотными трансформаторами и с полупроводниковыми свечами; новая система зажигания от катушки с параллельным включением дросселя; распределители для двигателей с непосредственным впрыском топлива; катушки зажигания, работающие от генераторов переменного тока, и т. д. Можно высказать сожаление об отказе автора осветить вопросы воспламенения горючей смеси, так хорошо изложенные им в предыдущих своих книгах.

Чисто описательный характер девятой главы, посвященной освещению и вспомогательному электрооборудованию, несколько не соответствует содержанию и стилю изложенного материала в предыдущих главах. Очень мало говорится в этой главе об электрических стеклоочистителях, вентиляторах, обогревателях, проводах и о коммутационной аппаратуре. Ничего не сказано в книге о различных сервомеханизмах: стеклоподъемниках, механизмах передвижения сидений, электромагнитных муфтах и т. д.

Заключительная глава книги почти целиком является оригинальной и посвящается вопросам, которые до сих пор в учебной литературе совершенно не освещались. Автором даются расчетные формулы, позволяющие предварительно определять необходимую мощность стартера, емкость аккумуляторной батареи и мощность генератора. Большой интерес представляет разработанный автором рецензируемой книги метод расчета зарядного баланса электроэнергии на автомобиле, основанный на проведенных им интересных исследованиях скоростных режимов различных автомобилей. В этой же главе автор приводит краткие сведения о способах подавления радиопомех, создаваемых системой электрооборудования автомобилей. Этот вопрос в последнее время становится все более и более актуальным и в связи с ним перед конструкторами автомобилей возникают сложные технические задачи. В заключение в десятой главе книги приводятся (к сожалению, очень краткие) соображения по проектированию и монтажу полной схемы электрооборудования, преимущественно автомобилей. В целом, несмотря на большие трудности, стоявшие перед автором, ему удалось написать весьма нужную и полезную книгу.

**А. М. КРИГЕР, М. Л. ФРЕЗИНСКИЙ**  
Московский автозавод имени Лихачева



## НОВЫЕ КНИГИ

**Автоматизация холодноштамповочного производства.** Под ред. Т. М. Голубева и И. П. Тартаковского. Машгиз, Киев 1961, 284 стр. (ИТИ ГНТК СССР — Киевское обл. правление НТО Машпром — Укр. республик. правление НТО Приборпром), т. 6000, ц. 95 коп. в пер.

Статьи-доклады, освещающие опыт проектирования и эксплуатации автоматических устройств, прессов-автоматов и автоматических линий в холодноштамповочных цехах машиностроительных заводов.

Для инженерно-технических работников.

**Афанасьев П. А., Применение пластических масс в машиностроении.** Машгиз, М. 1961, 200 стр., т. 18 000, ц. 74 коп. в пер.

Состав, структура и свойства пластмасс. Способы переработки их в изделия. Применение пластмасс в общем и химическом машиностроении. Использование их для защиты металлов от коррозии.

Для инженерно-технических работников.

**Гордон Г. М. и Пейсахов И. Л., Контроль пылеулавливающих установок (пылегазовые замеры).** Изд. 2-е, перераб. и доп. Металлургиздат, М. 1961, 308 стр., т. 5300, ц. 1 р. 09 к. в пер.

Организация контроля работы пылеулавливающих установок. Методы и техника определения дисперсного состава пыли, температуры, давления, скорости, расхода, запыленности и влажности газов и их анализа.

Для инженерно-технических работников заводов, лабораторий и ОТК.

**Грибанов В. И. и Орлов В. А., Карбюраторы двигателей внутреннего сгорания.** Машгиз, М. 1961, 203 стр., т. 25 000, ц. 80 коп. в пер.

Устройство и работа отечественных и некоторых зарубежных карбюраторов, предназначенных для автомобилей, мотоциклов, мотороллеров и других машин. Вопросы обслуживания карбюраторов.

Для инженерно-технических работников.

