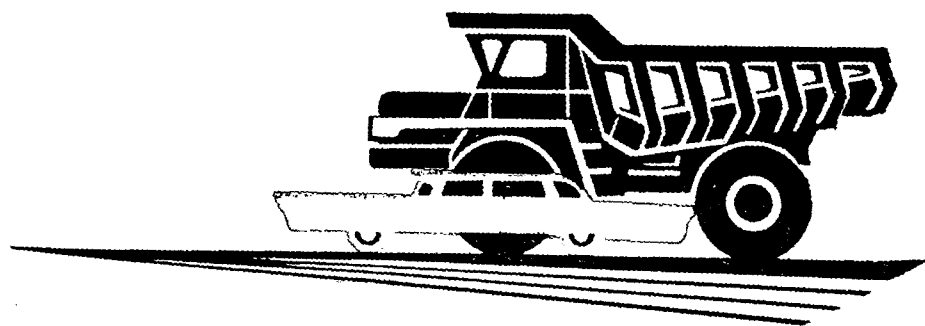


7

**АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1963

6



# СО Д Е Р Ж А Н И Е

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. М. Чурсин, Н. Д. Чайнов — О характере напряженного состояния головок двигателя при нагружении механической нагрузкой . . . . .	1
И. А. Трактовенко, Р. Н. Заславский, М. Ф. Осадченко, Р. Г. Зеленская — Исследование масел с присадками для двигателя автомобиля «Москвич»	4
Е. С. Кузнецов, О. В. Соколов — Ходовая лаборатория для статических исследований режимов работы механизмов автомобиля . . . . .	8
Я. М. Певзнер — Особенности работы комбинированных подвесок с пневматическими и стальными упругими элементами . . . . .	10
А. Б. Гредескул — О нормативах эффективности торможения автомобилей . . . . .	14
И. А. Курзель — О величине сопротивления качению автомобиля . . . . .	17
И. М. Ленин, А. В. Костров — Исследование теплоотдачи в стенке в двигателях внутреннего сгорания . . . . .	18
Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков — Исследование подвесок автомобилей высокой проходимости . . . . .	21
А. А. Токарев — Исследование городских автобусов большой вместимости ФРГ	25
В. В. Доронин — Прибор для автоматического измерения часового расхода топлива при испытаниях автомобилей . . . . .	28

## ТЕХНОЛОГИЯ

В. А. Захаров, Н. К. Лазарева, А. П. Шурыгин — Практика изготовления вставных седел клапанов . . . . .	29
В. А. Титов, Л. Н. Саксонова — Антикоррозийная и износостойкая обработка железокерамических материалов . . . . .	31
А. И. Павлючук, Б. Н. Кириллин — Исследование титанокорундовых и алмазных паст для доводки отверстий в прецизионных деталях . . . . .	34
И. П. Левицкий — Унификация ножей к сборным фрезам . . . . .	37
З. И. Прицкер — Двигатель-насосы . . . . .	39

## ИНФОРМАЦИЯ

Л. А. Егоров, Б. М. Фиттерман — Обзор конструктивных схем зарубежных аппаратов на воздушной подушке . . . . .	42
Б. А. Малкин — Автомобиль ГЗТМ-894 с кузовом типа фургон и подъемной крышей . . . . .	47
И. Т. Чаричанский — Доводочный станок . . . . .	48
Отечественные изобретения по конструкции и технологии автомобилей, внедренные в производство. Список № 2 . . . . .	3-я стр. обл.
Новые книги . . . . .	3-я стр. обл.

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

### АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор А. М. Усачева.

Сдано в производство 7/IV—1963 г. Подписано в печать 17/V—1963 г.  
Т-07115 Тираж 15220 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,9 Бум. л. 3. Формат бумаги 60×92<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Зак. 1696.

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

6  
И Ю Н Ъ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

Год издания ХХІХ

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО  
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

### О характере напряженного состояния головок двигателя при нагружении механической нагрузкой

Д-р техн. наук М. М. ЧУРСИН, Н. Д. ЧАЙНОВ

МВТУ имени Баумана

Таблица 1

Марка двигателя	Значение момента инерции в см <sup>4</sup> для сечений		
	по анкерным связям	по клапанам	по форсунке (предкамера)
ЯМЗ-204 ЯМЗ-206	917	1048	1056
Д-6	1220	1683	1519
Д-40	898	810	960

ГОЛОВКА двигателя является одной из наиболее сложных и напряженных деталей. Удовлетворение требований механической и термической прочности, а также жесткости головки определяет надежность и длительность срока службы последней. Термическая прочность головок двигателей с воспламенением от сжатия должна быть больше, чем у карбюраторных двигателей, так как в дизелях чаще наблюдается перегрев отдельных мест головок.

Конструктивная жесткость головок также имеет существенное значение, поскольку она характеризует деформируемость отдельных элементов головки, причем жесткость головки должна быть плавно изменяющейся или постоянной по длине. Применяемые методы расчета крышек отдельных цилиндров [1] и [2] носят условный характер и не отражают действительного нагружения. Неясно влияние затяжки отдельных шпилек на деформацию головки в целом, хотя последнее особенно важно для оценки состояния газового стыка. Головка и газовый стык являются в ряде случаев наиболее слабыми местами всего двигателя в целом. Известны случаи разрушения головок двигателей Д-35 и Д-54. В связи с широким применением наддува вопрос прочности головки и надежной работы газового стыка приобретает особенно существенное значение. Ответ на изложенные выше сложные вопросы можно получить путем проведения экспериментов с применением более совершенных расчетных схем, полнее отражающих действительные условия работы головки двигателя.

С этой целью исследовался характер напряженного состояния головки двигателя ЯМЗ-204. Выбор данной головки был определен анализом жесткости ряда головок путем нахождения моментов инерции поперечных сечений головок относительно их главных центральных осей. В табл. 1 приведены значения моментов инерции по характерным сечениям трех головок.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что головки двигателя ЯМЗ-204 и ЯМЗ-206 имеют в сравнении с двигателями Д-6 и Д-40 более постоянную по длине жесткость. Жесткость головки двигателя Д-6 в сечениях по клапанам и

форсунке примерно совпадает, жесткость сечения по анкерным связям меньше по сравнению с двумя другими сечениями примерно на 20%. Резкое изменение жесткости от сечения к сечению нежелательно, так как при изгибе головки возникают большие деформации и появляются повышенные напряжения изгиба. Равномерность жесткости по сечениям обусловила выбор для эксперимента головки двигателя ЯМЗ-204.

Как показали опыты, проведенные с головкой двигателя Д-35, большая неравномерность жесткости по длине вместе с другими факторами ведет к повышенным напряжениям изгиба.

Характер напряженного состояния головки исследовался на холодном двигателе с использованием в качестве электрических тензометров проволочных датчиков сопротивления, имеющих базу 20 мм и изготовленных из константановой проволоки. Датчики с базой 5—10 мм более предпочтительны. Однако отсутствие датчиков с малой базой, имеющих сопротивление ~200 Ом, привело к необходимости работать с относи-

тельно длинными датчиками. На холодном двигателе эксперимент значительно упрощается. Усилие, действующее на головку в условиях работы ее на двигателе со стороны газов, было заменено давлением масла на днище головки. Картина напряженного состояния в этом случае получается неполной, однако даже на холодном двигателе удалось получить ряд характерных данных.

Для создания на днище головки давления масла, имитирующего давление газов во время работы двигателя, гильзы

Углы между положительным направлением оси  $X$  и направлением главных деформаций  $\epsilon_1$  и  $\epsilon_2$  равны

$$\operatorname{tg} \alpha_{1,2} = \frac{\epsilon_y - \epsilon_{1,2}}{\gamma_{xy}} \quad (2)$$

Необходимые для расчета формулы можно найти в литературе [3].

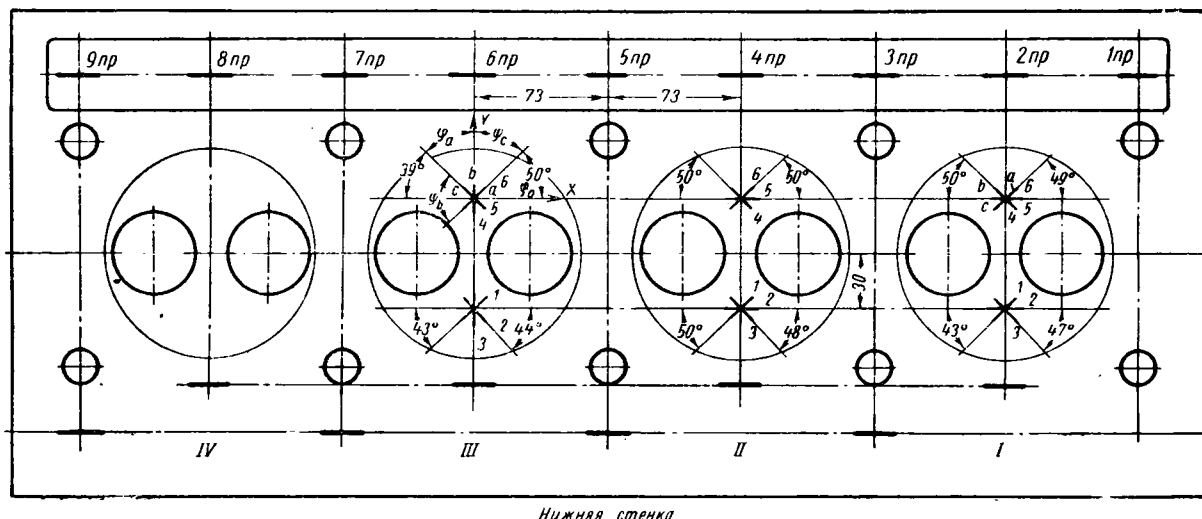


Рис 1. Принципиальная схема расположения датчиков на головке:  
I—IV — цилиндры двигателя.

цилиндров удалялись, а на их место в блок вставлены крышки, создающие масляную полость высокого давления.

Тщательно притертые клапаны обеспечили надежное уплотнение масляной полости высокого давления, которое измерялось манометром. Для вывода проводов от датчиков, находящихся в масляной полости, служил уплотнительный штуцер, установленный в головке на резьбе, вместо насос-форсунки.

При измерении деформаций использовалась мостовая схема с компенсационным датчиком по температуре. Использованная аппаратура состоит из восьмиканального усилителя 8АНЧ-7М, блока питания, стабилизатора и чувствительного миллиамперметра.

Опытами установлено, что применение масла МС-20 не влияло на работу датчиков. Не следует использовать масла кислотной очистки ввиду возможной электропроводности.

Для выяснения характера напряженного состояния головки было проведено тензометрирование последней в местах возможно наибольших напряжений. Тензометрированию предшествовал теоретический анализ напряженного состояния головки, нагруженной усилиями предварительной затяжки шпилек. Характерными оказались напряжения изгиба относительно поперечной оси головки. Исследовался изгиб головки относительно продольной оси, а также сжатие на боковых поверхностях головки.

На рис. 1 приведена принципиальная схема расположения датчиков на головке с указанием координат положения отдельных датчиков. Наибольшее внимание уделено изучению напряжений, возникающих на нижнем основании головки.

Напряжения изгиба относительно поперечной оси фиксировались четырьмя рядами датчиков, расположенными приблизительно на равных расстояниях друг от друга. Как и в общем случае плоского напряженного состояния, деформации в точке определялись по трем различным направлениям. По величинам деформаций  $\epsilon_a$ ;  $\epsilon_b$ ;  $\epsilon_c$  в трех различных направлениях (рис. 1) относительно взаимно-перпендикулярных осей  $OX$  и  $OY$  и углов  $\varphi_a$ ;  $\varphi_b$ ;  $\varphi_c$ ;  $\varphi_d$  находились главные деформации  $\epsilon_1$  и  $\epsilon_2$ .

Главные напряжения определялись из выражения

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_{1,2} + \mu \epsilon_{2,1}), \quad (1)$$

где  $E$  — модуль упругости материала головки;  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Таблица 2

Номера на схеме (рис. 1)	Относительные деформации	Главные относительные деформации		Главные напряжения в кг/см <sup>2</sup>		Усилия затяжки шпилек в кг	
		$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$		
I	4	$0,3 \cdot 10^{-4}$	$0,875 \cdot 10^{-4}$	$-0,29 \cdot 10^{-4}$	128	-7	5500
	5	$0,675 \cdot 10^{-4}$					
	6	$0,3 \cdot 10^{-4}$					
II	1	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$1,825 \cdot 10^{-4}$	$-0,575 \cdot 10^{-4}$	279	-5	5500
	2	$1,8 \cdot 10^{-4}$					
	3	$0,35 \cdot 10^{-4}$					
III	4	$0,55 \cdot 10^{-4}$					
	5	$1,72 \cdot 10^{-4}$	$1,725 \cdot 10^{-4}$	$-0,55 \cdot 10^{-4}$	258	-5,6	5500
	6	$-0,175 \cdot 10^{-4}$					
III*	1	$1,7 \cdot 10^{-4}$					
	2	$0,375 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$-0,21 \cdot 10^{-4}$	224	-9	5500
	3	$-0,2 \cdot 10^{-4}$					
III*	4	$-0,25 \cdot 10^{-4}$	$0,875 \cdot 10^{-4}$	$-0,425 \cdot 10^{-4}$	123	-26	2560
	5	$0,875 \cdot 10^{-4}$					
	6	$0,25 \cdot 10^{-4}$					

\* Относится к прокладке из дуралюмина  $\delta=3$  мм. Все остальные строки относятся к прокладке ЯМЗ-204.

Опытами установлено, что затяжка крайних шпилек существенно влияет на напряжения в середине головки.

Действие силы давления масла на головку носит другой характер, вызывая напряжения лишь в той секции головки, где приложено давление. В остальных частях головки напряжения при этом не возникают. В табл. 2 приведены величины деформаций и напряжений на нижней стенке головки со стороны камеры сгорания от усилий предварительной затяжки шпилек.

Деформации и напряжения на нижней стенке головки от усилий предварительной затяжки шпилек, зафиксированные датчиками, расположенными по краю со стороны выпускных каналов, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Номера датчиков на схеме	Относительная деформация		Напряжения в $кг/см^2$	
	Прокладка ЯМЗ-204	Алюминиевая прокладка $\delta=2мм$	Прокладка ЯМЗ-204	Алюминиевая прокладка $\delta=2мм$
1 пр	$0,166 \cdot 10^{-4}$	$0,2 \cdot 10^{-4}$	25	30
2 в	$-0,5 \cdot 10^{-4}$	—	-75	—
3 пр	$0,875 \cdot 10^{-4}$	$1,075 \cdot 10^{-4}$	131	160
4 пр	$0,575 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-4}$	86	60
5 пр	$1,125 \cdot 10^{-4}$	$1,415 \cdot 10^{-4}$	185	212
6 пр	$0,58 \cdot 10^{-4}$	$0,425 \cdot 10^{-4}$	87	64
7 пр	$0,82 \cdot 10^{-4}$	$1,25 \cdot 10^{-4}$	123	188
3 в*	$-0,53 \cdot 10^{-4}$	—	-79	—
9 пр	$0,125 \cdot 10^{-4}$	$0,15 \cdot 10^{-4}$	19	23

Примечание. Для всех датчиков усилие затяжки шпилек 5500 кг.

Из табл. 2 и 3 видно, что под действием усилий предварительной затяжки шпилек головка многоцилиндрового двигателя изгибается как целое твердое тело, так как деформации наружных волокон нижнего основания и верхней горизонтальной стенки близки по величине и имеют разные знаки. Так датчик 2в (датчики 2в и 3в расположены на верхней стенке головки соответственно над датчиками 4 пр и 6 пр) зафиксировал деформацию, соответствующую напряжению сжатия  $75 кг/см^2$ , а находящийся под ним датчик 4 пр отметил напряжение растяжения  $86 кг/см^2$ . Напряжения изгиба относительно поперечной оси превосходят все другие напряжения. Относительно продольной оси головки напряжения изгиба невелики ( $10-26 кг/см^2$ ), что объясняется значительно большим моментом инерции продольного сечения головки.

Поскольку головка нагружена силами предварительной затяжки симметрично относительно середины, то при наличии общего изгиба всей головки относительно поперечной оси получена симметричная картина распределения напряжений по длине в различных сечениях головки (рис. 2).

Наряду с измерением деформаций в различных местах головки при затяжке всех шпилек было произведено тензометрирование при затяжке шпилек, окружающих лишь одну секцию головки. Полученные данные указывают на изгиб головки относительно поперечной оси. Так, для цилиндра II датчик 1 показал напряжение растяжения  $40 кг/см^2$ , датчик 2 — напряжение растяжения  $375 кг/см^2$ , а датчик 3 — напряжение сжатия  $6 кг/см^2$ .

Изгиб головки под действием усилий затяжки шпилек, как подтверждает эксперимент, имеет много общего с изгибом конструкций, лежащих на упругом основании. В данном случае основным элементом упругого основания является прокладка. Большими по величине напряжениями характеризовались мягкие прокладки (алюминиевая и дуралюминиевая) и наименьшие напряжения зафиксированы с жесткой (из

Таблица 4

Номера на схеме	розетки датчиков	Относительная деформация	Главные относительные деформации		Главные напряжения в $кг/см^2$		Нагрузка масла на длине в $кг/см^2$
			$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$	
I	1	$-1,5 \cdot 10^{-4}$	$-1,2 \cdot 10^{-4}$	$-2,275 \cdot 10^{-4}$	-310	-435	100
	2	$-1,22 \cdot 10^{-4}$					
	3	$-1,925 \cdot 10^{-4}$					
II	4	$-1,575 \cdot 10^{-4}$	$-1,25 \cdot 10^{-4}$	$-2 \cdot 10^{-4}$	-306	-392	100
	5	$-1,275 \cdot 10^{-4}$					
	6	$-1,775 \cdot 10^{-4}$					
III	1	$-1,625 \cdot 10^{-4}$	$-1,375 \cdot 10^{-4}$	$-2,088 \cdot 10^{-4}$	-330	-413	100
	2	$-1,45 \cdot 10^{-4}$					
	3	$-1,925 \cdot 10^{-4}$					
IV	4	$-0,85 \cdot 10^{-4}$	$-0,626 \cdot 10^{-4}$	$-1,075 \cdot 10^{-4}$	-156,5	-209	50
	5	$-0,675 \cdot 10^{-4}$					
	6	$-0,9375 \cdot 10^{-4}$					

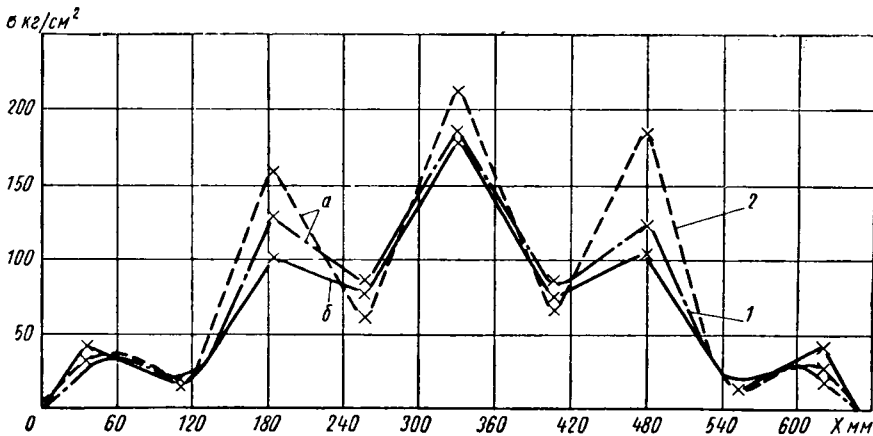


Рис. 2. Распределения изгибных напряжений — экспериментальное (а) и расчетное (б) по длине головки ЯМЗ-204 на коллекторной стороне днища от усилий предварительной затяжки шпилек ( $P_{пр} = 5500 кг$ ):  
1 — прокладка ЯМЗ-204; 2 — алюминиевая прокладка ( $\delta = 2 мм$ ).

стальных листов) прокладкой ЯМЗ-204 (рис. 2). Эксперименты также показали отсутствие существенно выраженного сжатия на наружных боковых поверхностях головки. При затяжке всех шпилек на боковой поверхности головки зафиксированы напряжения сжатия  $\sim 5 кг/см^2$ .

В табл. 4 приведены значения измеренных напряжений при действии нагрузки от давления масла, которые, как и следовало ожидать, являются напряжениями сжатия.

Силы масляного давления вызывают главным образом деформации днища головки. Деформации, зафиксированные датчиками, расположенными на верхней плоскости головки, были незначительными. Масляное давление, нагружающее головку, вызывает деформацию лишь тех ее участков, которые соприкасаются с маслом. В секциях головки, соседних с местом приложения масляного давления, влияние последнего весьма слабо. Так, розетка датчиков соседней с нагруженной секцией уже не улавливает существенных по величине деформаций.

Наибольшие деформации сжатия и соответствующие им напряжения возникают, как видно из таблицы, в направлении поперечной оси головки или, если рассматривать днище как круглую заделанную по контуру плиту, по радиусу. Это напряжение, которое можно назвать радиальным, превосходит по величине перпендикулярное ему тангенциальное напряжение. За границей масляной полости тангенциальные напряжения сжатия значительно меньше и составляют около  $50 \text{ кг/см}^2$ . Результаты эксперимента указывают на симметричное распределение деформации относительно продольной оси головки.

Следует остановиться на работе шпилек при действии силы давления масла. При напряжении растяжения в шпильках порядка  $2700\text{--}2800 \text{ кг/см}^2$  дополнительная нагрузка от масляного давления, равного  $100 \text{ кг/см}^2$ , увеличивает напряжения растяжения в шпильках, окружающих нагруженный цилиндр, на  $25\text{--}30 \text{ кг/см}^2$ .

Такое незначительное приращение напряжения можно объяснить высокой жесткостью прокладки двигателя ЯМЗ-204.

### Выводы

1. При нагружении головки усилиями предварительной затяжки шпильки и силами давления масла на днище головки возникают значительные напряжения.

2. Следует различать характеры напряженного состояния головки при нагружении ее усилиями предварительной затяжки

и силами давления масла. В первом случае характерен изгиб головки как целого тела относительно поперечной оси. Расчет в этом случае головки как балки на упругом основании дает представление о деформации днища головки, что служит для оценки надежности работы газового стыка двигателя. В случае нагружения головки силами давления масла на днище головки зафиксированы напряжения сжатия  $435 \text{ кг/см}^2$ .

Деформации в местах измерения носят симметричный характер относительно продольной оси головки и сходны со случаем изгиба тонких плит, заземленных по контуру и нагруженных распределенной нагрузкой.

Повышение напряжений в шпильках головки при нагружении маслом ( $p=100 \text{ кг/см}^2$ ) составляет  $25\text{--}30 \text{ кг/см}^2$ .

3. При конструировании головок необходимо стремиться к постоянству моментов инерции отдельных сечений относительно главной центральной оси поперечного сечения головки.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1941.

2. Цветков В. Т. Двигатели внутреннего сгорания. Изд-во Харьковского Гос. Университета, 1960.

3. Филоненко-Бородич М. М. и др. Курс сопротивления материалов, ч. II, Гостехиздат, 1956.

## Исследование масел с присадками для двигателя автомобиля «Москвич»

Канд. техн. наук И. А. ТРАКТОВЕНКО, Р. Н. ЗАСЛАВСКИЙ, М. Ф. ОСАДЧЕНКО, Р. Г. ЗЕЛЕНСКАЯ

Московский завод малолитражных автомобилей НАМИ, ВНИИ НП

МОСКОВСКИЙ завод малолитражных автомобилей совместно с НАМИ и Всесоюзным научно-исследовательским институтом нефтяной промышленности начал большую работу по подбору масла для существующих и перспективных моделей малолитражного автомобиля, так как масла, применяемые в настоящее время для двигателей модели 407, морально устарели.

В качестве базового масла было взято дистиллятное масло селективной очистки АС-6, вырабатываемое из сернистых нефтей.

Для улучшения противозносных, антикоррозионных, моющих и депрессорных свойств масла АС-6 в него вводились многофункциональные присадки, разработанные различными институтами.

Основной целью этой работы являлось повышение срока службы двигателя и обеспечение его надежной эксплуатации с применением недефицитных масел. Исходя из этих соображений испытанию были подвергнуты следующие присадки:

1) ЦИАТИМ-339—бариевая, алкилфенольная присадка, улучшающая моющие и антикоррозионные свойства масел для двигателей, в испытуемом образце она содержалась в количестве 3% (по весу);

2) ДФ-1—высокомолекулярный диалкилдитиофосфат бария, синтезированный на основе высокомолекулярных технических спиртов; активная полифункциональная присадка, обладающая моющими, антикоррозионными и противозносными свойствами, кроме того, является антиокислителем и депрессором, добавлялась в количестве 3% (по весу);

3) комплексная присадка, состоящая из 3% присадки ЦИАТИМ-339 и 1% присадки ДФ-1 (по весу);

4) ВНИИ НП-360—многокомпонентная присадка алкилфенольного типа, улучшающая моющие, антикоррозионные и антиокислительные свойства масел, добавлялась в количестве 3,5% (по весу);

5) СК-11—сульфонатная присадка, представляющая собой малозольный сульфонат кальция, обладающая эффективными моющими свойствами и улучшающая другие эксплуатационные свойства масла, добавлялась в количестве 8% (по весу);

6) импортная присадка фирмы Монсанто, состоящая из антиокислительного компонента (дитиофосфат цинка) Сантолюб-493 (0,7%) и моющего компонента Монто-613 (1,5%) (по весу).

Помимо указанных присадок, при изготовлении опытных образцов к ним добавлялся 1% депрессатора АзНИИ-ЦИАТИМ-1.

Для сравнения были также испытаны базовое масло АС-6 и применяемое в настоящее время масло индустриальное 50 (машинное СУ), а также импортное масло Шелл X-100 20/20W. Физико-химические показатели испытывавшихся образцов масел приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование масел	Вязкость в сст		Кислотное число в мг КОН	Коксуемость в %	Зольность в %	Температура вспышки в °С	Температура застывания в °С	Механические примеси
	при 50°	при 100°						
Машинное СУ . . . . .	46,00	8,47	0,009	0,21	0,01	206	—15	0,05
АС-6 . . . . .	34,15	7,19	0,045	0,10	—	206	—21	Отс.
АС-6+3% ЦИАТИМ-339 . . . . .	37,98	7,28	0,025	0,36	0,34	206	—28	0,005
АС-6+3% ЦИАТИМ-339+ +1%ДФ-1 . . . . .	38,19	7,36	0,012	0,49	0,41	206	—31	0,006
АС-6+3% ДФ-1 . . . . .	33,38	7,27	0,018	0,41	0,33	206	—34	0,004
АС-6+3,5% ВНИИ НП-360 . . . . .	37,91	7,30	0,012	0,64	0,61	204	—31	0,006
АС-6+8% СК-11 . . . . .	36,42	7,64	0,094	0,67	0,37	208	—27	0,011
АС-6+Монсанто . . . . .	35,78	7,30	0,369	—	0,36	212	—32	Отс.
Шелл X-100 20 20W . . . . .	43,22	9,03	1,441	0,66	0,53	224	—20	0,009

Стендовые испытания проводились на десяти двигателях автомобиля «Москвич-407» одной партии изготовления и обработки. Комплектация двигателей была стандартной. По своему состоянию они соответствовали техническим условиям завода.

Перед испытаниями были проведены подготовительные работы: микрометрирование всех основных трущихся деталей, профилометрирование поверхностей трения цилиндров, юбок поршней и шеек коленчатого вала, нарезание лунок на рабочей поверхности цилиндров.

После сборки все двигатели были подвергнуты обкатке в течение 60 ч по режиму, принятому на Московском заводе малолитражных автомобилей. По окончании обкатки переборки двигателей не производилось.

Проверка эксплуатационных свойств каждого опытного образца масла производилась на специально подготовленном двигателе. Таким образом, каждый образец масла начинает работать на новом двигателе, в результате чего исключается влияние состояния двигателя от испытания предыдущего образца масла на последующий. Кроме того, появляется возможность проследить влияние испытуемого образца масла на обкатку нового двигателя.

Существенным недостатком указанной методики является возможность возникновения ошибки при оценке эксплуатационных свойств того или иного образца масла за счет влияния индивидуальных качеств и особенностей, присущих каждому двигателю. С целью исключения этого влияния на достоверность результатов была проведена специальная подготовка двигателей, которая заключалась в том, что обработка всех десяти блоков цилиндров происходила под наблюдением работников, проводивших испытания; на всех двигателях были установлены специальные крышки заднего коренного подшипника, позволяющие снять газовые характеристики. При сборке двигателя подбирались детали, одинаковые по качеству изготовления и чистоте обработки, основные детали двигателей были взвешены и промикрометрированы.

Кроме того, два двигателя из десяти работали параллельно на одном масле (машинном СУ) с известными эксплуатационными свойствами.

После обкатки и снятия контрольных характеристик были проведены испытания в течение 102 ч по режимам ГОСТа 491-55. При этих испытаниях двигатель работал без смены масла и фильтрующего элемента. Пробы масла для анализа отбирались из магистрали после 20 мин, 27, 54, 81 и 102 ч работы двигателя. Свежее масло доливалось через каждые 9 ч работы, спустя 15 мин. после остановки двигателя. Количество масла, залитого, доливаемого, слитого и отобранного на пробы, строго учитывалось по весу. Двигатели работали на бензине А-72.

Свойства масел оценивались путем сравнения результатов испытаний по следующим показателям:

- 1) изменению мощностных и экономических показателей двигателя за период испытаний;
- 2) износу основных деталей;
- 3) количеству и характеру отложений на деталях двигателя;

- 4) подвижности поршневых колец;
- 5) общему состоянию деталей (наличию задигов, раковин, выкрашивания и т. п.);
- 6) изменению физико-химических свойств работавшего масла.

Наряду с этим была проверена эффективность проведенной обкатки в течение 60 ч всех двигателей и их износ за 102 ч работы путем сопоставления кривых суммарного износа, построенных по нарастающему содержанию железа в масле и в фильтрующих элементах.

За время испытаний не было отмечено каких-либо неполадок в работе двигателей. По окончании опытов двигатели по мощностным и экономическим параметрам полностью удовлетворяли техническим условиям завода.

Более заметной оказалась разница в состоянии отдельных деталей испытанных двигателей. В результате визуального их осмотра после испытаний было установлено, что применение масел СУ и АС-6 без присадок ведет к значительному загрязнению деталей двигателя смолистыми и лаковыми отложениями. В этом случае также наблюдалось пригорание верхних поршневых колец. При введении присадок в масло значительно улучшились его моющие свойства и было полностью ликвидировано пригорание колец. По чистоте рабочих поверхностей деталей лучшие результаты были получены на двигателях, работавших на импортном масле Шелл X-100 20/20W, на масле АС-6 с присадкой СК-11, а также на этом масле с присадкой фирмы Монсанто.

Проведенные краткосрочные испытания выявили значительное влияние масла на прирабатываемость опорной поверхности толкателей и кулачков распределительного вала. Так, например, при работе двигателей на маслах СУ и АС-6 без присадок были отмечены единичные случаи задира контактных поверхностей толкателя и кулачков. Добавление присадок ВНИИ НП-360, ЦИАТИМ-339, ДФ-1 и ЦИАТИМ-339 совместно с присадкой ДФ-1 вызвало значительный износ всех кулачков и задиры рабочих торцов отдельных толкателей. На поверхности кулачков и толкателей двигателей, работавших на импортном масле Шелл X-100 20/20W и масле АС-6 с присадками СК-11 и Монсанто, дефектов не было обнаружено.

Удовлетворительное состояние вкладышей подшипников было отмечено после испытаний импортного масла и масла АС-6 с присадками СК-11, ДФ-1 и ЦИАТИМ-339. У вкладышей остальных двигателей наблюдалось выкрашивание антифрикционного слоя усталостного характера.

Зеркало цилиндров всех двигателей, а также рабочие фаски клапанов и их седел в головке блока находились в удовлетворительном состоянии.

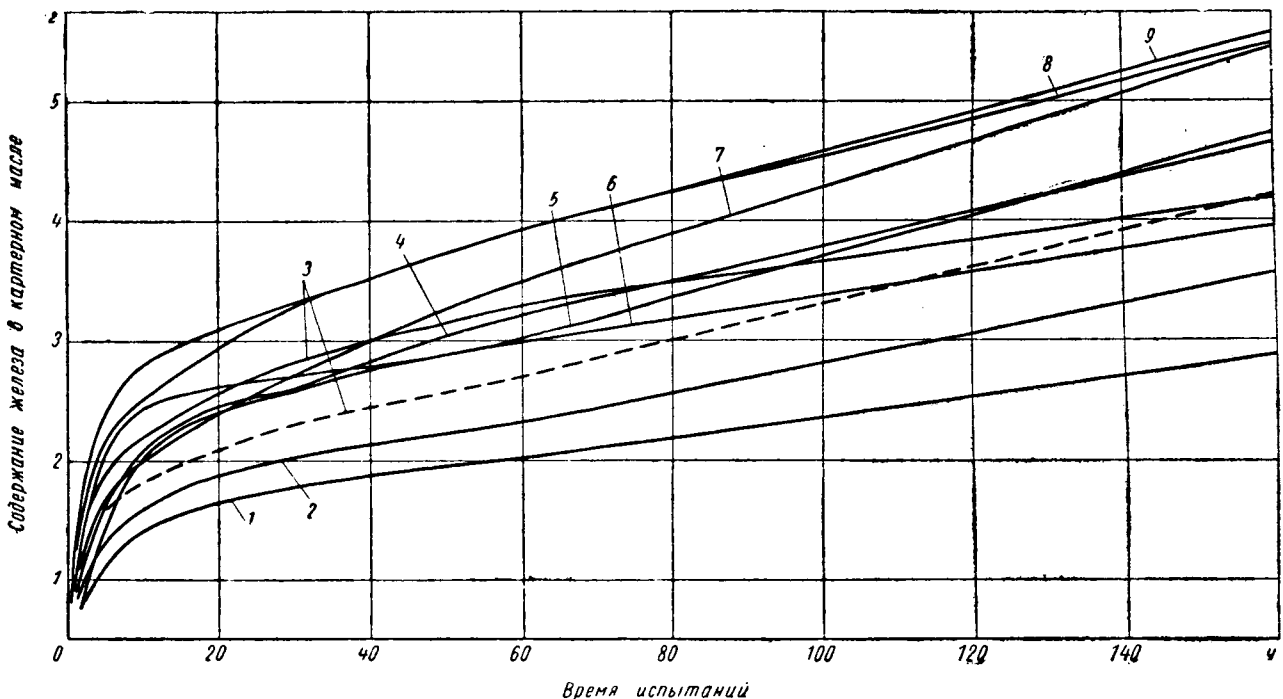


Рис. 1. Износ двигателей «Москвич» за время испытаний:

- 1 — масло Шелл X-100 20/20W; 2 — масло АС-6 с присадкой СК-11; 3 — масло СУ; 4 — масло АС-6 с присадкой Монсанто; 5 — масло АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360; 6 — масло АС-6 с присадкой ДФ-1; 7 — масло АС-6; 8 — масло АС-6 с присадкой ЦИАТИМ-339; 9 — масло АС-6 с присадками ЦИАТИМ-339 и ДФ-1.

Для оценки количества отложений на поршне с кольцами они взвешивались до испытаний и после них. Кроме того, был собран нагар с днища комплекта поршней. Полученные данные приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование масел	Нагар с днища поршней в г	Остальные отложения на поршнях и кольцах в г
Машинное СУ	3,7	4,6
То же	3,3	4,4
АС-6	3,1	4,9
АС-6+ЦИАТИМ-339	3,5	2,0
АС-6+ЦИАТИМ-339+ДФ-1	3,7	1,8
АС-6+ДФ-1	4,7	1,7
АС-6+ВНИИ НП-360	4,6	2,6
АС-6+СК-11	3,6	0,3
АС-6+Монсанто	5,4	2,2
Шелл Х-100 20/20W	5,1	1,4

Из табл. 2 следует, что количество суммарных отложений в основном подтверждает оценку моющих свойств испытанных образцов, сделанную ранее по результатам визуального осмотра. Несколько больший вес нагара на поршнях двигателей, работавших на импортных маслах и присадке, объясняется, видимо, химическим составом присадок этих масел.

При проведении испытаний большое внимание было уделено противоизносным свойствам масел. Общий износ двигателей за период их обкатки и испытаний оценивался по содержанию железа в масле и микрометрированием основных деталей до испытаний и после них.

На рис. 1 показаны кривые износов двигателей, построенные по нарастающему содержанию железа в масле. Они прежде всего свидетельствуют о том, что обкатка всех двигателей в течение 60 ч прошла вполне удовлетворительно. Наиболее пологое протекание кривых износа отмечено у двигателей, работавших на импортном масле Шелл Х-100 20/20W и масле АС-6 с присадками СК-11 и ДФ-1. Интенсивное нарастание железа в масле происходило в двигателях, на которых испытывалось масло АС-6 без присадки и с присадкой ВНИИ НП-360. Остальные масла занимают промежуточное положение.

Вследствие небольшой продолжительности испытаний абсолютные величины, характеризующие износ цилиндров, невелики. Измерения износов, произведенные обычным универсальным инструментом, не выявили заметной разницы по двигателям. Поэтому был использован более точный метод измере-

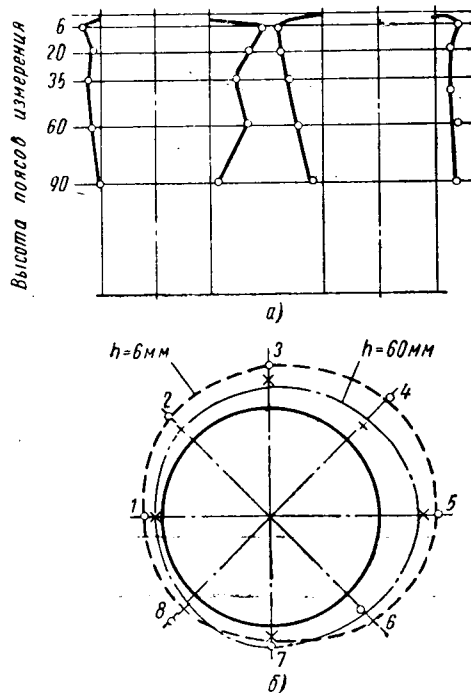


Рис. 2. Износ цилиндра по образующей (а) и по окружности (б) за 102 ч работы двигателя.

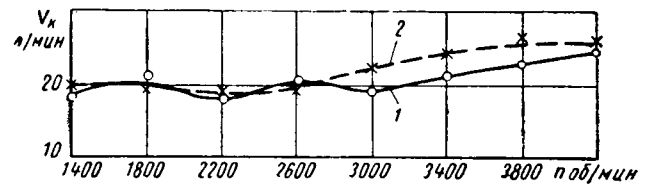


Рис. 3. Изменение количества газов  $V_k$ , прорывающихся в картер, за 162 ч работы двигателя:

1 — после 60 ч обкатки; 2 — после 102 ч работы двигателя.

ния износа — так называемый метод искусственных баз, т. е. нарезание лунок 1 — 8 на зеркале цилиндров прибором УПОИ-6 (в поясах  $h=6, 20, 35, 60$  и  $90$  мм). На основании измерения лунок в начале и конце испытаний были построены эпюры износа каждого цилиндра и его износ по образующей. На рис. 2 приведены результаты измерений по третьему цилиндру двигателя, на котором испытывалось масло АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360. При работе на этом масле был получен наибольший износ цилиндров (до  $50$  мк). Наименьший износ ( $14-20$  мк) дало импортное масло Шелл Х-100 20/20W и масло АС-6 с присадками ДФ-1 и СК-11 (соответственно  $11-26$  и  $16-28$  мк).

Износ поршневых колец двигателей, работавших на масле АС-6 с присадками ВНИИ НП-360, ЦИАТИМ-339 и ЦИАТИМ-339+ДФ-1, в 1,5 раза превышал износ колец остальных двигателей. По этому признаку наилучшие результаты были получены также при работе на масле АС-6 с присадкой СК-11.

Дополнительной характеристикой приработки поршневых колец в зависимости от качества масла является величина прорыва картерных газов. Количество газов, прорывающихся в картер,  $V_k$  измерялось после 60 ч обкатки и испытаний в течение 102 ч газовым счетчиком ГК-6 (ГОСТ 5364-60). Результаты измерений показали, что у всех двигателей отмечается небольшое уменьшение прорыва газов через кольца за время испытаний, что свидетельствует об удовлетворительной приработке деталей за период обкатки. Некоторое исключение представил двигатель, работавший на масле АС-6 с присадками ЦИАТИМ-339 и ДФ-1 (рис. 3). В данном случае мог сказаться несколько повышенный износ колец по высоте.

Износ поршней, поршневых пальцев, верхних головок шатуна и шеек коленчатого вала был практически одинаков для всех десяти двигателей. Можно только отметить повышенный износ поршней двигателя, на котором испытывалось масло АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360.

На рис. 4 показано изменение вязкости испытанных масел при  $50^\circ$  за период испытаний в течение 102 ч. Из приведенных кривых видно, что наиболее резкое возрастание вязкости, особенно за первые 50 ч работы, наблюдается у машинного масла СУ (общее увеличение вязкости за период испытаний составляет 22%). У остальных образцов, приготовленных на базе АС-6, а также у этого масла без присадки, характер протекания кривых примерно одинаков. Исключение составляют образцы с присадками СК-11 и ВНИИ НП-360. Значительное увеличение вязкости у этих образцов объясняется эффективными моющими свойствами указанных присадок, в результате чего в масле удерживается во взвешенном состоянии большое количество тонкодисперсных (не фильтрующихся) частиц, образующихся в процессе работы масла. По этому показателю импортное масло Шелл Х-100 20/20W заметно отличается от остальных масел, что объясняется его химическим свойством.