**Дымшиц М. А., Ремонт кузнечно-прессового оборудования.** Машгиз, Киев 1961, 144 стр., т. 10 000, ц. 27 коп.

Обобщение опыта передовых ремонтных служб автомобильных и тракторных заводов в области ремонта наиболее распространенных видов кузнечно-прессового оборудования. Механизация трудоемких процессов при ремонте оборудования.

Для инженерно-технических работников и квалифицированных рабочих.

**Еремеева Н. М., Обработка отверстий в деталях из серого чугуна.** Машгиз, М. 1961, 128 стр. (ВНИИ), т. 4000, ц. 39 коп.

Процесс обработки отверстий сверлами, зенкерами и развертками, оснащенными пластинками твердого сплава. Возможности снижения основного технологического времени на обработку отверстий в зависимости от элементов резания, износа и охлаждения. Рекомендации по усовершенствованию конструкций, по выбору оптимальной геометрии, режимов резания, марки твердого сплава и других условий рациональной эксплуатации инструмента.

Для инженерно-технических работников.

**Крюков А. Д., Тепловой расчет трансмиссии транспортных машин.** Машгиз, Л. 1961, 140 стр., т. 6000, ц. 41 коп.

Определение расчетных нагрузок в механизмах трансмиссии при установившемся и неустановившемся движении автомобилей, гусеничных тягачей и других транспортных машин. Теплообразование в частных механизмах и отвод тепла, образующегося в конструируемой трансмиссии. Методы предвычисления ожидаемой в трансмиссии равновесной температуры.

Для конструкторов, технологов и производственников.

**Кугель Р. В., Долговечность автомобиля.** Под ред. А. А. Липгарта. Машгиз, М. 1961, 432 стр., т. 6500, ц. 1 р. 65 к. в пер.

Конструктивные, технологические и эксплуатационные условия долговечности машин. Данные о сроках службы современных автомобилей и возможности повышения их долговечности.

Для конструкторов, специалистов испытательных лабораторий и экспериментальных цехов, работников автомобильной промышленности и транспорта.

**Латер Р., Проектирование машиностроительных пред-**

**приятий.** Сокращ. пер. с англ., Машгиз, М. 1961, 332 стр., т. 7000, ц. 1 р. 66 к. в пер.

Сущность и типы планировок промышленных предприятий. Факторы, влияющие на планировку предприятий (материалы, оборудование, персонал, обслуживание и т. д.). Методы разработки проекта планировки и анализ различных его вариантов. Оформление и осуществление проекта.

Для инженерно-технических работников.

**Минкин М. Л., Пусковые устройства автомобильных двигателей.** Машгиз, М. 1961, 140 стр., т. 10 000, ц. 48 коп.

Существующие системы пуска. Анализ и сравнительная характеристика основных и вспомогательных пусковых устройств, применяемых на автомобильных двигателях.

Для инженерно-технических работников автомобильных заводов и автотранспортных организаций.

**Морозов Б. Н., Современные средства транспортирования и переработки металлической стружки.** Машгиз, М., 1961, 96 стр., т. 5000, ц. 29 коп.

Описание транспортных механизмов и комплексных транспортных систем механизации сбора металлической стружки от станков, автоматических линий, цехов. Современные способы переработки стружки для использования в литейных цехах (по опыту Московского автомобильного завода имени Лихачева и других предприятий).

Для широкого круга работников механообрабатывающих цехов машиностроительных заводов.

**Организация работы по сортировочному методу.** Планирование, регулирование и учет производства. Опыт работы машиностроительных заводов ГДР. Пер. с нем., предисл. и послесл. В. И. Семененко. Госпланиздат, М. 1961, 112 стр., (ЦНИИТМАШ), т. 10 000, ц. 26 коп.