Таблица 3

Наименование масел	Кислотность в мг КОН на 1 г масла					Изменение кислотности в конце испытаний в % к исходной	
	исходная	после 20 ч	после 27 ч	после 54 ч	после 81 ч		
Машинное СУ	0,009	0,108	0,196	0,266	0,146	0,180	2000
АС-6	0,045	0,028	0,181	0,188	0,233	0,201	450
АС-6+ЦИАТИМ-339	0,025	0,020	0,027	0,130	0,125	0,135	540
АС-6+ЦИАТИМ-339+ДФ-1	0,012	0,039	0,077	0,078	0,275	0,158	1320
АС-6+ДФ-1	0,018	0,120	0,310	0,281	0,348	0,246	1370
АС-6+ВНИИ НП-360	0,012	0,021	0,114	0,278	0,223	0,284	2370
АС-6+СК-11	0,094	0,252	0,187	0,292	0,388	0,176	187
АС-6+Монсанто	0,369	0,306	0,343	0,343	0,481	0,849	230
Шелл Х-100 20/20W	1,441	1,179	0,810	0,841	0,509	0,621	-43



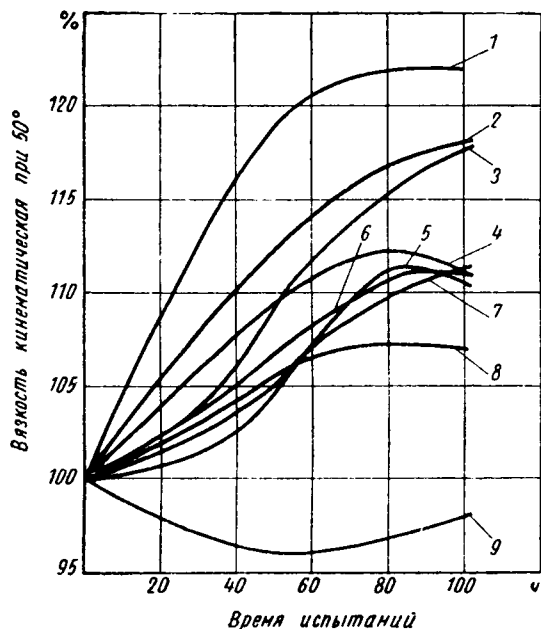


Рис. 4. Изменение вязкости масел за 102 ч работы двигателей: 1 — масло СУ; 2 — масло АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360; 3 — масло АС-6 с присадкой СК-11; 4 — масло АС-6; 5 — масло АС-6 с присадкой ЦИАТИМ-339 и ДФ-1; 6 — масло АС-6 с присадкой ДФ-1; 7 — масло АС-6 с присадкой Монсанто; 8 — масло АС-6 с присадкой ЦИАТИМ-339; 9 — масло Шелл Х-100 20/20 W.

В табл. 3 приведены данные, характеризующие изменение кислотности испытуемых масел в процессе их работы в двигателе. Из этой таблицы видно, что изменение кислотности отечественных образцов масел имеет волнообразный характер, однако к концу испытаний кислотность всех отечественных масел превышает первоначальную, причем наибольшее увеличение, по сравнению с исходной, наблюдается у масла АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360 (почти в 24 раза) и масла СУ (в 20 раз). Незначительное увеличение кислотности к концу испытаний (примерно в 2 раза) отмечается лишь у масла с присадкой СК-11. Характер изменения кислотности импортного масла и масла с импортной присадкой отличен от изменения кислотности отечественных масел. Эти же масла характерны высокими первоначальными значениями кислотности, что, очевидно, связано с химическим составом импортных присадок.

На рис. 5 приведены кривые изменения содержания механических примесей в испытуемых маслах в зависимости от времени их работы в двигателе. Наиболее резкий рост количества механических примесей наблюдается в масле АС-6 с присадками ВНИИ НП-360, ЦИАТИМ-339 и ЦИАТИМ-339 с ДФ-1, причем у двух последних масел к концу испытаний количество механических примесей резко падает. Это происходит, очевидно, за счет того, что детергентные свойства присадки ЦИАТИМ-339 не стойки и уже после 80 ч испытаний ее диспергирующая способность настолько снижается (присадка срабатывается), что находящиеся в масле мелкодисперсные частицы приобретают возможность слипаться в более крупные, которые задерживаются фильтром тонкой очистки масла. У всех остальных испытанных образцов характер изменения содержания механических примесей примерно одинаков.

Содержание механических примесей по компонентам приведено в табл. 4, которая показывает, что в маслах без присадки процесс окисления идет до образования асфальтенов, карбенов и карбондов. Из этих компонентов, в основном, и состоят механические примеси в конце испытания двигателя. В маслах с присадками ЦИАТИМ-339, ДФ-1 и импортными присадками процесс окисления начинается с самого начала работы масла. После 102 ч работы двигателя в масле, наряду с продуктами глубокого окисления, содержится большое количество несгораемых веществ. Однако эти вещества преобладают (до 0,1%) и в масле АС-6 с присадкой ВНИИ НП-360 и с комбинированной присадкой (ЦИАТИМ-339 и ДФ-1). С точки зрения содержания продуктов глубокого окисления лучшими является масло АС-6 с присадкой СК-11 и импортное Шелл Х-100, в которых эти продукты или вовсе отсутствуют, или имеются в незначительных количествах. За время испытаний дви-

гателей зольность масел без присадок оставалась постоянной и по абсолютной величине ничтожной. У остальных масел также наблюдался незначительный рост зольности. Даже в масле АС-6 с присадкой ЦИАТИМ-339, где отмечалось наиболее интенсивное изменение этого показателя, увеличение зольности не превышало 0,1%.

Для характеристики срабатываемости присадки в маслах определялось содержание металла, входящего в состав присадки, после 20 мин и 102 ч работы двигателя. При этом оценивалось как общее количество металла, так и его ак-

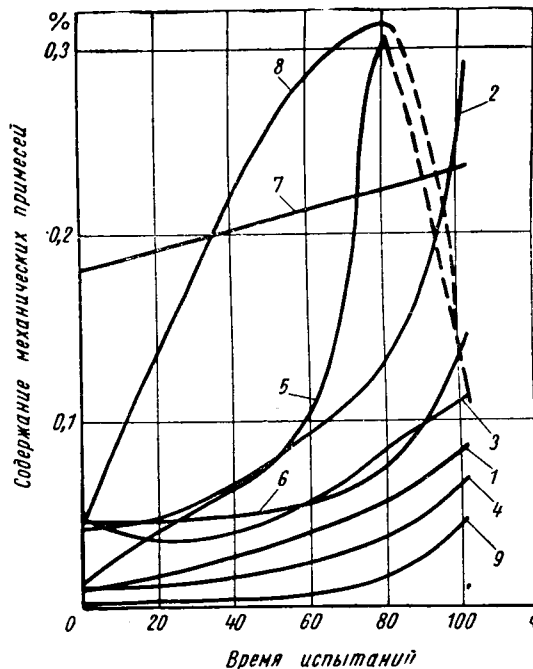


Рис. 5. Изменение содержания механических примесей масел за 102 ч работы двигателей (обозначения те же, что на рис. 4).

Таблица 4

Наименование масел	Время работы двигателя в ч	Содержание механических примесей в %				
		Общее количество	Окси-кислоты	Асфальтены	Карбены и карбонды	Несгораемые вещества
Машинное СУ	1/3	0,010	Нет	Нет	Нет	0,010
	102	0,091	.	0,041	0,050	Нет
АС-6	1/3	0,011	.	Нет	Нет	0,011
	102	0,076	.	0,026	0,050	Нет
АС-6+ЦИАТИМ-339	1/3	0,047	.	0,020	0,027	.
	102	0,325	.	.	0,013	0,050
АС-6+ЦИАТИМ-339+ДФ-1	1/3	0,015	.	Нет	Нет	0,015
	102	0,104	.	0,027	0,007	0,097
То же	1/3	0,047	.	0,027	0,020	Нет
	102	0,150	0,037	0,029	0,040	0,044
АС-6+ВНИИ НП-360	1/3	0,042	0,037	Нет	Нет	0,042
	102	0,203	0,049	0,059	0,059	0,036
АС-6+СК-11	1/3	0,048	Нет	0,013	0,035	Нет
	102	0,111	.	Нет	Нет	0,111
АС-6+Монсанто	1/3	0,183	0,01	0,040	0,133	Нет
	102	0,235	0,056	0,051	0,094	0,034
Шелл Х-100 20/20W	1/3	0,053	Нет	Нет	Нет	Нет
	102	0,053	.	0,023	0,030	.

твительная часть. Анализ показал, что практически весь металл, содержащийся в присадке, является активным. Следует отметить, что изменение содержания металла присадки в маслах в процессе их работы, за исключением масла с присадкой СК-11, настоящими испытаниями обнаружить не удалось. В связи с этим не представляется возможным судить о срабатываемости той или иной присадки в процессе работы масла. Объясняется это, очевидно, несовершенством методики, принятой для определения срабатываемости присадки. В процессе работы двигателя на стенде, наряду с процессом разложения присадки, протекает процесс накопления ее за счет угара масла, а также долива свежих порций масла, пополняющих концентрацию ра-

ботающей присадки. При проведении настоящих испытаний эти процессы, очевидно, уравновешивали друг друга и поэтому количество металла присадки, определенное в начале и в конце испытаний, оказалось практически одинаковым.

Отмечено значительное нарастание (к концу испытаний) количества металла в масле с присадкой СК-11, это закономерно, так как сульфонатные присадки весьма трудно разлагаются и практически не удаляются из масла. Таким образом, в процессе всей работы масла с указанной присадкой, количество металла присадки непрерывно накапливается, и продолжается это до тех пор, пока масло в двигателе не будет полностью заменено.

### Выводы

1. Добавление присадки к маслу АС-6 из сернистых нефтей значительно улучшает его эксплуатационные свойства, особенно моющие и противозносные.

2. Применение высококачественной смазки позволяет увеличить межремонтный пробег автомобиля за счет уменьшения износа основных трущихся деталей двигателя, снизить требуемое количество запасных частей, повысить надежность и долговечность его работы и, несмотря на некоторое удорожание масла, дает значительный технико-экономический эффект при эксплуатации автомобилей «Москвич».

3. Из всех испытанных образцов масел с отечественными присадками наиболее приемлемым для проведения дальнейших испытаний на двигателе автомобиля «Москвич» модели 407 является масло АС-6 с присадкой СК-11.

4. Выявлена необходимость в разработке новой, более эффективной методики определения срабатываемости присадки в масле.

## Ходовая лаборатория для статических исследований режимов работы механизмов автомобиля

Е. С. КУЗНЕЦОВ, О. В. СОКОЛОВ

Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта

Для проведения статистических исследований на Научно-исследовательском институте автомобильного транспорта на базе автомобиля ЗИЛ-164 была создана ходовая лаборатория, аппаратура которой позволяет регистрировать систему показателей режимов работы агрегатов и механизмов автомобиля.

В систему параметров, регистрируемых аппаратурой ходовой лаборатории, были включены измерители, которые характеризуют срок службы и надежность агрегатов и механизмов автомобиля. Так, например, в качестве основного измерителя срока службы фрикционных накладок тормоза и сцепления в данных условиях эксплуатации выбрана их удельная работа трения на 1 км пробега, за измеритель срока службы подвески принят пробег до поломки рессоры, определяемый расчетно-экспериментальным методом, предложенным канд. техн. наук А. М. Гореликом (НАМИ) и т. д.

Принцип действия разработанной аппаратуры состоит в следующем:

1. Регистрация рабочих процессов автомобиля (амплитуды колебания подвески, угла буксования сцепления и т. д.), количества циклов работы отдельных агрегатов и механизмов (количество включений передач, тормоза и т. д.) и продолжительность работы агрегатов и механизмов по времени и пути производится электроимпульсными счетчиками, работающими от электроконтактных устройств с контактами скользящего типа.

2. Ряд исследуемых величин в процессе их измерения делится на диапазоны (крутящий момент, передаваемый трансмиссией, тормозной момент, угол поворота рулевого колеса и т. д.), которые распределяются по пути и времени, что позволяет определять закономерности статистического распределения этих величин.

3. Для получения работы (двигателя, буксования сцепления и трения тормозного механизма при торможении) использован принцип определения этих величин по диапазонам момента с последующим их суммированием. Например, суммарная работа трения тормозного механизма определяется по формуле

$$L_m = \sum l_m^i = \sum M_m^i \alpha_m^i,$$

где  $l_m^i$  — работа трения тормозного механизма по одному диапазону момента трения, создаваемого при торможении, в кгм;

$\alpha_m^i$  — угол смещения тормозного барабана относительно колодок по одному диапазону момента трения, создаваемого при торможении, в рад;

$M_m^i$  — средняя величина тормозного момента в диапазоне  $i$  в кгм.

Каждый прибор ходовой лаборатории состоит из одного или нескольких датчиков и счетно-регистрирующего блока, основными элементами которого являются электроимпульсные счетчики типов СБ-1м/100 и РС2 720. Счетчики первого типа, позволяющие регистрировать до 100 импульсов в секунду, использованы для измерения быстропотекающих процессов (угол буксования сцепления, колебание подвески и др.), а компактные счетчики РС2 720 только там, где частота разрыва электрической цепи не превышает 6 импульсов в секунду.

Устройство аппаратуры и принцип работы ходовой лаборатории можно наиболее наглядно представить по прибору для определения работы трения тормозного механизма.

Этот прибор (рис. 1) состоит из счетно-регистрирующего блока (электроимпульсные счетчики 1—4), электромагнитных реле 5, дат-

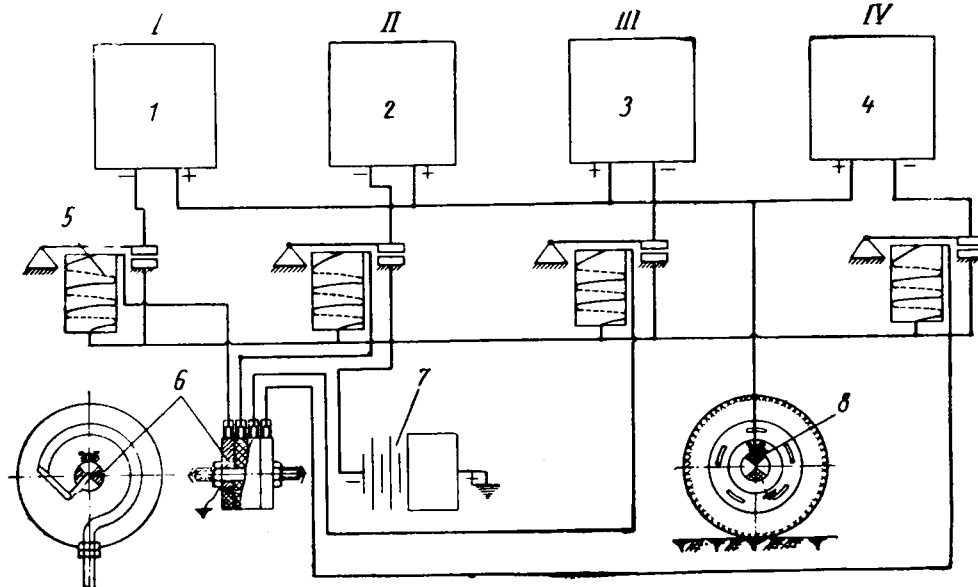


Рис. 1. Схема прибора для определения работы трения тормозного механизма.

чика давления воздуха 6 в тормозной камере, источника питания 7 и датчика количества оборотов 8 колеса.

Работа трения тормозного механизма определяется по формуле, приведенной выше.

Средняя величина тормозного момента в каждом диапазоне (I—IV) определяется по показаниям датчика давления воздуха в тормозной камере. Датчик устанавливается в кузове ходовой лаборатории и соединяется трубопроводом с камерой тормозного механизма колеса, для которого требуется определить работу трения.

врезками из латуни и электрошечеток. В результате происходит угловое перемещение колец относительно электрошечеток, которое в 32 раза больше угла закручивания полуоси. Зазор в зубьях шестерен редуктора, который снижает точность показаний прибора, устраняется с помощью специальных пружин. Такая полуось позволяет регистрировать при помощи электроимпульсных счетчиков статистическое распределение среднего крутящего момента по восьми диапазонам.

Средние нагрузочные режимы работы трансмиссии определяются при помощи прибора, схема одного из восьми диапа-

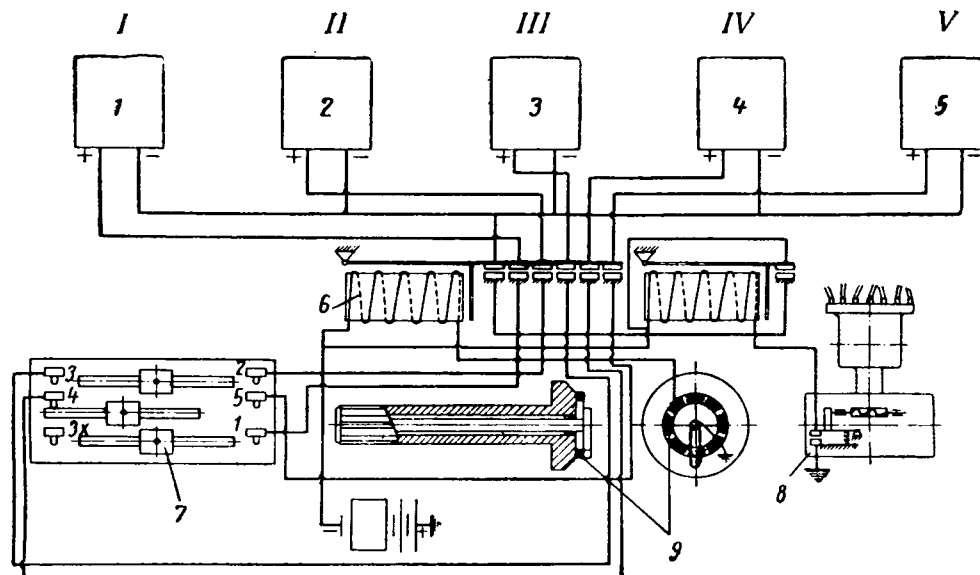


Рис. 2. Схема прибора для определения средних нагрузочных режимов работы трансмиссии (один диапазон).

Угол смещения тормозного барабана относительно колодок регистрируется при помощи датчика оборотов колеса.

Этот датчик позволяет определить путь, проходимый автомобилем, по количеству оборотов колеса. Он прикрепляется к ступице колеса вместо снимаемого колпака. При движении автомобиля электроконтактное кольцо вращается вместе с колесом, а электрошечетка остается неподвижной, так как она удерживается стержнем, закрепленным на оси колеса.

Включение датчика оборотов колеса в прибор для определения работы трения тормозного механизма по схеме, приведенной на рис. 1, позволяет регистрировать угол смещения тормозного барабана относительно колодок по диапазонам давления в тормозной камере.

Угол буксования сцепления регистрируется при помощи электроконтактного устройства, состоящего из трех равных и симметрично расположенных латунных пластин, вставленных в прорези на накладке ведомого диска сцепления, который соприкасается с нажимным диском сцепления, медной электрошечетки, установленной в нажимном диске сцепления, и контактного токосъемника. При буксовании сцепления электрошечетка нажимного диска, скользя по поверхности ведомого диска сцепления, попеременно проходит по токопроводящим пластинам и токопроводящим участкам фрикционной накладки, что вызывает замыкание и размыкание электрической цепи и позволяет регистрировать угол буксования.

Диапазоны момента, передаваемого сцеплением при буксовании, определяются при помощи динамометрической полуоси и специального устройства в крышке коробки передач, которое позволяет регистрировать включенную передачу.

Динамометрическая полуось имеет сквозное продольное отверстие, в которое вставлен стержень диаметром 20 мм. Один конец стержня приварен к концу полуоси, на котором находится шлицы, а на другом конце стержня установлены шестеренчатый редуктор с передаточным числом 32 и электроконтактное устройство.

При деформации полуоси, возникающей под действием крутящего момента, происходит угловое перемещение полуоси относительно стержня, так как он не несет нагрузки. Это перемещение через редуктор передается на электроконтактное устройство, состоящее из эбонитовых колец с токосъемными

зонах которого приведена на рис. 2. Он состоит из счетно-регистрающего блока (электроимпульсные счетчики 1—5 и электромагнитные реле 6); электроконтактного устройства 7 в крышке коробки передач, позволяющего фиксировать включение передач (I—V); датчика 8 оборотов коленчатого вала и датчика 9 динамометрической полуоси. Этот прибор регистрирует по каждой передаче в отдельности число оборотов коленчатого вала двигателя по восьми диапазонам крутящего момента, регистрируемого на полуоси. Таким образом, прибор позволяет получать статистическое распределение крутящего момента по числу оборотов на любом участке трансмиссии.

Разработанная аппаратура, как показала ее эксплуатация, является простой в обслуживании и надежной в работе. За экспериментальный пробег, равный 2000 км (в городе, по шоссе, на грунтовой дороге, в горных районах и в карьере), произошло всего два обрыва электропроводки в местах спайки, вышел из строя один счетчик и потребовалась одна регулировка электроконтактного устройства для определения угла буксования сцепления.

К достоинствам аппаратуры ходовой лаборатории также следует отнести следующее:

- а) регистрация результатов исследований в простой и наглядной форме, удобной для статистической обработки;
- б) возможность проведения экспериментов любой продолжительности, так как регистрируемые величины автоматически суммируются;
- в) возможность установки отдельных приборов или групп приборов на обычные эксплуатационные автомобили.

В таблице приведены некоторые статистические данные по показателям режимов работы агрегатов и механизмов автомобиля ЗИЛ-164 с грузом 4 т, полученные при помощи ходовой лаборатории. Они показывают большое влияние условий эксплуатации на режимы работы и позволяют судить о загруженности агрегатов и механизмов в различных условиях работы.

Величины диапазонов нагрузки в кгм, регистрируемых динамометрической полуосью, составляли:

I . . . . .	66—115	V . . . . .	248—287
II . . . . .	116—162	VI . . . . .	288—336
III . . . . .	163—207	VII . . . . .	337—390
IV . . . . .	208—247	VIII . . . . .	391—419

Показатели режимов работы агрегатов и механизмов	Движение по междугородному шоссе за пределами пригородной зоны	Движение по шоссе в пригородной зоне	Движение по грунтовой профилированной дороге	Движение в г. Москве	Движение по горной дороге	Движение в карьере
<b>Автомобиль в целом:</b> средняя скорость движения в км/ч . . . . .	57	46	36	26	30	14
расход топлива за 100 км пробега в кг . . . . .	25,3	23,8	32,0	26,5	36,1	59,2
<b>Двигатель:</b> число оборотов коленчатого вала в минуту . . . . .	1 880	1 560	1 520	1 209	1 465	1 325
число оборотов за 1 км пробега . . . . .	1 969	2 020	2 500	2 839	2 915	5 340
эффективная работа за 1 км пробега в кгм . . . . .	51 100	41 680	141 847	105 000	161 080	533 708
<b>Коробка передач:</b> число переключений за 1 ч . . . . .	22,0	42,2	44,2	132,4	114,0	78,9
средняя скорость движения на передачах в км/ч:						
I . . . . .	—	—	—	—	6,4	4,1
II . . . . .	—	6,1	6,6	5,5	13,3	10,6
III . . . . .	22,6	21,6	23,0	17,8	21,6	17,2
IV . . . . .	48,4	41,7	36,4	31,4	39,3	21,0
V . . . . .	59,9	47,5	42,8	37,2	—	—
пробег на передачах в % от общего:						
I . . . . .	—	—	—	—	0,09	0,23
II . . . . .	1,01	0,19	0,15	1,56	9,45	32,10
III . . . . .	0,60	0,99	4,98	8,77	27,50	51,30
IV . . . . .	9,80	16,40	66,68	44,80	60,80	14,50
V . . . . .	82,75	66,40	22,75	33,10	0,04	0,15
накат . . . . .	5,90	15,98	5,44	11,77	2,35	1,78
<b>Тормозной механизм:</b> удельная работа трения за одноторможение в кгм см <sup>2</sup> . . . . .	2,90	1,96	3,30	1,78	3,94	1,23
удельная работа трения за 1 км пробега в кгм/см <sup>2</sup> км . . . . .	1,85	2,32	3,18	19,00	15,10	20,70
число торможений за 1 км пробега . . . . .	0,62	1,90	0,96	11,85	4,10	16,70
суммарный угол смещения тормозного барабана относительно колодок за 1 км пробега в рад/км . . . . .	7,8	18,1	25,0	131,0	90,3	235,0
средняя объемная температура тормозных накладок в °С . . . . .	23,4	31	30,8	37,6	40,0	53,3
<b>Распределение крутящего момента на полуоси:</b> пробег по диапазонам нагрузки в кгм в % от общего:						
I . . . . .	0,16	0,51	3,96	6,11	17,06	16,53
II . . . . .	0,05	0,07	0,35	2,24	4,05	19,21
III . . . . .	0,02	0,03	0,05	0,59	1,17	12,64
IV . . . . .	0,01	0,02	0,03	0,36	0,30	4,11
V . . . . .	—	0,01	0,02	0,19	0,08	1,47
VI . . . . .	—	—	0,01	0,09	0,03	0,34
VII . . . . .	—	—	—	0,05	0,02	0,16
VIII . . . . .	—	—	—	—	0,01	0,09
накат . . . . .	5,90	15,98	5,44	11,77	2,35	1,78
остальной пробег . . . . .	93,86	83,38	90,14	78,60	74,93	43,67

Для обработки результатов исследований была использована электронно-счетная машина Урал-2. Она позволяет обработать показания всех приборов за несколько минут. Машинное время составляет 1,5 мин.

В настоящее время в Научно-исследовательском институте автомобильного транспорта продолжаются статистические ис-

следования режимов работы агрегатов и механизмов автомобиля в различных условиях эксплуатации.

Полученные при помощи ходовой лаборатории данные будут использованы для уточнения и дальнейшей разработки ранее предложенных институтом схем классификации условий эксплуатации подвижного состава автомобильного транспорта.

## Особенности работы комбинированных подвесок с пневматическими и стальными упругими элементами

Д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗНЕР

НАМИ

**В**О МНОГИХ случаях пневматические упругие элементы применяются в автомобильной подвеске совместно со стальными (листовыми рессорами, пружинами и т. д.). Например, резинокордные пневматические упругие элементы часто сочетаются с листовыми рессорами, чтобы упростить направляющее устройство подвески.

За последнее время разрабатываются подвески, в которых стальные упругие элементы применяются совместно с пневматическими упругими элементами телескопического типа при наличии гидравлического регулирования положения кузова. В этом случае комбинированная упругая система может применяться с целью не только упрощения направляющего устройства подвески, но и улучшения ее характеристик.

При разработке комбинированных упругих систем встает вопрос о правильном выборе соотношения жесткостей пневматических и стальных упругих элементов, а также воспринимаемых ими нагрузок.

Подвески с пневматическим регулированием положения кузова. Схема комбинированной подвески показана на рис. 1, а. Пневматический упругий элемент 1 и стальной упругий элемент 2 работают параллельно на всем диапазоне рабочего хода подвески. Стальной упругий элемент изображен в виде листовой рессоры, хотя это может быть пружина, торсион или любой другой упругий элемент постоянной жесткости (условно будем называть его пружиной).

При изменении статической нагрузки на подвеску регулятор положения кузова 3 подает или отводит воздух из пневматического упругого элемента, поддерживая постоянной его высоту, а следовательно, и начальную деформацию пружины 2. Таким образом, усилие, воспринимаемое пружиной, при любой статической нагрузке остается неизменным.

Эффективный статический прогиб пневматического упругого элемента при наличии пневматического регулирования постоянства высоты мало меняется при изменении статической

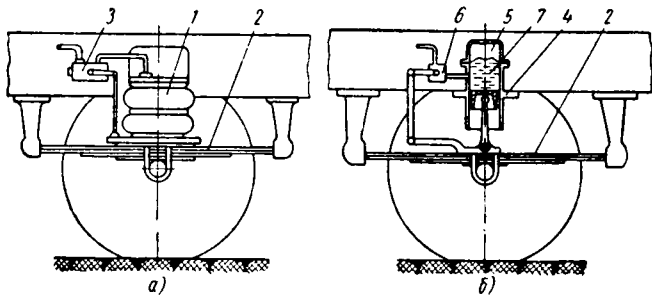


Рис. 1.

нагрузки. На рис. 2 сплошные кривые изображают характеристики пневматического упругого элемента комбинированной подвески при статических нагрузках на него  $P_{n0}, P_{n1}, P_{n2}$ . Эффективный статический прогиб считаем для простоты при всех нагрузках одинаковым и равным  $f_n$ . Штриховой линией

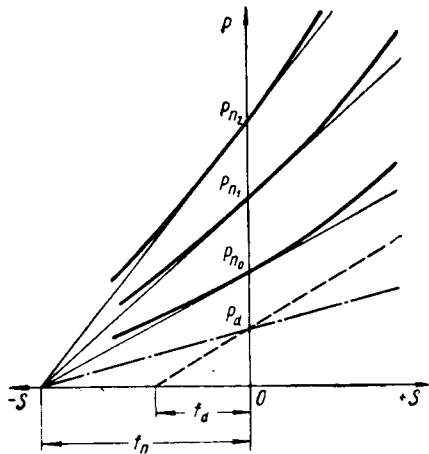


Рис. 2

показана характеристика пружины. Деформацию пружины в статическом положении обозначим  $f_d$ , а воспринимаемую ею нагрузку —  $P_d$ . Очевидно, жесткость пружины.

$$c_d = \frac{P_d}{f_d}$$

Предположим, что минимальная статическая нагрузка на подвеску равна  $P_0$ . При этом часть нагрузки, равная  $P_d$ , воспринимается пружиной, а оставшаяся часть  $P_{n0} = P_0 - P_d$  — пневматическим упругим элементом. Найдем эффективный статический прогиб комбинированной подвески

$$f_{k0} = \frac{P_0}{c_{n0} + c_d} = \frac{P_{n0} + P_d}{c_{n0} + c_d}$$

где  $c_{n0}$  — жесткость пневматического упругого элемента при статической нагрузке на него  $P_{n0}$ .

Отношение эффективного прогиба комбинированной подвески к эффективному прогибу пневматического упругого элемента

$$\frac{f_{k0}}{f_n} = \frac{P_0 \cdot c_{n0}}{(c_{n0} + c_d) P_{n0}} = \frac{P_0}{\frac{P_d}{f_n} + P_d - 1} \quad (1)$$

Аналогичным способом определим для любой другой статической нагрузки на подвеску  $P_1$

$$\frac{f_{k1}}{f_n} = \frac{\frac{P_1}{P_d}}{\frac{P_1}{P_d} + \frac{f_n}{f_d} - 1} \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) показывают, что в случае, если  $f_d = f_n$ ,  $f_{k0} = f_{k1} = f_n$ . Таким образом, если начальная деформация пружины в статическом положении  $f_d$  равна эффективному статическому прогибу пневматического упругого элемента  $f_n$ , эф-

фективный прогиб комбинированной подвески не будет отличаться от эффективного прогиба чисто пневматической подвески на тех же самых пневматических упругих элементах, но без пружины. При этом эффективный прогиб, так же как и у пневматической подвески, не будет меняться при изменении статической нагрузки. В соответствии с постоянством эффективного прогиба останется примерно постоянной и собственная частота колебаний подвески.

Характеристика пружины для случая  $f_d = f_n$  показана на рис. 2 штрих-пунктирной линией. Пружина может иметь любую жесткость; важно лишь, чтобы воспринимаемая ею в статическом положении нагрузка  $P_d$  не превышала нагрузки  $P_0$ .

Если  $f_d \neq f_n$ , эффективный прогиб и собственная частота колебаний комбинированной подвески будут отличаться от соответствующих величин чисто пневматической подвески. Разница будет наиболее существенна при малых статических нагрузках; по мере увеличения статической нагрузки процент нагрузки, воспринимаемой пружиной, будет уменьшаться, а следовательно, будет уменьшаться ее влияние на работу комбинированной упругой системы.

График, поясняющий это положение и построенный по уравнению (2), приведен на рис. 3. По вертикальной оси отложено отношение эффективного прогиба комбинированной упругой системы  $f_{k1}$  к эффективному прогибу пневматического упругого элемента  $f_n$ . По горизонтальной оси отложено отношение статической нагрузки на подвеску  $P_1$  к нагрузке, воспринимаемой пружиной  $P_d$ . Каждая кривая построена для определенного отношения  $\frac{f_n}{f_d}$ , причем для случая  $\frac{f_n}{f_d} = 1$  кривая превращается в прямую, параллельную горизонтальной оси. Если начальная деформация пружины меньше эффективного прогиба пневматического упругого элемента ( $\frac{f_n}{f_d} > 1$ ), отношение

$\frac{f_{k1}}{f_n}$  будет меньше единицы, т. е. комбинированная система

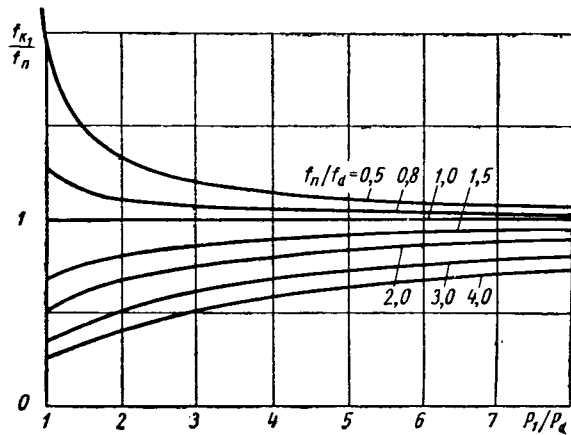


Рис. 3.

будет иметь меньший эффективный прогиб, чем пневматический упругий элемент. Эффективный прогиб комбинированной системы при этом возрастет с увеличением статической нагрузки  $P_1$ . Если деформация пружины больше эффективного

прогиба пневматического упругого элемента ( $\frac{f_n}{f_d} < 1$ ), получим  $\frac{f_{k1}}{f_n} > 1$ , т. е. эффективный прогиб комбинированной системы будет больше эффективного прогиба пневматического упругого элемента. С увеличением статической нагрузки эффективный прогиб комбинированной системы будет при этом уменьшаться.

Таким образом, если  $f_d \neq f_n$ , комбинированная подвеска не сохраняет постоянства частоты колебаний при изменении статической нагрузки. График рис. 3 можно использовать для оценки эффективного прогиба комбинированной системы и диапазона его изменения.

Уравнения (1) и (2) теряют смысл, если пружина в статическом положении не несет никакой нагрузки, так как при этом  $f_d = 0$  и  $P_d = 0$ .

Для данного случая удобно выразить отношение эффективных статических прогибов комбинированной системы и пневматического упругого элемента через жесткости  $c_d$  и  $c_{n0}$ . Получим

$$\frac{f_{k0}}{f_n} = \frac{P_0 \cdot c_{n0}}{(c_{n0} + c_d) P_0} = \frac{1}{1 + \frac{c_d}{c_{n0}}} \quad (3)$$

$$\frac{f_{k1}}{f_n} = \frac{P_1 \cdot c_{n1}}{(c_{n1} + c_d) P_1} = \frac{P_1}{\frac{P_1}{P_0} + \frac{c_d}{c_{n0}}} \quad (4)$$

где  $c_{n1}$  — жесткость пневматического упругого элемента при статической нагрузке на него  $P_1$ .

Зависимость отношения  $\frac{f_{k1}}{f_n}$  от  $\frac{P_1}{P_0}$  показана на рис. 4,

построенном по уравнению (4). Чем больше отношение  $\frac{c_d}{c_{n0}}$ , т. е. чем больше жесткость пружины, тем меньше эффективный

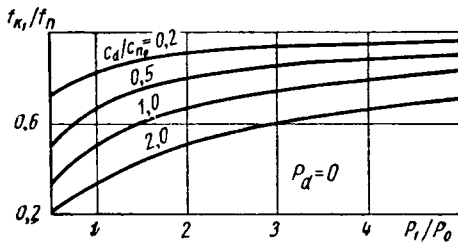


Рис. 4.

прогиб комбинированной упругой системы по сравнению с эффективным прогибом пневматического упругого элемента и тем больше изменение эффективного прогиба при изменении статической нагрузки.

Выше предполагалось, что эффективный прогиб  $f_n$  пневматического упругого элемента остается постоянным при изменении статической нагрузки. В действительности эффективный прогиб при уменьшении статической нагрузки обычно несколько уменьшается. При комбинированной упругой системе можно в известной мере компенсировать этот недостаток, выбрав начальную деформацию пружины  $f_d$  равной или даже несколько большей, чем эффективный прогиб пневматического упругого элемента при максимальной статической нагрузке. Очевидно, для малых статических нагрузок комбинированная упругая система будет при этом обеспечивать больший эффективный прогиб, чем один пневматический упругий элемент.

Подвески с гидравлическим регулированием положения кузова. Схема комбинированной подвески показана на рис. 1, б. В подвеске параллельно работают пневматический телескопический упругий элемент с гидравлической передачей усилий 4 и стальной упругий элемент 2. В пневматическом упругом элементе имеется постоянное количество газа, заключенное в рабочей полости 5. При изменении статической нагрузки на подвеску регулятор 6 подает или отводит жидкость в полость 7, отделенную от полости 5 гибкой диафрагмой, поддерживая постоянной высоту упругого элемента, а следовательно, и начальную деформацию пружины.

Как известно, жесткость пневматического телескопического упругого элемента, работающего с постоянным количеством газа при обычно применяемых давлениях  $p > 10 \text{ кг/см}^2$ , возрастает примерно пропорционально квадрату статической нагрузки и возрастает собственная частота колебаний. Подвеска на стальных упругих элементах, имеющих линейную характеристику, обладает противоположными свойствами: с увеличением статической нагрузки эффективный прогиб пропорционально возрастает. Очевидно, при комбинированной подвеске, сочетающей оба типа упругих элементов, можно добиться того, чтобы эффективный прогиб и собственная частота колебаний подвески изменялись лишь в ограниченных пределах.

Жесткость комбинированной упругой системы при минимальной статической нагрузке  $P_0$  будет выражаться

$$c_0 = c_{n0} + c_d,$$

где  $c_{n0}$  — жесткость пневматического упругого элемента при воспринимаемой им статической нагрузке  $P_{n0} = P_0 - P_d$ .

Если статическая нагрузка возрастет до  $P_1$ , получим жесткость комбинированной упругой системы:

$$c_1 = c_{n1} + c_d,$$

где  $c_{n1}$  — жесткость пневматического упругого элемента при воспринимаемой нагрузке  $P_{n1} = P_1 - P_d$ .

Так как жесткость пневматического упругого элемента возрастает пропорционально квадрату нагрузки,

$$c_{n1} = c_{n0} \left[ \frac{P_1 - P_d}{P_{n0}} \right]^2 = c_{n0} \left[ \frac{P_1}{P_0} \left( 1 + \frac{P_d}{P_{n0}} \right) - \frac{P_d}{P_{n0}} \right]^2 \quad (5)$$

Определим отношение жесткостей комбинированной упругой системы при различных статических нагрузках

$$\frac{c_1}{c_0} = \frac{c_{n1} + c_d}{c_{n0} + c_d} = \frac{\left[ \frac{P_1}{P_0} (1+k) - k \right]^2 + m}{1+m} \quad (6)$$

где

$$k = \frac{P_d}{P_{n0}}, \quad m = \frac{c_d}{c_{n0}} \quad (7)$$

Собственная частота колебаний комбинированной подвески вследствие нелинейности упругой характеристики будет зависеть от амплитуды. Для малых амплитуд, можно с достаточным приближением принять

$$\omega = \sqrt{\frac{c \cdot g}{P}},$$

и, следовательно, отношение частот при разных статических нагрузках можно определить из уравнения

$$\left( \frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 = \frac{c_1 \cdot P_0}{c_0 \cdot P_1} = \frac{\left[ \frac{P_1}{P_0} (1+k) - k \right]^2 + m}{\frac{P_1}{P_0} (1+m)} \quad (8)$$

На рис. 5 показана зависимость отношения частот от отношения статических нагрузок  $\frac{P_1}{P_0}$  при различных значениях па-

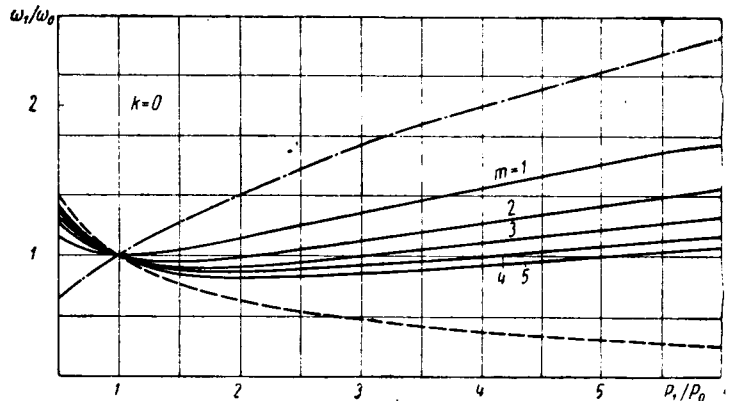


Рис. 5.

раметра  $m$  и при  $k=0$ , т. е. для случая, когда пружина в статическом положении не несет никакой нагрузки. Из графика

видно, что выбором надлежащей величины  $m = \frac{c_d}{c_{n0}}$  можно добиться, чтобы частота малых колебаний оставалась почти постоянной в широком диапазоне измерения статических нагрузок. При этом чем больше диапазон изменения нагрузок, тем больше должна быть взята величина  $m$ .

Для сравнения на графике показано штриховой линией изменение частот в случае подвески только на пружине (частота измеряется обратно пропорционально корню квадратному

статической нагрузки), а штрих-пунктирной линией — в случае подвески только на пневматическом упругом элементе (частота изменяется пропорционально корню квадратному статической нагрузки).

На рис. 6 показано изменение частот для случая  $k=1$ , т. е. когда пружина в статическом положении воспринимает половину минимальной статической нагрузки на подвеску. В этом случае, чтобы получить близкую к постоянной частоту колебаний, необходимо выбрать коэффициент  $m$  значительно боль-

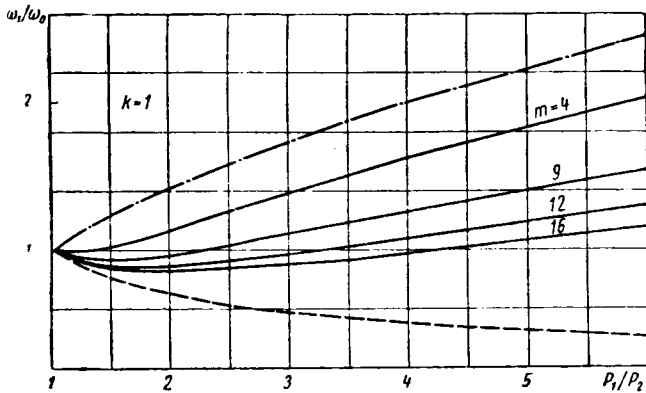


Рис. 6.

ше, чем при  $k=0$ . Например, если диапазон изменения статической нагрузки  $\frac{P_1}{P_0} = 4$ , найдем из графика необходимый коэффициент  $m=14 \div 16$ , т. е. жесткость пневматического упругого элемента при начальной нагрузке на подвеску  $P_0$  должна быть примерно в 15 раз меньше жесткости пружины. Практическое осуществление такой малой жесткости (если общая жесткость подвески задана низкой) встречает трудности конструктивного характера. Кроме того, сам характер кривых на рис. 6 менее выгоден, чем на рис. 5, так как они больше отклоняются от горизонтали, соответствующей отношению

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = 1.$$

Графики рис. 5 и 6 показывают, что при достаточно больших коэффициентах  $m$  частота малых колебаний при увеличении статической нагрузки сначала уменьшается, затем становится равной первоначальной и продолжает расти. Чтобы можно было сразу ориентировочно оценить характер изменения частоты при изменении статической нагрузки для выбранных  $m$  и  $k$ , определим значение коэффициента  $m$ , при котором частота колебаний  $\omega_1$  при нагрузке  $P_1$  будет равна первоначальной частоте  $\omega_0$  при нагрузке  $P_0$ . Это значение  $m$  обозначим  $m_1$ .