Порядок составления производственной программы и выполнения нормативно-технологических и плановых расчетов с помощью овално-перфорированных карт. Методика расчета загрузки оборудования, подетального планирования и учета производства без ведения записей. Система механизированного размножения документации. В предисловии и послесловии: пути практического применения сортировочного метода на предприятиях СССР.

Для плановых и учетных работников, руководителей отделов, цехов и заводов машиностроительной промышленности.

**Получение изделий из жидких металлов с ускоренной кристаллизацией.** Машгиз, Киев 1961, 324 стр., (ИТИ ГНТК СССР — ЦКТБ Одесского СНХ — Одесское обл. правление НТО Машпром), т. 3500, ц. 1 р. 16 к. в пер.

Статьи-доклады на 2-й научно-технической конференции по вопросам производства чугуна и отливок из магниевого чугуна в механизированных кокилях и по итогам изучения свойств чугуна.

Для инженерно-технических работников.

**Родов Г. М. и Подрабинник И. М., Автоматизация штамповочного оборудования.** Машгиз, М. 1961, 136 стр., т. 2500, ц. 45 коп.

Конструкции прессов-автоматов для листовой и объемной штамповки и автоматизированных ковочных машин. Автоматические линии штамповочного производства. Перспективы дальнейшей автоматизации штамповочных и ковочных машин.

Для инженерно-технических работников.

**Современные методы контроля материалов без разрушения.** Под ред. С. Т. Назарова. Машгиз, М. 1961, 287 стр. (МДНТП им. Ф. Э. Дзержинского), т. 5000, ц. 1 р. 08 к. в пер.

Результаты исследования современных методов контроля без разрушения с помощью рентгеновской и гамма-дефектоскопии, ультразвука, магнитной порошковой дефектоскопии, электромагнитных люминесцентных и цветовых методов дефектоскопии.

Для специалистов в области контроля материалов.

**Тарабасов Н. Д., Расчеты напряженных посадок в машиностроении.** Машгиз, М. 1961, 268 стр., т. 8500, ц. 95 коп. в пер.

Общая теория напряженных посадок. Методы и приемы расчета на прочность различных машиностроительных деталей и конструкций. Конкретные примеры расчета на прочность и решения посадок в холодном и горячем состоянии.

Для инженерно-технических работников.

**ХОЛОДНАЯ КОВКА  
ПРОГРЕССИВНЫЙ МЕТОД ОБРАБОТКИ**

Применение наших автоматических многоступенчатых  
холодно-высадочных прессов

**„БОЛТМАСТЕР“  
Boltmaster**

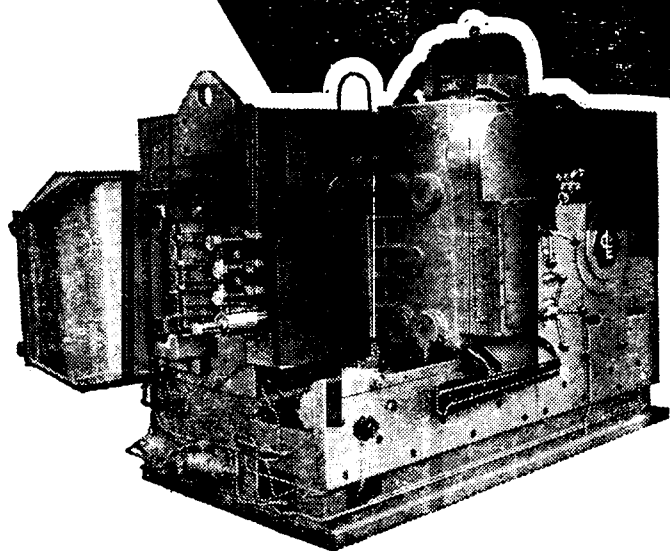
оправдывается!

Они обеспечивают экономию материала и сокращение  
времени изготовления!