Приравняв уравнение (8) к единице и определяя отсюда  $m_1$ , найдем

$$m_1 = \frac{\left[ \frac{P_1}{P_0} (1+k) - k \right]^2 - \frac{P_1}{P_0}}{\frac{P_1}{P_0} - 1} \quad (9)$$

В частном случае, если  $k=0$ , получим

$$m_1 = \frac{P_1}{P_0} \quad (10)$$

Например, если  $k=0$  и  $m=4$ , частота колебаний  $\omega_1$  будет равна  $\omega_0$  при нагрузке  $P_1$ , превышающей первоначальную  $P_0$  в 4 раза. При нагрузках  $P_1 < 4P_0$  частота колебаний будет несколько меньше  $\omega_0$ , а при нагрузках  $P_1 > 4P_0$  — больше.

Дальнейшие особенности расчета рассмотрим на конкретном примере. Предположим, что необходимо подобрать параметры комбинированной упругой системы с гидравлическим регулированием положения кузова для подвески со следующими данными: минимальная статическая нагрузка на подвеску  $P_0=500$  кг, максимальная статическая нагрузка  $P_1=1500$  кг, заданная частота колебаний  $\omega_k=100$  кол/мин  $=10,48$  сек<sup>-1</sup>, максимальное допустимое статическое давление

в пневматическом упругом элементе  $p_{n \max}=80$  кг/см<sup>2</sup>. Заданная  $k=0$ , т. е. примем, что в статическом положении стальной упругий элемент не несет никакой нагрузки.

По графику рис. 5 определим величину коэффициента  $m$ , которая в заданном диапазоне изменения статической нагрузки, т. е. до  $\frac{P_1}{P_0}=3$ , обеспечивает незначительное изменение частоты колебаний. Выбираем  $m=3$ .

Жесткость подвески при нагрузке  $P_0$  должна быть

$$c_0 = \frac{\omega_k^2 \cdot P_0}{g} = 56,1 \text{ кг/см.}$$

так как  $c_0 = c_d + c_{n0}$  и  $\frac{c_d}{c_{n0}} = m = 3$ , получим

$$c_{n0} = \frac{c_0}{4} = 14,03 \text{ кг/см}$$

и жесткость стального упругого элемента

$$c_d = 3c_{n0} = 42,07 \text{ кг/см.}$$

Жесткость пневматического упругого элемента может быть выражена следующим образом:

$$c_{n0} = \frac{nFP_{n0}}{V_0} = \frac{nP_{n0}}{h_0}$$

где  $n$  — показатель политропы процесса сжатия и расширения газа;

$F$  — площадь поршня;

$V_0$  — объем газа под нагрузкой  $P_{n0}$ ;

$h_0 = \frac{V_0}{F}$  — приведенная высота столба газа.

Показатель политропы, в случае если газ отделен от жидкости диафрагмой, можно принять равным  $n=1,25$ . Отсюда

$$h_0 = \frac{nP_{n0}}{c_{n0}} = \frac{1,25 \cdot 500}{14,03} = 44,5 \text{ см.}$$

Площадь поршня определим из условия, чтобы давление газа под максимальной статической нагрузкой не превышало заданного:

$$F = \frac{P_{n1}}{(P_{n1})_{\max}} = \frac{1500}{80} = 18,7 \text{ см}^2.$$

Следовательно, необходимый объем газа под начальной нагрузкой

$$V_0 = h_0 \cdot F = 830 \text{ см}^3.$$

Жесткость пневматического упругого элемента при нагрузке на подвеску  $P_1$  будет

$$c_{n1} = c_{n0} \left( \frac{F_{n1}}{P_{n0}} \right)^2 = 126 \text{ кг/см.}$$

Приведенная высота столба газа при нагрузке  $P_1$

$$h_1 = h_0 \frac{P_{n0}}{P_{n1}} = 14,8 \text{ см.}$$

Построим характеристики комбинированной подвески, считая что динамический ход подвески  $S_{\partial} = \pm 10$  см.

Для статической нагрузки  $P_0$  это можно проделать по уравнению

$$P = P_{n0} \left( 1 - \frac{S}{h_0} \right)^{-n} + P_d + c_d \cdot S$$

и для статической нагрузки  $P_1$  по уравнению

$$P = P_{n1} \left( 1 - \frac{S}{h_1} \right)^{-n} + P_d + c_d \cdot S,$$

где  $S$  — деформация подвески, отсчитываемая от статического положения.

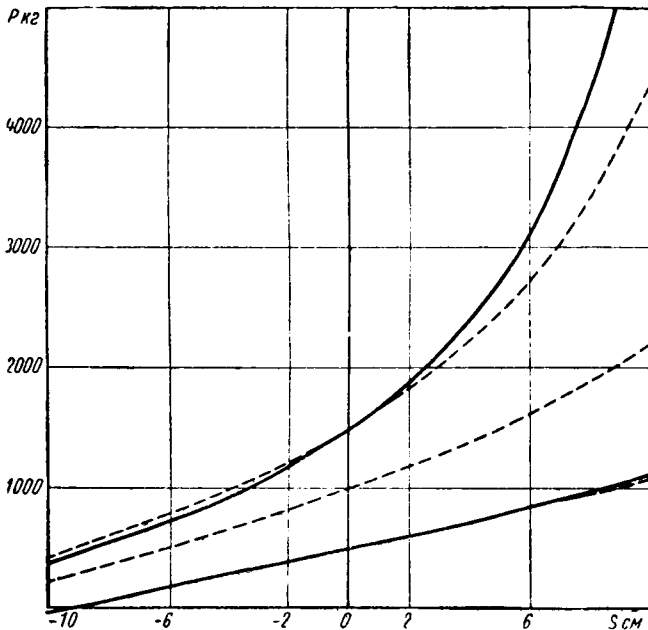


Рис 7

В этих уравнениях первый член правой части выражает усилие, развиваемое пневматическим упругим элементом, а два вторые — усилие, развиваемое пружиной. Рассчитанные характеристики комбинированной подвески приведены на рис. 7 (сплошные линии). Графики подтверждают, что эффективный статический прогиб при изменении статической нагрузки не меняется и остается равным примерно 9 см. Однако при статической нагрузке  $P=1500$  кг характеристика на ходе сжатия слишком прогрессивна и динамические усилия при больших ходах слишком велики. Чтобы устранить этот недостаток, следует несколько увеличить коэффициент  $m$ . Выберем  $m=4$ , тогда согласно рис. 5 частота малых колебаний при нагрузке  $P_1=1500$  кг ( $\frac{P_1}{P_0} = 3$ ) будет несколько меньше, чем при нагрузке  $P_0=500$  кг, но разница составит всего 7%. Для этого варианта получим:  $c_{n0}=11,2$  кг/см,  $c_d=44,9$  кг/см,  $h_0=55,7$  см,  $F=18,7$  см<sup>2</sup>,  $v_0=1040$  см<sup>3</sup>,  $h_1=18,6$  см.

Характеристики комбинированной подвески этого варианта, построенные для статических нагрузок 500, 1000 и 1500 кг, показаны на рис. 7 штриховыми линиями. Как видим, характеристика для минимальной нагрузки практически не изменилась, зато для максимальной нагрузки она стала значительно более благоприятной. Эффективный прогиб при изменении статической нагрузки меняется мало.

Таким образом, применение стальных упругих элементов совместно с пневматическими телескопического типа при наличии гидравлического регулирования положения кузова дает возможность добиться постоянства частоты колебаний подвески в широком диапазоне изменения статической нагрузки.

## О нормативах эффективности торможения автомобилей

(В порядке обсуждения)<sup>1</sup>

Канд. техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ

Харьковский автомобильно-дорожный институт

**Т**ОРМОЗНОЙ путь, как комплексный показатель эффективности торможения, зависит как от максимальной общей тормозной силы на затормаживаемых колесах, так и от времени нарастания ее от нуля до максимума. Максимальная тормозная сила определяется прежде всего предельной силой сцепления затормаживаемых колес с дорогой и расчетными величинами максимальных тормозных моментов на осях. В этих направлениях главным образом развиваются конструкции тормозных систем автомобилей.

Рассмотрим проекты нормативов с точки зрения предусматриваемой ими степени использования сцепного веса автомобилей для создания тормозной силы. Назовем коэффициентом использования сцепного веса при торможении  $m$  отношение максимальной, реализуемой на всех колесах, тормозной силы  $P_m$  к ее предельному значению по условиям сцепления

$$m = \frac{P_m}{G\varphi}, \quad (1)$$

где  $G$  — общий вес автомобиля;

$\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой.

Все величины, входящие в правую часть формулы (1), в реальных условиях движения могут иметь различные значения. Следовательно, различны будут и коэффициенты использования сцепного веса. Для повышения эффективности торможения желательно, чтобы коэффициент использования сцепного веса  $m$  во всех случаях «аварийного» торможения был бы максимальным.

По данным проекта нормативов можно определить допустимый путь торможения, а затем, задавшись типом привода для оценки времени нарастания тормозной силы, рассчитать с удовлетворительной точностью необходимое значение максимальной тормозной силы и найти соответствующий коэффициент использования сцепного веса. Для этого воспользуемся

преобразованной формулой тормозного пути с учетом нарастания тормозной силы, выведенной Н. А. Бухариным [1]

$$S_m = \frac{v}{3,6} t_2 - 1,63 \frac{P_m}{G} t_2^2 + \frac{\left(v - 17,7 \frac{P_m}{G} t_2\right) G}{254 P_m} \quad (2)$$

где  $v$  — начальная скорость при торможении;

$t_2$  — время нарастания тормозной силы.

В таблице для нескольких категорий подвижного состава приведены нормативы к определению тормозного пути, исходные данные, принятые при расчетах, и полученные значения коэффициента использования сцепного веса при торможении. Для расчетов принят коэффициент сцепления  $\varphi=0,7$ .

Оценивая данные таблицы, следует иметь в виду их сугубо приближенный характер. Однако и при этом бросаются в глаза некоторые несоответствия. Так, например, очень жесткие требования с точки зрения использования сцепного веса предъявляются к пассажирским автомобилям категории  $M_1$  (легковые автомобили). Вместе с тем, для легковых автобусов (категория  $M_2$ ) и для легких грузовых автомобилей (категория  $N_1$ ) требования к использованию сцепного веса при торможении несоизмеримо ниже, хотя многие из таких автомобилей выполняются на базе шасси стандартных легковых автомобилей.

Можно согласиться с принципиальным положением нормативов, что для легковых автомобилей, у которых высокие скорости движения часто сочетаются со сравнительно низкой квалификацией водителей, требования к тормозной системе должны быть более жесткими, чем для автомобилей других категорий. Однако такой резкий скачок в использовании сцепного веса при торможении с 90 до 50—60% едва ли можно оправдать, особенно для категорий  $M_1$  и  $N_1$ .

Практика выборочного измерения пути торможения у находящихся в эксплуатации автомобилей ГАЗ-51 и ЗИЛ-150, от-

<sup>1</sup> Отклик на статью Н. А. Бухарина, помещенную в журнале «Автомобильная промышленность» № 4, за 1963 г.



Подвижной состав			Нормативы			Данные, принятые в расчете			Результаты расчета	
Группа	Условное обозначение категории	Характеристика	Расчетная формула тормозного пути	Скорость при испытаниях в км/ч	Тормозной путь в м	Общий вес в т	Тип привода	Время нарастания тормозной силы в сек	Максимальная общая тормозная сила в кг	Коэффициент использования сцепного веса в т
Пассажирские автомобили	M <sub>1</sub>	Не более 8 мест . . . . .	$\frac{v^2}{130}$	80	49,2	2,5	Гидравлический	0,2	1595	0,911
	M <sub>2</sub>	Более 8 мест, полный вес не более 5 т . . . . .	$0,15v + \frac{v^2}{130}$	60	36,7	5,0	.	0,2	2047	0,585
	M <sub>3</sub>	Полный вес свыше 5 т . . . . .	$0,15v + \frac{v^2}{130}$	60	36,7	10,0	Пневматический	0,6	4453	0,637
Грузовые автомобили	N <sub>1</sub>	Полный вес не более 3,5 т . . . . .		70	53,1	3,5	Гидравлический	0,2	1299	0,530
	N <sub>2</sub>	Полный вес от 3,5 до 12 т . . . . .	$0,15v + \frac{v^2}{115}$	50	29,2	6,0 12,0	Пневматический	0,2 0,6	2392 4700	0,570 0,560
	N <sub>3</sub>	Полный вес свыше 12 т . . . . .		40	19,9	20,0	.	0,6	3522	0,610
Седельные автопоезда	P <sub>1</sub>	Полный вес автопоезда до 5 т . . . . .		60	42,1	5,0	Гидравлический	0,2	1737	0,497
	P <sub>2</sub>	Полный вес от 5 до 12 т . . . . .	$0,15v + \frac{v^2}{115}$	50	30,7	12,0	Пневматический	0,6	4436	0,524
	P <sub>3</sub>	Полный вес свыше 12 т . . . . .		40	21,1	20,0	.	0,6	7943	0,566

носящихся к более тяжелой весовой категории N<sub>2</sub>, свидетельствует о том, что требования нормативов и для этой группы автомобилей несколько занижены. По данным НИИАТ [2], у 80% обследованных в условиях эксплуатации автомобилей ГАЗ-51 и ЗИЛ-150 тормозной путь со скорости 30 км/ч не превышал 10,5—11 м, а расчет по формуле, приведенной в нормативах, дает значение тормозного пути для новых автомобилей 12,3 м (в предположении начальной скорости 30 км/ч). Даже «Инструкция по проверке тормозов автомобилей в условиях эксплуатации», утвержденная в 1959 г. Министерством автомобильного транспорта и шоссейных дорог РСФСР, предусматривает для автомобилей этой категории путь торможения с полной нагрузкой со скорости 30 км/ч не более 11,5 м.

Таким образом, можно прийти к выводу, что норматив для категории M<sub>1</sub>, находящейся практически на пределе физических возможностей, является слишком жестким, а нормативы для категорий M<sub>2</sub>, N<sub>1</sub> и N<sub>2</sub> имеют определенные резервы. Они не способствуют повышению тормозных качеств автомобилей этих категорий, хотя их удельный вес в общем автомобильном парке достаточно велик.

Для автомобильных поездов проект нормативов допускает большие значения тормозного пути, чем для одиночных автомобилей. В этом проявляются особенности существующих конструкций тормозных приводов к колесам прицепов и полуприцепов. Удаченность рабочих аппаратов на осях прицепов и полуприцепов от центрального тормозного крана, требование некоторого опережения затормаживания прицепа для предотвращения складывания автопоезда и необходимость усложнения общей схемы тормозного привода для обеспечения торможения прицепа при отрыве его от тягача — все это приводит к увеличению времени срабатывания тормозов и времени нарастания тормозной силы. Увеличение в связи с этим тормозного пути особенно сильно проявляется в системах с пневматическим приводом к тормозам.

Наибольшие перспективы преодоления отмеченных недостатков открываются в случае применения электрических тормозных приводов. Экспериментальные исследования, выполненные в СССР и за рубежом, подтверждают их высокую эффективность. В ближайшем будущем можно ожидать широкого применения для автомобильных поездов электрических тормозных приводов, как для всей тормозной системы, так и для отдельных ее элементов в комбинации с элементами приводов существующих типов.

Следует особо рассмотреть вопрос о противоречии между требованиями сохранения растянутости автопоезда в процессе торможения и сокращения тормозного пути. Требование сохранения растянутости можно рассматривать двояко:

1) в процессе нарастания общей тормозной силы колеса прицепа должны затормаживаться с некоторым опережением по сравнению с колесами тягача — это обеспечивается динамической характеристикой тормозного привода:

2) при установившихся тормозных силах для сохранения растянутости автопоезда отношение тормозной силы на прицепе к его общему весу должно быть большим, чем у тягача. Это обеспечивается соотношением тормозных сил, создаваемых на колесах отдельных осей тягача и прицепа при статических режимах работы аппаратов тормозного привода.

Опережение затормаживания колес прицепа в динамической стадии процесса торможения вызывает незначительное увеличение пути торможения. Уменьшение удельной тормозной силы тягача по сравнению с удельной тормозной силой прицепа для сохранения растянутости автопоезда при установившихся значениях тормозных сил приводит к существенному удлинению тормозного пути.

Для седельных автопоездов, у которых в процессе торможения происходит перераспределение нагрузки между тягачом и полуприцепом, соблюдается только первая часть требования о сохранении растянутости. При установившихся тормозных силах сохранение растянутости седельного автопоезда возможно только в случае большого недоиспользования сцепного веса тягача, что нецелесообразно. Синхронность срабатывания тормозов отдельных осей, которую может обеспечить электрический тормозной привод, позволит практически исключить в седельных автопоездах опережение затормаживания полуприцепа и в начальной стадии процесса. В этом случае для седельных автопоездов можно принять такие же нормативы тормозного пути, как и для одиночных грузовых автомобилей.

Для автопоездов с прицепами стремятся обеспечить выполнение обеих частей требования о сохранении растянутости. Такие автопоезда имеют большую подвижность в боковом направлении, по сравнению с седельными автопоездами, и более подвержены складыванию при торможении. В связи с этим можно ожидать, что усовершенствование конструкции тормозных приводов и в этом случае позволит сократить время срабатывания тормозов и время нарастания тормозной силы, что повлечет за собой уменьшение тормозного пути. Для таких автопоездов требование сохранения растянутости при торможении будет предъявляться в полной мере и в дальнейшем.

Следовательно, как в современных условиях, так и после внедрения быстролействующих типов тормозных приводов, для автопоездов с прицепами нормативы тормозного пути должны быть несколько увеличенными по сравнению с нормативами для седельных автопоездов и одиночных грузовых автомобилей. В проекте нормативов эти особенности торможения автопоездов двух принципиально различных типов не отражены.

Проект нормативов страдает еще одним очень существенным недостатком. Поскольку, как указано выше, нормативы даны для испытания тормозного пути на дорогах с хорошим сцеплением, в них не учитываются возможности изменения условий использования сцепного веса автомобилей при торможении на скользких дорогах.

Установлено, что оптимальным режимом торможения авто-

мобильного колеса является поддержание его на пределе блокирования. Коэффициент сцепления и тормозная сила в площадке контакта имеют максимальные значения и колесо сохраняет еще способность противодействовать боковым силам.

В настоящее время наметились пути конструктивного обеспечения оптимального режима торможения на пределе блокирования. В СССР (НАМИ, ХАДИ) и за рубежом (Англия, США) исследовались различные конструкции противоблокировочных приспособлений.

Установлено, что при торможении на скользкой дороге противоблокировочные приспособления обеспечивали сохранение устойчивости автомобиля против заноса при торможении. Вместе с тем, на величину тормозного пути существенно влияла характеристика противоблокировочных приспособлений.

У большинства автомобилей современных конструкций принимается постоянное распределение тормозных сил между осями. В связи с этим, одновременное доведение до предела блокирования колес обеих осей обычного двухосного автомобиля возможно только в определенных условиях сцепления, соответствующих нагрузке автомобиля и распределению тормозных сил. (Обозначим через  $\varphi_0$  коэффициент сцепления).

Если сцепление лучше ( $\varphi > \varphi_0$ ), то первыми при торможении блокируются колеса задней оси. Одновременно они теряют боковую устойчивость и возникает опасность заноса. Если  $\varphi < \varphi_0$ , то первыми блокируются колеса передней оси и автомобиль теряет управляемость. Поэтому рекомендуемым расчетным режимом аварийного торможения следует признать предел блокирования колес одной или двух осей.

При торможении на пределе блокирования колес передней оси в условиях, когда  $\varphi < \varphi_0$ , коэффициент использования сцепного веса равен

$$m = \frac{b}{L\beta_1 - \varphi h_g} \quad (3)$$

а при торможении на пределе блокирования колес задней оси в условиях  $\varphi > \varphi_0$

$$m = \frac{a}{L\beta_2 + \varphi h_g} \quad (4)$$

где  $L$  — база автомобиля;

$a$  и  $b$  — расстояния от центра тяжести автомобиля соответственно до передней и задней осей;

$h_g$  — высота расположения центра тяжести;

$\beta_1$  и  $\beta_2$  — коэффициенты распределения тормозных сил соответственно для передней и задней оси, определяемые каждый как отношение тормозной силы на колесах оси к общей тормозной силе автомобиля.

Правильный выбор распределения тормозных сил между осями при конструировании тормозной системы позволяет получить одинаковую минимальную величину коэффициента использования сцепного веса при двух предельных значениях коэффициента сцепления в эксплуатационных условиях.

Обозначим через  $\varphi'$  среднее эксплуатационное значение нижнего предела коэффициента сцепления и через  $\varphi''$  — соответствующее значение верхнего предела. В этом случае сформулированное выше условие равенства значений  $m$  при  $\varphi'$  и  $\varphi''$  будет удовлетворено при таких значениях коэффициентов распределения тормозных сил:

$$\beta_1 = \frac{b}{L} + h_g \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L^2} \quad (5)$$

$$\beta_2 = \frac{a}{L} - h_g \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L^2} \quad (6)$$

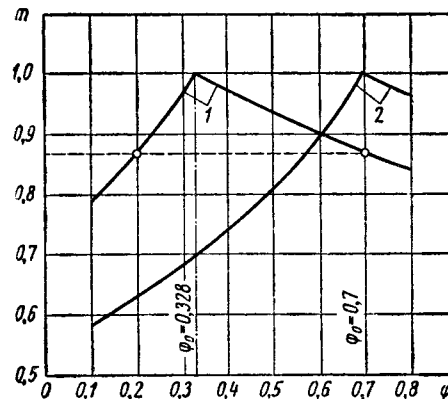
Коэффициент сцепления  $\varphi_0$ , при котором  $m=1$  и колеса обеих осей блокируются одновременно, определяется выражением

$$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L} \quad (7)$$

Для условий эксплуатации в средней полосе Советского Союза можно принимать  $\varphi' = 0,2$  и  $\varphi'' = 0,7$ .

О том, как влияет выбор распределения тормозных сил между осями на коэффициент использования сцепного веса при торможении на пределе блокирования, свидетельствует график (см. рисунок), построенный для грузового автомобиля с параметрами, соответствующими грузному автомобилю ЗИЛ-164 ( $L = 4,0$  м;  $a = 2,98$  м;  $b = 1,02$  м;  $h_g = 1,2$  м). Если принять  $\varphi' = 0,2$ ,  $\varphi'' = 0,7$  и определить коэффициен-

ты  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и  $\varphi_0$  по формулам (5)—(7), то получим  $\beta_1 = 0,353$ ,  $\beta_2 = 0,647$ ,  $\varphi_0 = 0,328$ . При этом коэффициент использования сцепного веса будет изменяться по кривой 1 и в указанных пределах условий сцепления не упадет ниже 0,87. Если выбрать  $\varphi_0 = 0,7$ , чтобы получить наилучшее использование сцепного веса в условиях, оговариваемых нормативами, то на скользкой дороге при  $\varphi = 0,2$  величина коэффициента  $m$  упадет до 0,63 (кривая 2) и соответственно увеличится путь торможения на пределе блокирования.



Изменение коэффициента использования сцепного веса при торможении примерного грузового автомобиля:

$$1 - \beta_1 = 0,353; \beta_2 = 0,647; \varphi_0 = 0,328; 2 - \beta_1 = 0,465; \beta_2 = 0,535; \varphi_0 = 0,7.$$

Поскольку именно на скользких дорогах в первую очередь важно сохранить устойчивость и управляемость автомобиля в сочетании с достаточно высокой эффективностью торможения, целесообразно дополнить нормативы требованиями определения тормозного пути не только при высоком, но и при низком значении коэффициента сцепления и дать соответствующие рекомендации для расчета допустимого пути торможения в этих условиях.

Выше подчеркивалось существенное влияние времени срабатывания тормозного привода на общие показатели процесса торможения. Однако включать время срабатывания в число регламентированных требований к тормозным системам нецелесообразно. Это усложнило бы процессы контрольных испытаний тормозных систем автомобилей и в определенной степени ограничило бы возможности конструкторов в выборе направлений их совершенствования. Для оценки общей эффективности торможения достаточно общих показателей, предусмотренных нормативами, — тормозного пути от установленной начальной скорости и предельного усилия нажатия на педаль тормоза.

Естественно, что основные положения международных нормативов эффективности торможения, после утверждения по следних, должны быть внесены в ГОСТы по методам испытаний. В соответствующих разделах ГОСТов 6875-54 и 6905-54 следует скорректировать начальные скорости при испытаниях на торможение и обусловить предельные значения тормозного пути и усилия нажатия на педаль тормоза.

Необходимо также разработать аналогичный ГОСТ по методам контрольных испытаний автомобильных поездов с прицепами и полуприцепами. Существенную часть этого ГОСТа составят, очевидно, методы испытаний тормозных качеств автопоездов. Действующий ГОСТ 3163-54, предъявляя ряд технических требований к тормозным системам прицепов и полуприцепов, совершенно не касается эффективности торможения автомобильных поездов в целом.

Интересно использование стоп-сигнала переменной яркости при различной интенсивности торможения. Это сравнительно несложное усовершенствование может оказаться очень полезным при ограниченной видимости идущего впереди автомобиля — в ночное время, в тумане, при повышенной запыленности воздуха, т. е. во всех случаях, когда затруднено непосредственное зрительное восприятие быстрого сокращения интервала между автомобилями.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
2. Клиновштейн Г. И. Исследование тормозных качеств автомобилей в эксплуатации. Авторисидат. 1961.

# О величине сопротивления качению автомобиля

И. А. КУРЗЕЛЬ

СИЛА сопротивления качению автомобиля  $P_f$ , составляющая часть общего сопротивления движению, определяется по формуле [1]—[3]

$$P_f = G_a f \cos \alpha, \quad (1)$$

где  $G_a$  — вес автомобиля;  
 $f$  — коэффициент сопротивления качению;  
 $\alpha$  — угол подъема дороги.

Коэффициент сопротивления качению зависит главным образом от давления воздуха в шине и от состояния поверхности дороги, а также от конструкции и материала шины, нагрузки на нее, скорости движения и передаваемого крутящего момента. Приводимые в работах [1]—[6] значения коэффициента сопротивления качению автомобиля с пневматическими шинами по асфальтированному шоссе лежат в пределах 0,015—0,02. Для тех же условий движения в работе [7] рекомендуются значения  $f=0,015$  для легковых и  $f=0,012$  для грузовых автомобилей, а в работах [8], [9] —  $f=0,010$ — $0,011$  для всех автомобилей. Как видно из приведенных данных, значения коэффициента  $f$  значительно отличаются друг от друга

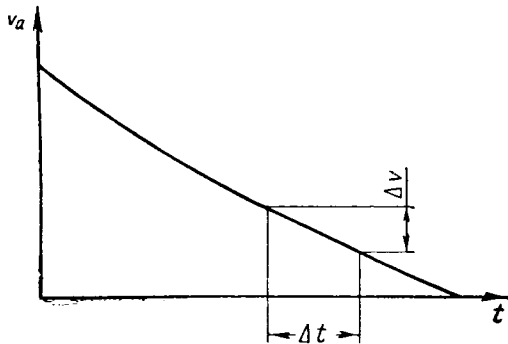


Рис. 1.

Для определения значений коэффициента  $f$  были обработаны результаты лабораторно-дорожных испытаний ряда серийных автомобилей, проведенных НАМИ, при которых регистрировались скорость, время и путь во время движения накатом по ровному асфальтированному шоссе. Коэффициент  $f$  определялся по кривой изменения скорости автомобиля в зависимости от времени движения накатом (рис. 1) [2], [3], [10]. [11] по формуле

$$f = \frac{j_n \delta}{g}, \quad (2)$$

где  $j_n$  — замедление при накате в  $м/сек^2$ ;  
 $g$  — ускорение силы тяжести, равное  $9,8 м/сек^2$ ;  
 $\delta$  — коэффициент условного увеличения массы автомобиля, оценивающий влияние инерции колес.

Для автомобилей с полной нагрузкой коэффициент  $\delta$  можно принять равным 1,04 [1]—[3].

Чтобы исключить влияние сопротивления воздуха, коэффициент  $f$  определяется для интервала скоростей от 20 до 10 км/ч, в котором оно незначительно. Замедление при накате определялось по формуле

$$j_n = \frac{\Delta v}{3,6 \Delta t}, \quad (3)$$

где  $\Delta v$  — интервал скоростей в км/ч;  
 $\Delta t$  — время прохождения этого интервала в сек

Все автомобили испытывались с номинальной нагрузкой. По полученным данным построена зависимость коэффициента  $f$  от среднего давления воздуха в шинах  $p_{cp}$  (рис. 2), определенной по формуле

$$p_{cp} = \frac{p_n z_n + p_z z_z}{z_n + z_z}, \quad (4)$$

где  $p_n$  — давление воздуха в шинах передних колес в  $кг/см^2$ ,  
 $p_z$  — давление воздуха в шинах задних колес в  $кг/см^2$ ,  
 $z_n$  и  $z_z$  — соответственно количество шин на передних и задних колесах.

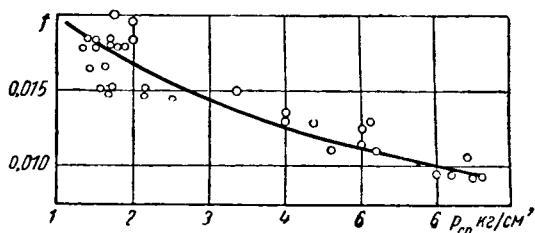


Рис. 2.

Как видно из графика, значения коэффициента  $f$  изменяются от 0,018 при  $p_{cp}=1,5 кг/см^2$  до 0,01 при  $p_{cp}=6 кг/см^2$ . У некоторых автомобилей величина этого коэффициента оказалась меньше 0,01.

Определенный таким образом коэффициент  $f$ , кроме сопротивления качению собственно шин, включает в себя потери в подшипниках колес и потери холостого хода в части трансмиссии, соединенной с ведущими колесами. При передаче колесами крутящего момента коэффициент  $f$  несколько увеличивается, что необходимо учитывать при расчетах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950
2. Гольд Б. В., Фалькевич В. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1957.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Воениздат 1957.
4. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса Машгиз, 1947.
5. Новопольский В. И. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1954, № 1.
6. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Автогиздат, 1957.
7. J. Taborrek „Machine Design“, 1957, № 15.
8. A. Jante Kraftfahrmechanik, Leipzig, 1955.
9. Бюссен Р. Автомобильный справочник. Машгиз. 1959.
10. Фалькевич В. С., Диваков Н. В. Испытания автомобиля. Машгиз, 1952.
11. Иларнонов И. А. «Автомобильная и тракторная промышленность». 1954. № 9.



# Исследование теплоотдачи в стенке в двигателях внутреннего сгорания

Д-р техн. наук И. М. ЛЕНИН, А. В. КОСТРОВ

Московский автомеханический институт

НА ОСНОВАНИИ ряда имевшихся данных по двигателям внутреннего сгорания В. Нуссельтом установлено, что тепло в стенку передается лучеиспусканием, соприкосновением и вихревыми движениями газа. При этом была принята линейная зависимость теплоотдачи вихревыми движениями газа от средней скорости поршня, полагая, что вихревые движения газа в цилиндре двигателя определяются движением поршня. В итоге предложена известная зависимость для определения теплоотдачи в стенку в двигателях внутреннего сгорания:

$$Q_{cm} = 0,362 \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] F + 0,99 \sqrt{p^2 T (1+B)} (T - T_{cm}) F \text{ ккал/ч,} \quad (1)$$

где  $B = A_n \omega_n$  — коэффициент, определяющий долю тепла от вихревых движений газа ( $A_n = 1,24$ );

$\omega_n$  — скорость поршня в м/сек;  
 $T$  — температура газа в °К;  
 $T_{cm}$  — температура стенки в °К;  
 $p$  — давление газа в кг/см<sup>2</sup>;  
 $F$  — поверхность в м<sup>2</sup>.

Дальнейшие исследования показали, что теплоотдача в стенку некоторых двигателей, определенная по указанной зависимости, значительно превышает экспериментальные данные. Поэтому предложенная формула подверглась дополнительным уточнениям, касающимся в большинстве случаев только теплоотдачи за счет вихревых движений газа.

Наибольшее распространение получила поправка Н. Р. Брилинга, рекомендовавшего коэффициент  $B$ , определяющий долю тепла от вихревых движений газа, принять равным  $0,185 \omega_n$  [1].

Внесенная поправка также не позволяет определять с достаточной точностью теплоотдачу в стенку карбюраторных двигателей, так как опыты Н. Р. Брилинга проводились на тихоходных стационарных дизелях с воспламенением от сжатия, рабочий процесс и конструктивные данные которых резко отличаются от аналогичных показателей карбюраторных двигателей.

В большинстве других зависимостей, предложенных рядом авторов [2], доля тепла, передаваемого вихревыми движениями газа, также связывается со скоростью поршня.

Анализируя предложенные зависимости для определения теплоотдачи в стенку двигателя, можно установить, что формулы, применяемые для расчета тепла, переданного лучеиспусканием и соприкосновением, используются в многочисленных теплотехнических расчетах и поэтому могут приниматься без особых возражений.

Однако зависимость, определяющая теплоотдачу за счет вихревых движений газа, связанная со скоростью поршня, вызывает серьезные сомнения. Действительно, вихревые движения смеси, т. е. ее турбулентность, не могут определяться только скоростью поршня. Во время работы двигателя при постоянном числе оборотов, но разных подъемах впускного клапана, которые можно получить за счет установки разных кулачков, скорость смеси, поступающей в цилиндр двигателя, будет различной. Это повлияет на величину турбулентности смеси не только в процессах впуска и сжатия, но и в процессах сгорания и расширения, когда теплопередача достигает максимума.

Кроме этого, дросселирование двигателя при постоянной скорости поршня также приведет к изменению величины турбулентности смеси, что совершенно не учитывается в указанной выше зависимости.

Поэтому логичнее предположить, что вихревые движения смеси в цилиндре двигателя определяются не скоростью поршня, а другим показателем работы двигателя, влияющим на процесс вихреобразования в цилиндре двигателя при его работе не только по скоростной, но и по нагрузочной характеристикам. Таким показателем, очевидно, может явиться скорость смеси в отверстии впускного клапана, создающая

первоначальное вихревое движение смеси в цилиндре, сохраняемое, по всей вероятности, на протяжении последующих процессов. Естественно, что движение поршня, а также процесс сгорания в известной мере нарушают вихревое движение смеси, создаваемое при прохождении впускного клапана.

Введение в зависимость для определения количества тепла, передаваемого вихревыми движениями газа, скорости смеси во впускном клапане вместо скорости поршня позволит более точно отразить физические явления, происходящие в цилиндре двигателя и влияющие на процесс теплоотдачи в стенку. Скорость смеси  $w_{cm}$ , проходящей через отверстие впускного клапана, может определяться как частное от деления объема смеси  $V_{cm}$ , поступающей через впускное отверстие за один цикл, на время-сечение  $\int_0^{180} f dt$ , соответствующее повороту кривошипа на  $180^\circ$  [3]:

$$w_{cm} = \frac{V_{cm}}{\int_0^{180} f dt} \text{ м/сек.}$$

В окончательном виде формула для определения скорости смеси в отверстии впускного клапана будет

$$w_{cm} = \frac{V_h \xi n}{f \cdot 30} \text{ м/сек.}$$

Коэффициент  $\xi$  учитывает изменение объема свежей смеси вследствие уменьшения объема остаточных газов в процессе впуска:

$$\xi = \frac{\epsilon - \delta}{\epsilon - 1},$$

где

$$\delta = \frac{p_r T_a}{p_a T_r};$$

$p_a$  и  $T_a$  — давление (в кг/см<sup>2</sup>) и температура процесса впуска;

$p_r$  и  $T_r$  — давление (в кг/см<sup>2</sup>) и температура процесса впуска.

Из полученной зависимости можно установить, что скорость смеси в отверстии впускного клапана определяется не только скоростным режимом двигателя, но и величиной коэффициента, характеризующего увеличение объема свежего заряда за счет уменьшения объема охладившихся остаточных газов.

Результаты расчетов скорости смеси в отверстии впускного клапана при работе двигателя на полной нагрузке и разных числах оборотов вала и постоянном числе оборотов на разных нагрузках приведены на рис. 1 и 2. Для сравнения на рис. 1 нанесено изменение скорости поршня на тех же режимах. Скорость смеси в отверстии впускного клапана, при работе двигателя с полной нагрузкой и разных числах оборотов примерно пропорциональна скорости поршня, а при работе на постоянном числе оборотов и разных нагрузках скорость смеси в отверстии впускного клапана уменьшается по мере дросселирования двигателя. Снижение нагрузки от полного до холостого хода ведет к уменьшению скорости смеси примерно на 15% при постоянной скорости поршня.

Использованная методика определения скорости смеси в отверстии впускного клапана является приближенной.

Естественно, что определение скорости смеси на основании индикаторных диаграмм процесса впуска и колебательного процесса, протекающего во впускной трубе двигателя, несколько повысит точность расчетов, но не изменит принципиальной стороны вопросов, затронутых в данной работе.

Высказанные положения о влиянии скорости смеси в отверстии впускного клапана на теплоотдачу за счет вихревого движения газа были проверены экспериментально.

Экспериментальные исследования теплоотдачи от горячих газов в стенки камеры сгорания и цилиндра двигателя внутреннего сгорания осложняются дополнительным притоком тепла через стенки выпускных патрубков, расположенных в головке блока, и от трения поршневых колец [1]. Поэтому для уменьшения погрешности следует рассмотреть явления теплоотдачи от горячих газов порознь в стенки камеры сгорания и цилиндра [4].

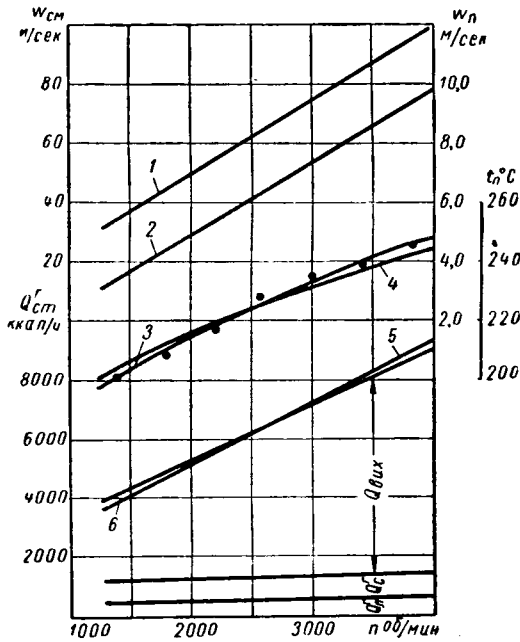


Рис. 1. Зависимость теплоотдачи в стенки камеры сгорания, а также температуры поршня и скорости смеси от скоростного режима двигателя при полной нагрузке:

1 — скорость смеси; 2 — скорость поршня; 3 — температура поршня определенная экспериментально; 4 — то же расчетным путем; 5 — теплоотдача в стенки по экспериментальным данным; 6 — то же определенная расчетным путем.

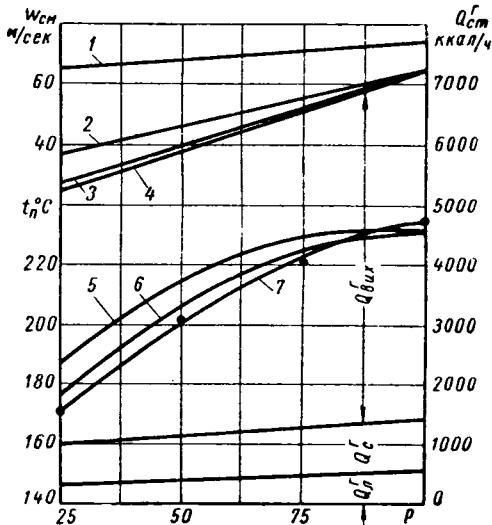


Рис. 2. Зависимость теплоотдачи в стенки камеры сгорания, а также температуры поршня и скорости смеси от нагрузки при постоянном числе оборотов вала (3000 об/мин):

1 — скорость смеси; 2 — теплоотдача в стенки при  $B = 0,9 \omega_n$ ; 3 — то же при  $B = 0,09 \omega_n$ ; 4 — экспериментальное значение теплоотдачи; 5 — температура поршня по расчетным данным при  $B = 0,9 \omega_n$ ; 6 — то же при  $B = 0,09 \omega_n$ ; 7 — экспериментальное значение температуры поршня.

Наиболее точно можно исследовать теплопередачу в стенки камеры сгорания, так как в этом случае отсутствует изменение поверхности в результате движения поршня, нет добавочного притока тепла от трения поршневых колец и нет мас-

ляной пленки (как на поверхности цилиндра), отводящей часть тепла.

Определение теплопередачи в стенки цилиндра осложняется также передачей тепла в стенки от горячего поршня.

В случае определения теплопередачи в головку блока тепло, переданное в систему охлаждения, состоит только из тепла, переданного газами в стенки камеры сгорания, и тепла, переданного через стенки выпускных патрубков, т. е.

$$Q_{\theta}^2 = Q_{st}^2 + Q_{патр},$$

$$Q_{ст}^2 = Q_{\lambda}^2 + Q_{\epsilon}^2 + Q_{\theta}^2;$$

- $Q_{\theta}^2$  — тепло в охлаждение головки блока в ккал/ч;
- $Q_{ст}^2$  — тепло в стенки камеры сгорания в ккал/ч;
- $Q_{патр}$  — тепло от выпускных патрубков в ккал/ч;
- $Q_{\lambda}^2$  — тепло от лучеиспускания в ккал/ч;
- $Q_{\epsilon}^2$  — тепло от соприкосновения в ккал/ч;
- $Q_{вих}^2$  — тепло от вихревых движений газа в ккал/ч.

Методика определения тепла, переданного в стенки выпускных патрубков, основывается на разности теплосодержания выпускных газов при входе в патрубки и выходе из них.

Данная методика не требует больших экспериментальных исследований и дает вполне удовлетворительные результаты. Исследовался двигатель МЗМА-407. Для испытания был создан стенд с отдельным охлаждением головки, блока цилиндров и отдельной системой, обеспечивающий водяной подогрев впускной трубы. Сущность системы отдельного охлаждения сводится к тому, что системы охлаждения головки блока, блока цилиндров и рубашка подогрева впускной трубы изолируются друг от друга и можно поддерживать различную температуру холодильного агента в каждой из трех систем и определять теплопередачу в стенки отдельно для головки и блока цилиндров.

На рис. 1 и 2 представлены данные по теплопередаче в стенки камеры сгорания, полученные экспериментально и определенные по указанной зависимости (1), с использованием скорости поршня и скорости смеси.