Если для Вас представляет затруднение изготовление  
стальных винтов, а в особенности винтов с внутренним  
шестигранником, производство деталей для автомобиль-  
ной, мотоциклетной, велосипедной и других отраслей  
промышленности, обратитесь, пожалуйста, к нам:

наши инженеры охотно помогут Вам

своим опытом и советом



**MASCHINENFABRIK PELTZER & ENLERS**

Inh. Friedrich-Karl Koch, Krefeld, Bogenstrasse 46-62 · Telex: 0853874, Telegr.: Peltzerehlers, Krefeld

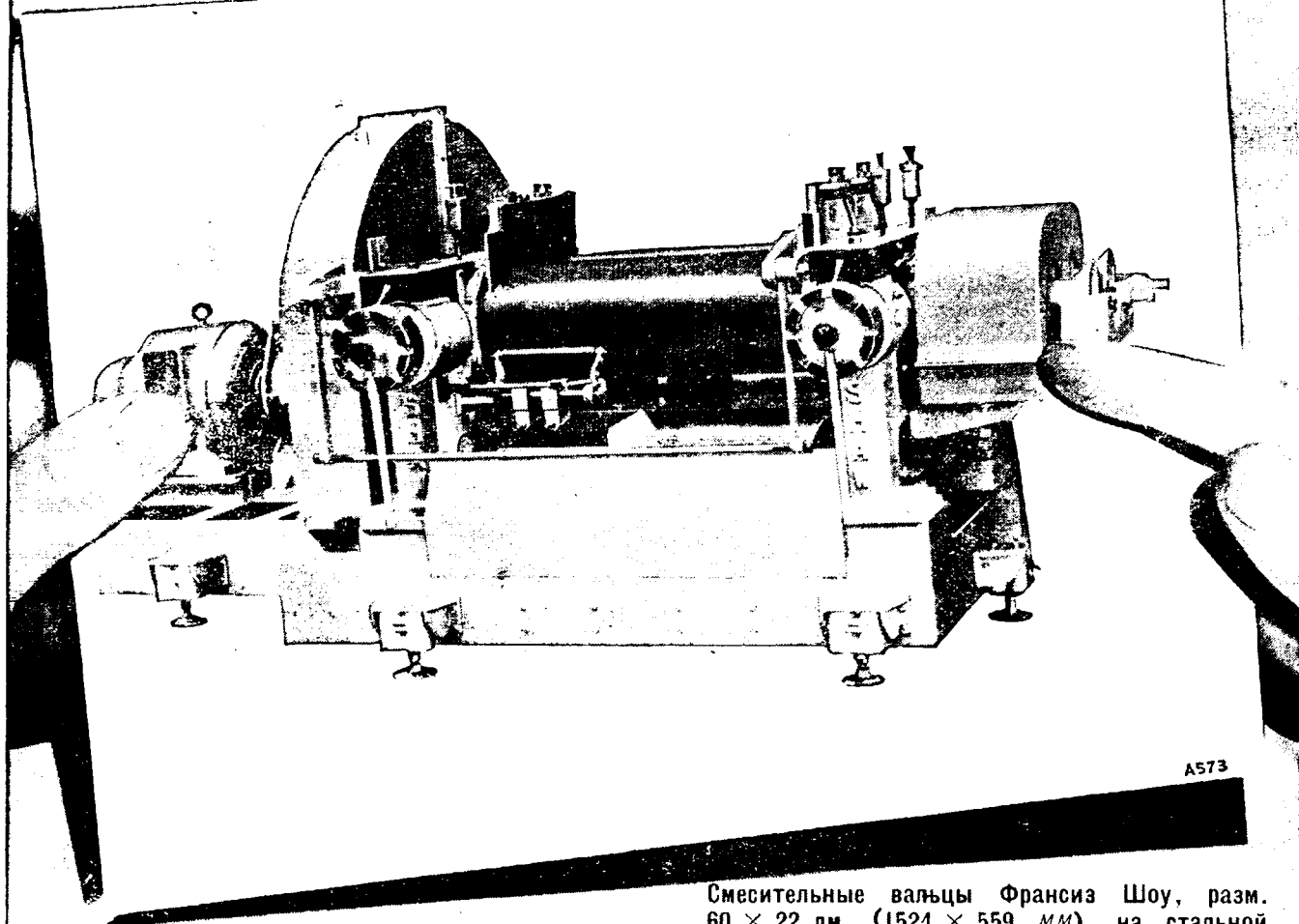
**Станкостроительный Завод Пельтцер и Элерс**