Анализируя полученные результаты, можно установить, что введение в расчеты скорости смеси ( $B = 0,09 \omega_{см}$ ) позволяет рассчитывать теплоотдачу в стенки не только по скоростной, но и по нагрузочной характеристикам. В случае использования скорости поршня ( $B = 0,9 \omega_n$ ) для определения доли тепла от вихревых движений газа, расчет теплоотдачи возможен только по скоростной характеристике.

Однако в рассматриваемом случае определение теплоотдачи в стенки камеры связано с оценкой дополнительного теплового потока через выпускные патрубки, что, естественно, может внести некоторую погрешность. Исключение тепла, переданного через стенки выпускных патрубков, возможно только при прокручивании двигателя с выключенным зажиганием от постороннего источника. В этом случае тепло, переданное лучеиспусканием, также отсутствует, так как не происходит сгорания топлива. Следовательно, тепло от сжатия газов и переданное в стенки камеры сгорания

$$Q_{ст}^2 = Q_{\epsilon}^2 + Q_{\theta}^2.$$

Кроме всего указанного, при прокручивании двигателя уменьшится турбулизация в камере сгорания вследствие снижения скорости смеси в отверстии впускного клапана, что приведет к уменьшению теплоотдачи вихреобразованием.

Уменьшение скорости смеси в отверстии впускного клапана при прокручивании двигателя объясняется уменьшением объема свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя, вследствие отсутствия подогрева от остаточных газов. Действительно проведенное исследование теплоотдачи в стенки при прокручивании двигателя от тормозного генератора, работающего в режиме электродвигателя, позволили подтвердить снижение теплоотдачи вихреобразованием, а следовательно, и целесообразность введения в расчет скорости смеси в отверстии впускного клапана (рис. 3).

После экспериментального подтверждения влияния скорости смеси в отверстии впускного клапана на величину тепла, переданного вихреобразованием, проведено исследование теплоотдачи в двигателе МЗМА-407 со стандартной системой охлаждения. Величина коэффициента  $A_{\epsilon} = 0,055$  установ-

лена опытным путем, в результате чего зависимость для определения теплоотдачи в стенке

$$Q_{cm} = 0,362 \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] F + 0,99 \sqrt{p^2 T (1 + 0,055 \omega_{cm})} (T - T_{cm}) F \text{ ккал/ч.}$$

Сравнение выполненных расчетов с экспериментальными данными позволило установить вполне удовлетворительное совпадение результатов по скорости и нагрузочной характеристикам.

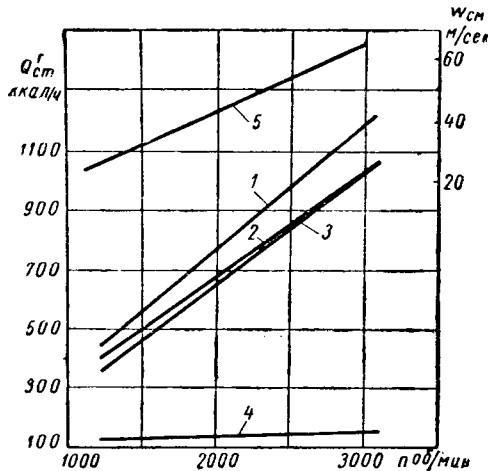


Рис. 3. Теплоотдача в стенке камеры на режиме прокрутки. 1 — теплоотдача в стенке  $B = 0,9 \omega_n$ ; 2 — то же при  $B = 0,09 \omega_{cm}$ ; 3 — экспериментальное значение теплоотдачи; 4 — теплоотдача соприкосновением; 5 — скорость смеси.

На рис. 4 представлена величина коэффициента  $B$ , определяющего долю тепла от вихреобразования по разным данным, в результате сравнения которых можно установить, что использование зависимостей В. Нуссельта и Н. Р. Брилинга приведет к ошибке в определении теплоотдачи в карбюраторных двигателях и не может рекомендоваться в расчетах.

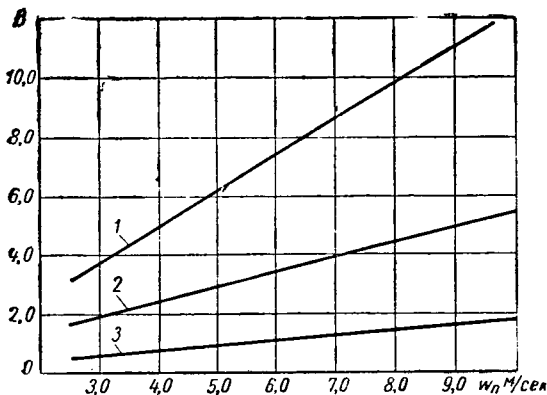


Рис. 4. Значение коэффициента  $B$ :

1 — по данным В. Нуссельта при  $B = 1,24 \omega_n$ ; 2 — по данным МАМИ при  $B = 0,055 \omega_{cm}$ ; 3 — по данным Н. Р. Брилинга при  $B = 0,185 \omega_n$ .

В качестве проверки полученная зависимость была применена для определения температуры поршня двигателя МЗМА-407. Оценка температуры поршня аналитическим методом произведена на основании теплопередачной функции, позволяющей определить эквивалентную температуру газа по теплопередаче.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае будет иметь вид

$$\alpha_2 = 0,99 \sqrt{p^2 T (1 + 0,055 \omega_{cm})} \text{ ккал/ч.}$$

Теплоотдача излучением обычно в подобных расчетах не учитывается ввиду ее небольшого значения

Методика аналитического определения температуры поршня и некоторые данные, необходимые для расчета, взяты из работы [5].

Расчетные данные по температуре центра днища поршня сравнивались с экспериментальными измерениями температур на аналогичных режимах.

Экспериментальное измерение температуры поршня осуществляется методом электрокомпенсации при помощи вильчатого токосъемника, замыкающего цепь между термопарами и электрокомпенсационным прибором при положении поршня в н.м.т. [6].

Рассматривая полученные результаты, можно установить что при работе двигателя по внешней и нагрузочной характеристикам (рис. 1 и 2) данные аналитических расчетов практически совпадают с экспериментальными измерениями температур. Наибольшее расхождение между аналитическими и экспериментальными данными наблюдается при работе двигателя на малых нагрузках, но и в этом случае ошибка не превышает 3%.

В случае использования в расчетах скорости поршня ошибка на указанном режиме достигает 10%.

В заключение произведен анализ теплоотдачи в стенке ряда двигателей: МЗМА-407; ГАЗ-51 и ЗИЛ-121, а также стационарного двигателя ЛЗ/2, так как размерность его цилиндра приближается к автомобильным малолитражным двигателям.

Естественно, что сравниваемые двигатели имели различные геометрические размеры и конструкции; это потребовало ве-

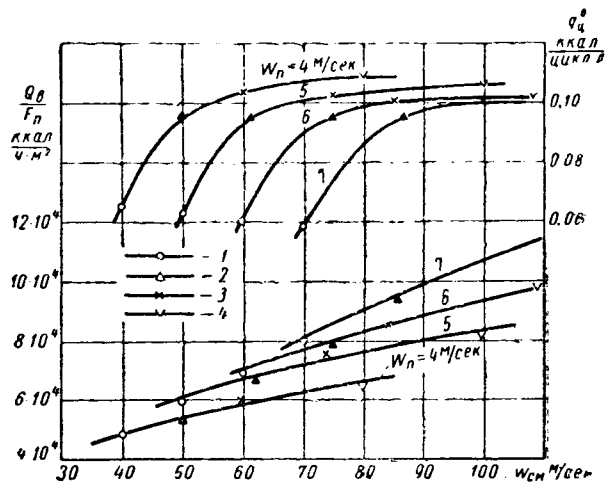


Рис. 5. Зависимость цикловой теплоотдачи вихреобразованием и тепловой нагрузки единицы поверхности стенки от скорости смеси в разных двигателях:

1 — МЗМА-407; 2 — ГАЗ-51; 3 — ЗИЛ-121; 4 — ЛЗ/2.

дения удельного показателя, позволяющего сравнивать теплоотдачи в стенке. В качестве удельного показателя принята цикловая теплоотдача, т. е. количество тепла, передаваемого в стенку от рабочих газов на цикл и на 1 л рабочего объема двигателя.

Анализируя полученные данные, можно установить, что цикловая теплоотдача в стенке лучеиспусканием и соприкосновением определяется относительной поверхностью соприкосновения, которая увеличивается по мере снижения степени сжатия. В то же время, рассматривая цикловую теплоотдачу вихреобразованием  $q_c^v$  можно установить, что в двигателях ЗИЛ-121 и ГАЗ-51 она составляет 0,1 ккал/цикл.л, а в двигателе МЗМА-407 только 0,06 ккал/цикл.л.

Определяя скорость смеси в отверстии впускного клапана для сравниваемых двигателей по методике, указанной ранее, приходим к выводу, что двигатели, имеющие меньшую скорость смеси в клапане, имеют меньшую величину цикловой теплоотдачи вихреобразованием (рис. 5).

Кроме того, влияние скорости смеси в отверстии впускного клапана на теплоотдачу вихреобразованием подтверждается и при сравнении количества тепла, переданного вихреобразованием через единицу поверхности стенки (поверхность камеры сгорания, поршня и половина поверхности цилиндра).

Сравнивая тепловую нагрузку от тепла, переданного вихреобразованием в различных двигателях, убеждаемся, что по

мере увеличения скорости смеси в отверстии впускного клапана тепловая нагрузка единицы поверхности стенки возрастает (рис. 5).

Вихреобразование в цилиндрах сравниваемых двигателей определяется также в значительной степени формой камеры сгорания и расположением клапанов. В частности, при боковом расположении клапанов весь поступивший объем смеси терекает во время впуска, сжатия, расширения и выпуска через сравнительно узкую щель, образуемую верхней частью цилиндра и стенкой камеры сгорания, что создает также вихреобразование в цилиндре.

**Выводы**

1. Применение в расчетах, определяющих количество тепла, передаваемого в стенки, в качестве члена, учитывающего вихревые движения газа в цилиндре двигателя, скорости смеси в отверстии впускного клапана, дает возможность производить расчет теплопередачи не только по скоростной, но и по нагрузочной характеристике и на режиме прокручивания.

2. Влияние скорости смеси в проходном отверстии впускного клапана на тепло, переданное вихреобразованием, по-

тверждается и при сравнении теплопередачи в различных типах двигателей (ЗИЛ-121, ГАЗ-51, МЗМА-407). Двигатели с меньшими проходными отверстиями во впускном клапане, т. е. с большими скоростями смеси, имеют большую величину теплоотдачи в охлаждающую воду за счет вихревых движений газа

*ЛИТЕРАТУРА*

1. Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередача в двигателе дизеля. ГНТИ, 1931.
2. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1950.
3. Ленин И. М. Скоростная внешняя характеристика автомобильного карбюраторного двигателя. Труды МАМИ, вып. 2, Автотрансиздат, 1954.
4. Ленин И. М., Костров А. В. «Известия вузов», 1962, № 5.
5. «Automobile Engineer», 1954, № 8, стр. 335—339.
6. Взоров Б. А. Измерение температуры поршня автомобильного двигателя Труды МАМИ, вып. 38, 1961

**Исследование подвесок автомобилей высокой проходимости**

Кандидаты техн. наук **Н. Н. ЯЦЕНКО, О. К. ПРУТЧИКОВ**

**ЦЕЛЮ** получения исходных данных для исследований и оценки конструкции подвески были испытаны автомобили высокой проходимости: ГАЗ-66А, ЗИЛ-131А, ЗИЛ-157К, Урал-375А.

Предусматривалось экспериментальное определение колебательных параметров, необходимых для расчета в рамках существующей теории [1] основных характеристик поддресоривания этих автомобилей и сопоставления их с результатами, полученными ранее для автомобилей, выпускаемых в настоящее время.

Стендовые испытания подвески как перспективных, так и выпускаемых в настоящее время автомобилей проводились на одном и том же оборудовании и аппаратуре. Результаты их обрабатывались по единой методике [2], [3]. В окончательном виде они приведены в таблице.

При определении приведенных поддресоренных масс  $M_1$  и  $M_2$  использовались результаты взвешивания с поправками на распределение массы по длине автомобиля. Неподдресоренные массы  $m_1$  и  $m_2$  определялись непосредственным взвешиванием с учетом части веса привода и рессор.

На всех новых автомобилях высокой проходимости предусматривается централизованная накачка шин и возможность движения при разном давлении воздуха в шинах. Поэтому при стендовых испытаниях характеристики шин снимались во всем диапазоне регулирования внутреннего давления воздуха и определялись радиальная жесткость шин  $c_{ш}$ , гистерезисные потери при статической нагрузке и при разгрузке, силы внутреннего трения в шине.

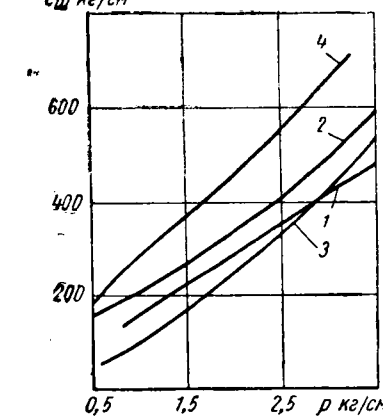


Рис. 1. Изменение радиальной жесткости шин в зависимости от внутреннего давления воздуха: 1 — шина 9,75—18 автомобиля ГАЗ-66А; 2 — шина 12,00—20 автомобиля ЗИЛ-157К; 3 — шина 12,00—20 автомобиля ЗИЛ-131А; 4 — шина 14,00—20 автомобиля Урал-375А.

Средние жесткости шин в зоне номинальных статических нагрузок, определенные для различных давлений, приведены на рис. 1.

Жесткости рессор  $c_p$  определялись по диаграммам деформации при нагружении всей системы подвески (рис. 2 и 3). При значительной нелинейности диаграмм в качестве

расчетных принимались жесткости, определенные по средней линии в зоне номинальных статических нагрузок на колесо.

Исходя из того, что на плавность хода автомобиля существенно влияют силы внутреннего неупругого сопротивления в подвеске, отдельно зафиксированы силы, обуславливающие блокировку подвески в определенном диапазоне воздействий со стороны дороги. Оценка этих сил дается величиной зоны трения на диаграммах деформаций подвески в области статических прогибов рессор при номинальной нагрузке.

По осциллограммам при допущении о пропорциональности сил гашения колебаний и скорости взаимного перемещения

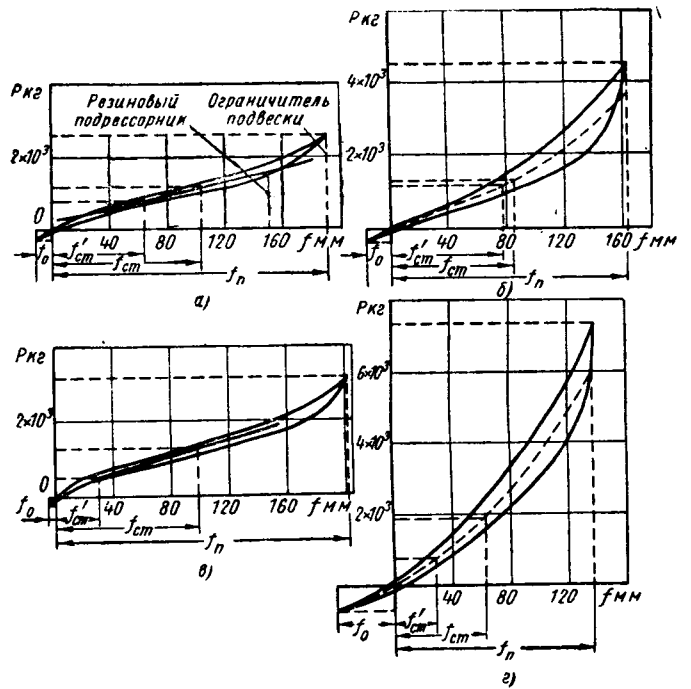


Рис. 2. Упругие характеристики передних подвесок автомобилей ГАЗ-66А (а), ЗИЛ-157К (б) и задних подвесок автомобилей ГАЗ-66А (в), ЗИЛ-157К (г) ( $f_{ст}$  — прогиб при номинальной нагрузке;  $f'_{ст}$  — прогиб без груза;  $f_n$  — полный прогиб;  $f_0$  — обратный прогиб при вывешивании неподдресоренных масс).



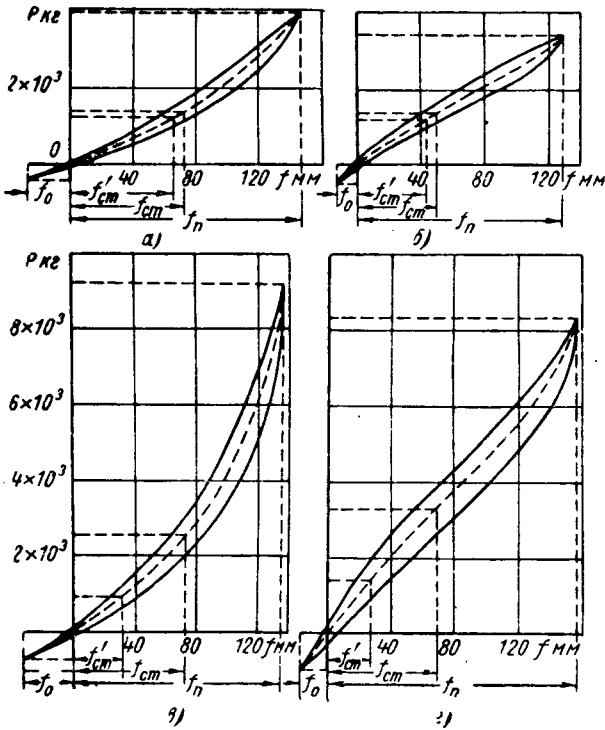


Рис. 3. Упругие характеристики передних и задних подвесок автомобилей ЗИЛ-131А и Урал-375А:

а — передняя подвеска автомобиля ЗИЛ-131А; б — передняя подвеска автомобиля Урал-375А; в — задняя подвеска автомобиля ЗИЛ-131А; г — задняя подвеска автомобиля Урал-375А.

поддресоренных и неподдресоренных масс [1] условно оценивалось влияние всех неупругих сопротивлений на гашение колебаний поддресоренных масс суммарным коэффициентом сопротивления в подвеске  $\eta_c$ .

Сопоставление осциллограмм свободных колебаний при включенных и выключенных амортизаторах позволило определить долю участия последних в общих гасящих усилиях и оценить ее коэффициентами сопротивления амортизаторов на ходах сжатия  $\eta_{сж}$  и отбоя  $\eta_{от}$ .

Компоновочные колебательные параметры окончательно характеризовались коэффициентом распределения поддресоренных масс  $\epsilon$ . Определение момента инерции и положения центра тяжести поддресоренной массы проводилось на стенде для каждого автомобиля без груза. По этим данным рассчитывался коэффициент распределения поддресоренной массы при условии, что груз в кузове равен номинальной грузоподъемности автомобиля, размещен равномерно по всему объему кузова и центр тяжести его совпадает с геометрическим центром кузова [3].

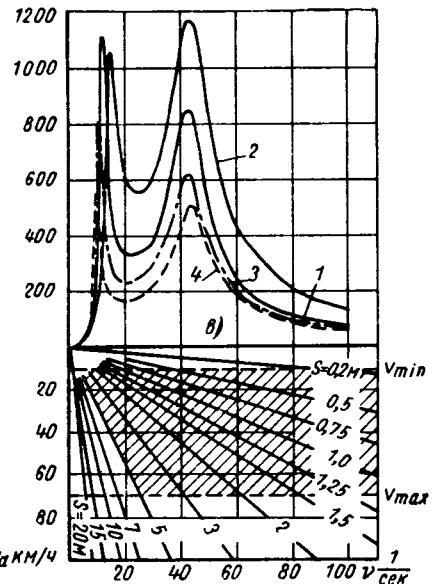
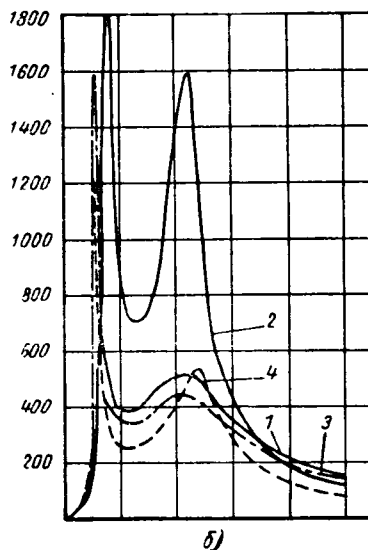
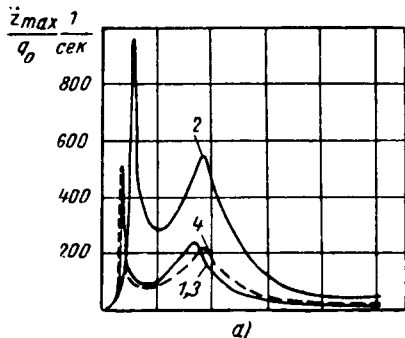


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики автомобилей ГАЗ-66А (а); ЗИЛ-131А (б); Урал-375А (в):

1 — передняя подвеска без груза; 2 — задняя подвеска без груза; 3 — передняя подвеска при номинальной нагрузке; 4 — задняя подвеска при номинальной нагрузке в кузове.

Приведенные в таблице значения этих коэффициентов показывают, что связь колебаний поддресоренных масс над передними и задними подвесками у новых автомобилей незначительна. Это дает основания рассматривать независимо колебания передних и задних частей автомобилей и строить амплитудно-частотные характеристики эквивалентных колебательных систем (рис. 4).