Владел. Фридрих-Карл Кох, Крефельд, Богенштрассе 46-62

Телекс: 0853874, телеграфный адрес: Пельтцерэлэрс, Крефельд ФРГ

Вологодская областная универсальная научная библиотека  
[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)

**За каждой машиной выпускаемой заводом  
Франсиз Шоу стоят  
исследовательская и проектная работы  
и передовая производственная техника**



A573

Постоянно проводимая исследовательская работа и конструктивные усовершенствования, тесное сотрудничество с потребителями, передовое проектирование, применение высококачественных материалов . . . все это вместе с многолетним опытом способствует созданию машин для производственных процессов обладающих непревзойденными рабочими характеристиками.

Смесительные вальцы Франсиз Шоу, разм. 60 × 22 дм. (1524 × 559 мм), на стальной фундаментной раме установленной на амортизаторах колебаний, поставляются по заказу. Среди других конструктивных особенностей находятся:

- ★ Механическая регулировка зазора между валками
- ★ Одинарная или двойная передача от одного привода
- ★ Предохранительное устройство сист. Ланн
- ★ Картерная смазка



**Francis Shaw**

**FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER 11 ENGLAND**  
TELEGRAMS: "CALENDER" MANCHESTER • TELEPHONE: EAST 1313 • TELEX: 66-357

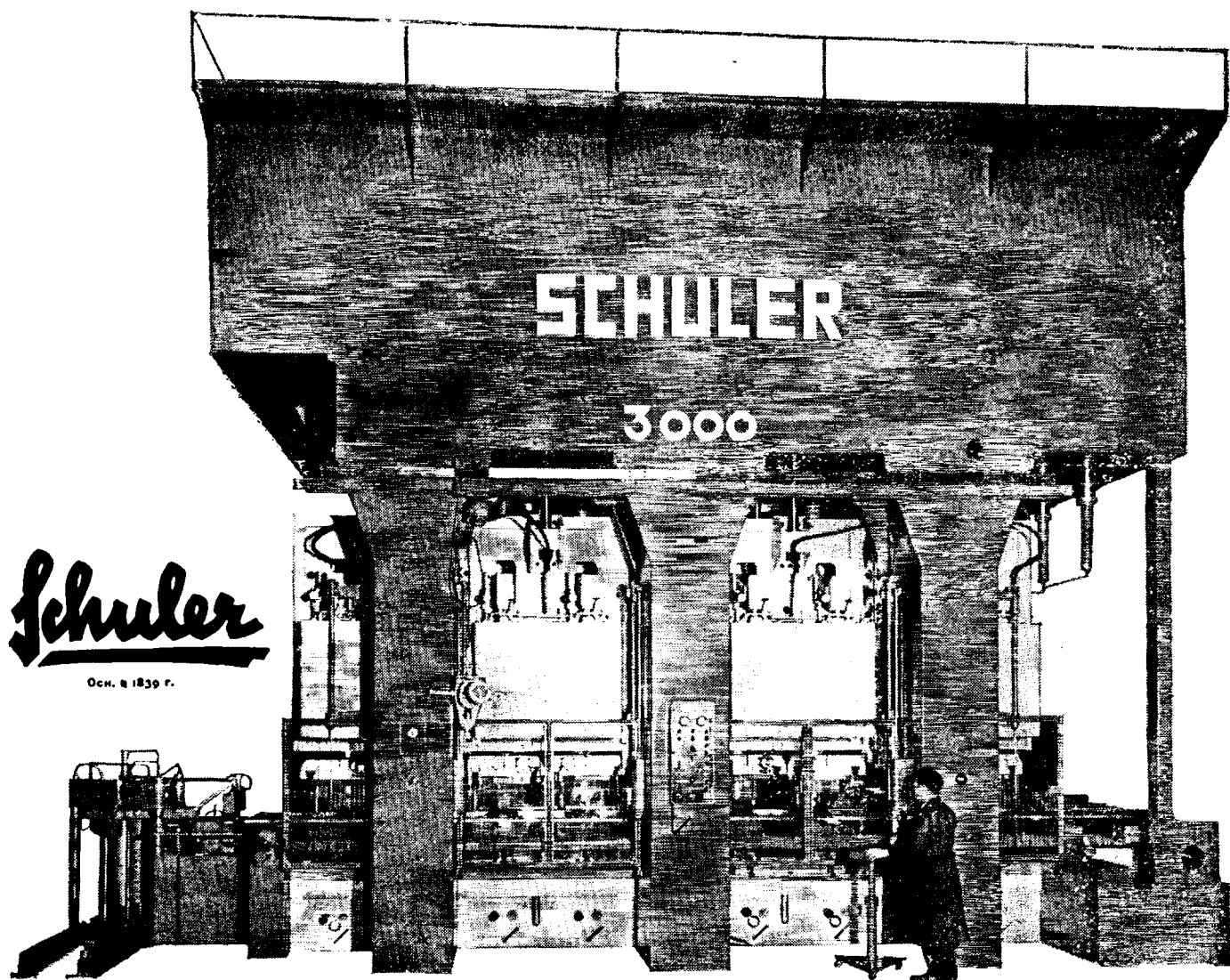
London Office: 22 Great Smith Street London SW1 • Tel: Abbey 3245 • Telegrams: Vibrate London • Telex: 22260  
Canada: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario • Telephone: Nelson 4-2350  
Telegrams: Calender Burlington Ontario • Telex: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА

P.4351

# Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес.

- Усилие пресования 3000 т
- Производительность 3000 колес в час
- Вес пресса 400 т
- Мощность двигателя 300 л. с.

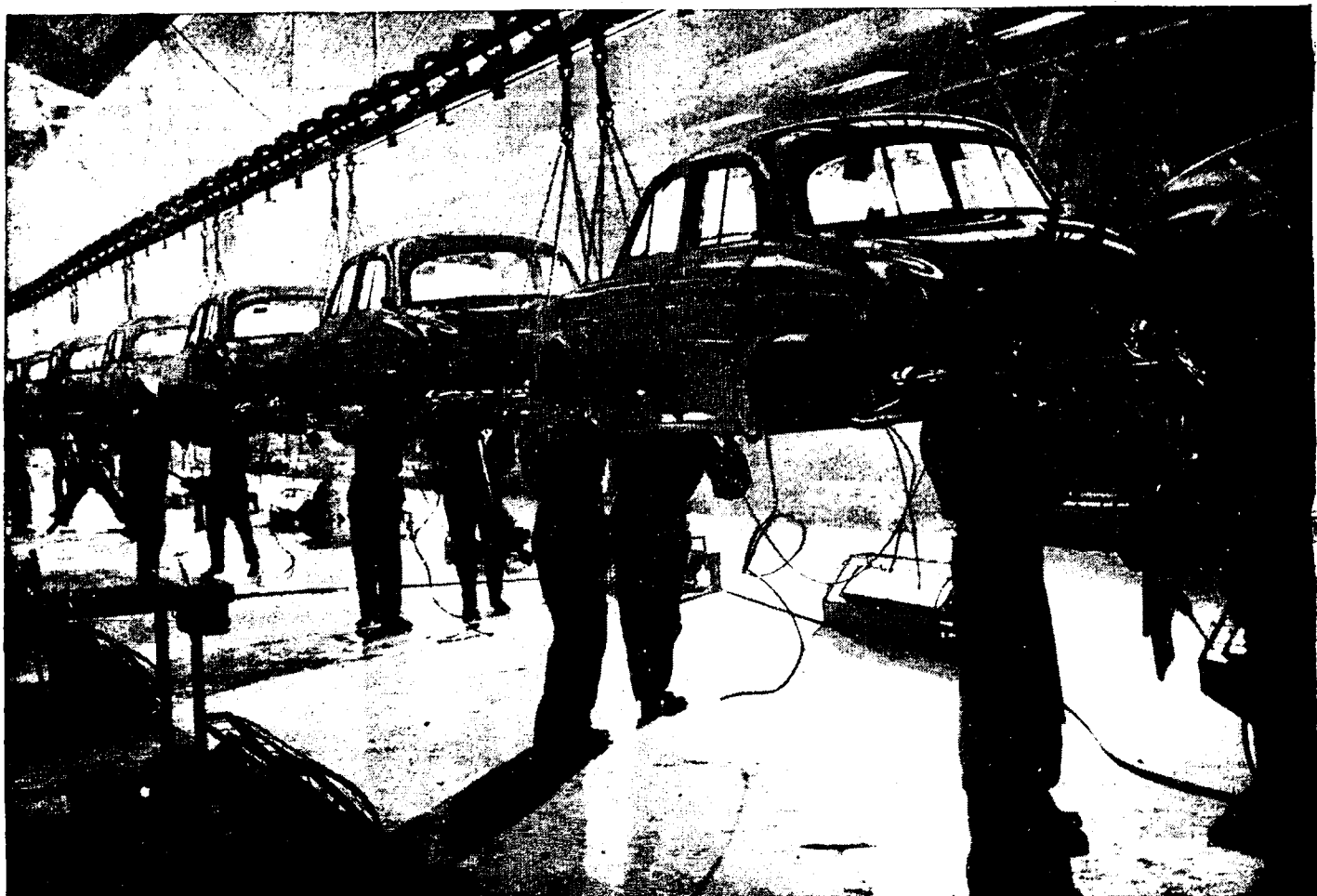


## Автоматическое выполнение семи операций:

1. Предварительной вытяжки колесных дисков
2. Обрезки наружного ранта
3. Прошивки среднего отверстия
4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
5. Штамповки отверстий для рук
6. Чистовой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
7. Чистовой штамповки больших отверстий

- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
  - Обслуживают 1–2 человека.
  - Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
  - Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
  - Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
  - Пресс предохранен от перегрузки и от несчастных случаев.
- L. SCHULER A.G., Göppingen/Württemberg • ФРГ**

211



## ПОБЫВАТЬ НА ЗАВОДЕ РЕНО ВО ФЛЕНЕ— ЭТО ВСЕ РАВНО, ЧТО СДЕЛАТЬ СКАЧОК В БУДУЩЕЕ—ТАК ГОВОРЯТ ВСЕ ИНОСТРАННЫЕ СПЕЦИАЛИСТЫ

Это предприятие, являющееся одним из самых современных в мире, выпускает один автомобиль «Дофин» за каждые 30 сек.

На всех заводах Рено работает 60 000 человек. На заводе во Флене работает 8000 рабочих. Для изготовления кузова автомобиля «Дофин» необходимо выполнить 500 операций по листовой штамповке и произвести сварку в 5000 точек. Все операции сборки выполняются на поточных линиях общей длиной 12,5 км, расположенных в 5 корпусах длиной 500 м каждый.

Мощная современная техника, рациональная планировка цехов, квалифицированная рабочая сила — все это обеспечивает выпуск автомобиля, пользующегося большим спросом во всем мире.

Государственное предприятие Рено занимает по выпуску автомобилей первое место во Франции, третье в Европе и шестое в мире.