Для построения амплитудно-частотных характеристик использовалась зависимость

$$\frac{\ddot{z}_{\max}}{h} = \Omega^2 \sqrt{2} \sqrt{\frac{\omega^4 + 4 \eta^2 \nu^2}{\psi^2 + 4 \eta^2 \nu^2 \varphi}}$$

$$\text{где } \psi = \nu^2 (\nu^2 - \Omega^2) - \omega^2 \varphi;$$

$$\varphi = \nu^2 \left(1 + \frac{1}{\mu}\right) - \Omega^2;$$

$\ddot{z}_{\max}$  — наибольшее ускорение поддресоренной массы;

$h$  — высота периодических неровностей;

$\omega = \sqrt{\frac{2 c_p}{M}}$  — условная частота колебаний поддресоренной массы на рессорах;

$\Omega = \sqrt{\frac{2 c_{ш}}{m}}$  — условная частота колебаний неподдресоренной массы на шинах;

$h = \frac{\eta_{ср}}{2 M}$  — приведенный коэффициент сопротивления в подвеске;

$\nu$  — частота возмущающих воздействий дороги;

$\mu = \frac{m}{M}$  — соотношение поддресоренных и неподдресоренных масс.

Чтобы связать амплитуды ускорений рамы и кузова автомобиля со скоростью движения и длиной неровностей дороги, в нижней части амплитудно-частотных характеристик приведена номограмма, построенная по формуле

$$S = \frac{2 \pi v_a}{3,6 \nu}$$

где  $S$  — длина неровности в м;

$v_a$  — скорость движения автомобиля в км/ч;

$\nu$  — частота возмущающей силы в 1/сек.



Марка автомобиля	Передняя подвеска										Задняя подвеска										Распределение поддрессоренных масс			
	Приведенная поддрессоренная масса $M_1$ в кг · сек <sup>2</sup> /см	Неподдрессоренная масса $m_1$ в кг · сек <sup>2</sup> /см	Жесткость ресоры <sup>1</sup> $c_{p1}$ в кг/см	Статический прогиб ресоры $f_{cm1}$ в см	Трение в подвеске <sup>1</sup> $T_{p1}$ в кг	Средняя жесткость шин <sup>2</sup> $c_{ш1}$ в кг/см	Частота свободных колебаний поддрессоренной массы <sup>3</sup> $n_1$ в кол/мин	Суммарный коэффициент неупругого сопротивления в подвеске $\eta_{с1}$ в кг · сек/см	Коэффициент сопротивления амортизаторов для хода отбоя $\eta_{ом1}$ в кг · сек/см	для хода сжатия $\eta_{сж1}$ в кг · сек/см	Масса $M_2$ в кг · сек <sup>2</sup> /см	Приведенная поддрессоренная масса $M_2$ в кг · сек <sup>2</sup> /см	Неподдрессоренная масса $m_2$ в кг · сек <sup>2</sup> /см	Жесткость ресоры <sup>1</sup> $c_{p2}$ в кг/см	Статический прогиб ресоры $f_{cm2}$ в см	Трение в подвеске <sup>1</sup> $T_{p2}$ в кг	Средняя жесткость шин <sup>2</sup> $c_{ш2}$ в кг/см	Частота свободных колебаний поддрессоренной массы <sup>3</sup> $n_2$ в кол/мин	Суммарный коэффициент неупругого сопротивления в подвеске $\eta_{с2}$ в кг · сек/см	Коэффициент неупругого сопротивления в подвеске $\eta_{с2}$ в кг · сек/см	Момента инерции около поперечной центральной оси $I_y$ в кг · м · сек <sup>2</sup>	Коэффициент распределения подрессоренной массы $\epsilon$		
ГАЗ-66А	1,584	0,591	100	6,4	100	430	122	7,26	2,4	1,1	2,56	0,51	106	3,0	80	430	166	9,8	9,8	100	566	0,925		
ГАЗ-63А	2,36	0,530	120	10,3	130	500	115	10,9	1,81	0,9	2,72	0,489	(320) <sup>4</sup>	4,7	120	620	150	4,6	14,4	173	1100	0,964		
ЗИЛ-131А	1,2	0,765	248	5,6	100	520	120	5,42	2,0	1,91	5,15	1,478	312	9,2	200	520	172	12,82	183	221	1013	0,805		
ЗИЛ-157К	1,4	0,774	161	7,0	100	520	118	6,78	2,0	5,15	1,47	1,542	507	3,2	300	500	120	10,4	273	190	1350	0,83		
ЗИЛ-151А	2,58	0,62	220	6,8	220	520	125	19,3	2,0	3,93	1,785	1,345	315	7,4	600	500	143	21,3	190	290	2605	0,75		
Урал-375А	2,90	0,774	161	7,5	300	500	120	21,8	2,0	3,93	4,320	1,345	390	3,0	400	500	143	22,5	290	290	2085	0,93		
МАЗ-502А	1,80	0,62	220	5,9	180	600	140	15,8	1,72	1,785	1,785	1,345	465	6,0	405	940	152	-	216	216	1384	0,88		
	2,08	1,72	220	6,2	200	600	136	15,9	1,1	4,320	4,320	1,345	2,1	2,1	405	940	152	-	216	216	1384	1,02		
	1,70	0,62	220	3,6	265	600	128	-	1,1	2,93	2,93	1,84	395	4,5	500	680	150	18,4	244	244	2400	0,85		
	2,52	1,02	255	4,6	200	680	120	8,9	1,1	6,66	6,66	1,84	410	2,7	600	680	100	20,5	315	315	4220	1,08		
	2,86	1,02	255	5,2	250	600	107	10,4	1,17	2,38	2,38	1,29	280	7,0	300	870	135	12,2	205	205	1918	0,76		
	2,90	1,22	240	6,0	240	600	109	8,0	1,17	2,38	2,38	1,29	380	4,0	470	870	105	17,1	1	1	4183	0,81		
	3,32	1,22	240	7,0	1	600	101	-	1,17	6,08	6,08	1,29	380	7,6	470	870	105	17,1	1	1	4183	0,81		

1 В зоне статического прогиба.  
 2 При номинальном давлении воздуха в шинах.  
 3 По осциллограммам свободных колебаний при подтягивании.  
 4 Числитель соответствует автомобилю без груза, знаменатель — с номинальной нагрузкой.  
 5 Включен поддрессорник.

Амплитудно-частотные характеристики задних балансирных подвесок трехосных автомобилей условно построены в предположении одновременного воздействия одинаковых неровностей на колеса среднего и заднего мостов. Поэтому оценка по ним межрезонансных диапазонов скоростей и длины неровностей носит приближенный характер.

Более полно эффективность балансирной подвески определяется с учетом двух последовательных воздействий, которые испытывает поддрессоренная масса от проезда одной неровности средним и задним мостом.

Для данной конструкции различное сочетание этих воздействий во времени, зависящее от скорости движения и базы балансирной тележки, вызывает существенно отличающиеся реакции подвески.

В сравнении с подвеской одинаковой жесткости с одним мостом балансирная подвеска уменьшает колебания кузова в широком диапазоне скоростей между первым и вторым резонансами [4].

Скорость первого резонанса при преодолении отдельной неровности подсчитывается по простой зависимости

$$v_{a, рез} = 0,036 \frac{\Omega_0 d}{2\pi} \text{ км/ч.}$$

а скорость второго резонанса определяется из трансцендентного уравнения

$$0,036 \frac{\Omega_0}{2} \cdot \frac{d}{v''_{a, рез}} \times \times \text{tg} \left( 0,036 \frac{\Omega_0}{2} \frac{d}{v''_{a, рез}} \right) = 0,036 \Omega_0,$$

где  $\Omega_0$  — собственная частота колебаний поддрессоренной массы над задней балансирной тележкой;  
 $d$  — база балансирной тележки.

Ниже приведены результаты расчетов диапазонов скоростей (в км/ч), в пределах которых задние балансирные подвески рассматриваемых трехосных автомобилей сравнительно эффективно снижают колебания рамы и кузова:

ЗИЛ-151А	9,5—44,0
ЗИЛ-157К	9,6—45,5
ЗИЛ-131А	9,0—43,0
Урал-375А	8,4—46,0

Результаты стендовых испытаний и расчетов основных колебательных параметров позволяют сопоставить подвески новых моделей автомобилей с подвесками автомобилей, выпускаемых в настоящее время.

Автомобиль ГАЗ-66А в сравнении с автомобилем ГАЗ-63А имеет более выгодные компоновочные колебательные параметры.

Незначительность отклонения коэффициента распределения поддрессоренных масс от единицы обеспечивает независимость колебаний передней и задней частей.

Более совершенная кинематическая схема подвески автомобиля ГАЗ-66А позволила увеличить статические и динамические прогибы рессор, что обеспечивает лучшую плавность хода его за счет более низких частот свободных колебаний поддрессоренной массы и повышенной стойкости против пробоев рессор.

Снижение относительной величины сил внутреннего трения в подвеске до 11,2—14,8% от статической нагрузки (у автомобиля ГАЗ-63А эта величина достигает 20,7%) улучшает плавность хода автомобиля ГАЗ-66А при движении по дорогам с мелкими неровностями, где при блокировке рессор воздействие дороги может непосредственно передаваться на раму и кузов.

Важным улучшением в подвеске автомобиля ГАЗ-66А является увеличение рессорной базы (расстояние между рессорами одной оси), что в сочетании с понижением центра тяжести поддрессоренной массы значительно повысило боковую устойчивость его в сравнении с автомобилем ГАЗ-63А.

Сопротивление амортизаторов в подвеске ГАЗ-66А обеспечивает достаточную интенсивность гашения возникающих колебаний, которая по осциллограммам свободных колебаний на стенде оценивается относительным коэффициентом затухания  $\psi_0 = 0,205 \div 0,32$ . Однако в связи с уменьшенной радиальной жесткостью шин с регулируемым внутренним давлением в них было бы целесообразно [5] повысить коэффициент сопротивления амортизаторов на ходе сжатия. Как показывают предварительные расчеты, при  $\eta_{см} = 3,5 \div 5$  кгсек/см вертикальные ускорения поддрессоренной массы могут практически сохраняться неизменными, а высота неровностей, при которых наступает пробой подвески, возрастает.

При существенных преимуществах в подвеске ГАЗ-66А все еще сохраняются некоторые недостатки, свойственные автомобилю ГАЗ-63: значительный коэффициент неподдрессоренных масс, который увеличился в сравнении с автомобилем ГАЗ-63А за счет утяжеления мостов, шин большего размера и в некоторых случаях приводит к возникновению более интенсивных высокочастотных колебаний; недостаточная приспособляемость задней подвески к изменению вертикальной нагрузки.

При работе с неполными нагрузками подвеска автомобиля ГАЗ-66А несколько превышает обычно рекомендуемые частоты свободных колебаний. Как показывают предварительные расчеты, целесообразным и сравнительно простым для выполненной конструкции мероприятием с целью улучшения задней подвески ГАЗ-66А является установка пневматического регулятора, который в настоящее время получает все большее распространение на зарубежных грузовых автомобилях и автобусах.

Ходовые испытания показали, что при движении по разбитому булыжному шоссе, где скорость в основном ограничивается колебаниями и тряской, средняя скорость автомобиля ГАЗ-66А с полной нагрузкой составляла 39,5—40,5 км/ч, а автомобиля ГАЗ-63А в тех же условиях — 29,4 км/ч.

Характерные значения максимальных вертикальных ускорений при движении по разбитому булыжному шоссе со скоростью 30 км/ч у груженого автомобиля ГАЗ-66А составляли на полу в кабине 15 м/сек<sup>2</sup>, в центре платформы кузова 11 м/сек<sup>2</sup>, у автомобиля ГАЗ-63А соответственно 17 и 13,5 м/сек<sup>2</sup>.

Вследствие недостаточной регулируемости подвески при движении в тех же условиях без нагрузки ускорения автомобиля ГАЗ-66А достигли в кабине 18,2 м/сек<sup>2</sup>, в центре платформы кузова 19,0 м/сек<sup>2</sup>, автомобиля ГАЗ-63А соответственно 17,3 и 23,0 м/сек<sup>2</sup>.

Колебательные параметры нового автомобиля ЗИЛ-131А лучше, чем автомобилей ЗИЛ-151А и ЗИЛ-157К.

Более выгодное расположение центра тяжести, удовлетворительное распределение поддрессоренных масс как без груза, так и с номинальной нагрузкой, увеличенные статические прогибы рессор, увеличенные коэффициенты сопротивления амортизаторов обеспечивают более низкие собственные частоты, более высокую стойкость против пробоев рессор и более плавное преодоление неровностей дороги.

Несколько снижены также относительные веса неподдрессоренных масс. У автомобилей ЗИЛ-131А в передней подвеске они составляют 26,3—29,8% от статической нагрузки, против 38—43% у автомобиля ЗИЛ-157К.

Однако задняя подвеска автомобиля ЗИЛ-131А недостаточно приспособлена к изменению нагрузки в кузове. При движении с малыми нагрузками собственные частоты колебаний

задней части автомобиля выходят за пределы рекомендуемых значений.

Недостаточен также полный прогиб рессор, который у автомобиля ЗИЛ-131А составляет в передней подвеске 14 см и в задней 15,2 см, а у автомобиля ЗИЛ-157К соответственно 14 и 15,6 см.

Расчеты показывают, что при проезде неровностей в режиме высокочастотного резонанса, когда перемещения колес примерно в 1,5—1,7 раза превышают высоты неровностей, подвеска груженого автомобиля пробивается даже при незначительных перемещениях поддрессоренных масс, несмотря на значительный коэффициент динамичности.

Для автомобиля ЗИЛ-131А высота неровностей, вызывающих пробой передней рессоры, в этих условиях составляет 5,0—7,0 см, что наиболее характерно для разбитых дорог.

Чтобы избежать частых пробоев в передней подвеске, желательнее увеличить прогиб рессор до 200—250 мм при симметричном его распределении относительно статического состояния.

Несмотря на то, что у автомобиля ЗИЛ-131А силы внутреннего трения в подвеске снижены до 17% от статической нагрузки в передней подвеске и до 32% у задней, против соответственно 20 и 34,7% автомобиля ЗИЛ-157К, они остаются еще слишком значительными и блокируют рессоры на мелких неровностях, передавая на кузов неприятную тряску от колебаний всего автомобиля на шинах. Хорошая плавность хода автомобиля может быть обеспечена, если силы внутреннего трения в зоне статических деформаций рессор будут снижены, по крайней мере, до 10—12% от веса поддрессоренных масс.

Дорожные испытания на плавность хода показали, что более совершенные колебательные параметры автомобиля ЗИЛ-131А снизили инерционные перегрузки, испытываемые поддрессоренной частью автомобиля при движении по неровным дорогам, на 7—15% в сравнении с автомобилем ЗИЛ-157К.

Однако у обеих моделей показатели плавности хода все еще недостаточно высокие. Во многих случаях это выражается в частых пробоях передних рессор.

При испытаниях на обособленных синусоидальных неровностях длиной 1,2 м и высотой 8 см пробои передних рессор у автомобилей ЗИЛ-157К и ЗИЛ-131А наблюдаются в диапазоне скоростей 15—60 км/ч.

При движении автомобиля ЗИЛ-131А с полной нагрузкой по участку разбитой грунтовой дороги протяженностью 100 м с непрерывно чередующимися выбоинами длиной 1,5—2,5 м и глубиной 4—10 см при скорости 30 км/ч характерные максимальные вертикальные ускорения составляли на полу в кабине 17 м/сек<sup>2</sup> (при среднеквадратичном значении 6,6 м/сек<sup>2</sup>), в центре платформы кузова 19,6 м/сек<sup>2</sup> и наблюдалось 16 случаев пробоя рессор передней подвески.

В тех же условиях движения у автомобиля ЗИЛ-157К характерные максимальные вертикальные ускорения составляли 19,0 м/сек<sup>2</sup> в кабине (при среднеквадратичном значении 8 м/сек<sup>2</sup>) и 22 м/сек<sup>2</sup> в центре платформы кузова. Число пробоев рессор на этом участке достигало 20.

При движении в аналогичных условиях без нагрузки показатели плавности хода ухудшаются. У негруженого автомобиля ЗИЛ-131К ускорения в кабине возрастают на 10—30%, в центре платформы кузова на 30—60%, у автомобиля ЗИЛ-157К в кабине — на 20—50% и в центре кузова — на 50—100%.

Колебательные параметры автомобиля Урал-375А возможно сравнивать с параметрами близкого к нему по классу автомобиля МАЗ-502.

Компоновочные колебательные параметры автомобиля Урал-375А более выгодные, чем у автомобиля МАЗ-502А, лучше обеспечивают независимость колебаний передней и задней подвески, а также независимость вертикальных и угловых колебаний поддрессоренной массы. Однако все остальные показатели хуже.

Повышенная жесткость рессор и недостаточные статические прогибы их обуславливают жесткую работу подвески. Особенно неблагоприятной является характеристика передней рессоры<sup>1</sup>. Как это видно из диаграммы (рис. 3), упругая характеристика не только не имеет прогрессивного характера, но, наоборот, на некоторых участках наблюдается выпуклость в обратную сторону. Этим объясняется малый статический прогиб рессоры. При работе подвески с такой характеристикой в зоне малых деформаций возникает высокочастотная

<sup>1</sup> Рассматривается передняя подвеска автомобилей выпуска 1962 г. На автомобилях выпуска 1963 г. передняя подвеска модернизирована.

гряска, а при переходе к более интенсивным нагрузкам на ходовую часть со стороны дороги динамические прогибы из-за смягчения рессоры нарастают и в связи с этим возникают частые пробои подвески. В сочетании с повышенной жесткостью шин это смягчение рессоры по ходу сжатия приводит к сильным ударам в ограничители при пробоях подвески.

Повышенная жесткость шин ограничивает их поглощающие свойства и способствует увеличению перемещений поддресоренной массы.

Вследствие самой низкой из всех рассмотренных автомобилей регулировки амортизаторов их усилие на ходе сжатия не смягчает этого процесса.

При наезде колеса на неровность более жесткая регулировка амортизатора могла бы обеспечить дополнительное усилие между мостом и рамой, мягко приподнимающее поддресоренную часть, и тем самым увеличить ту максимальную высоту неровности, при которой наступает полный прогиб рессоры.

У задней подвески автомобиля Урал-375А более благоприятная характеристика.

Приспособляемость задней подвески при частичной нагрузке недостаточная, частота собственных колебаний автомобиля без груза в 1,5 раза выше, чем у груженой.

Недостаточные статические прогибы рессор и очень большие силы внутреннего трения в подвеске значительно снижают плавность хода автомобиля.

Эти недостатки поддресоривания автомобиля Урал-375А отчетливо проявились при ходовых испытаниях.

Во время движения автомобиля по стометровому опытному участку разбитой грунтовой дороги со скоростью 30 км/ч характерные значения максимальных ускорений составили на полу в кабине 23 м/сек<sup>2</sup> (при среднеквадратичном значении 10,8 м/сек<sup>2</sup>), в центре платформы кузова 24,5 м/сек<sup>2</sup>; пробоев передних рессор зарегистрировано 22. Передняя подвеска пробивалась также при проезде обособленной синусоидальной неровности длиной 120 см и высотой 8 см при скоростях от 15 до 60 км/ч.

При снятии нагрузки в тех же дорожных условиях ускорения возрастают в кабине в 1,3—1,6 раза, в кузове в 1,2—1,3 раза на соответственно одинаковых скоростях.

Экспериментальной проверкой плавности хода при изменении регулировки амортизаторов установлено, что с повышением сопротивления амортизатора на ходе сжатия в 3 раза, а

на ходе отбоя в 2 раза число пробоев уменьшилось в одних и тех же дорожных условиях на 40—50%, а ускорения поддресоренной массы над передним мостом снизились в среднем на 25—35%.

Сопоставление результатов ходовых испытаний показывает также, что вертикальные ускорения рамы и кузова автомобиля Урал-375А при движении по разбитым дорогам в среднем на 20—30% ниже, чем у близкого по классу автомобиля МАЗ-502А. Вертикальные ускорения при движении по малоизношенным булыжным дорогам у этих автомобилей мало отличаются одно от другого, в среднем они на 5—10% выше автомобиля Урал-375А.

Преимущества подвески автомобиля Урал-375А при движении по разбитым дорогам объясняются прежде всего его лучшими компоновочными параметрами.

У автомобиля МАЗ-502А значительная взаимосвязь колебаний передней и задней части поддресоренной массы при недостаточных динамометрических ходах рессор обусловили чрезмерно частые пробои подвески.

Изложенные результаты испытаний позволяют более отчетливо оценивать характеристики процессов, протекающих в подвесках новых моделей трехосных автомобилей высокой проходимости.

Сравнение их по основным показателям с автомобилями, выпускаемыми в настоящее время, показывает, что подвески новых моделей в основном улучшены. Но вместе с тем полная реализация заложенных в новых конструкциях автомобилей более высоких ходовых качеств требует доводки и дальнейшего совершенствования их поддресоривания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Прутчиков О. К. «Автомобильная промышленность», 1960, № 3.
3. Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1959, № 8.
4. Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1959, № 12.
5. Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1960, № 7.

## Исследование городских автобусов большой вместимости ФРГ

Канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ

НАМИ

ЗА ТЕКУЩЕЕ семилетие выпуск отечественных автобусов возрастет в 4,2 раза, а пассажирские перевозки увеличатся в 3 раза.

Успешному решению этой задачи будет способствовать оснащение автобусных парков (в основном в крупных городах) автобусами большой вместимости. Опытные образцы таких автобусов уже создаются сейчас. В связи с этим, в порядке изучения зарубежного опыта, проведены испытания наиболее современных городских автобусов Хеншель HS160USL и Мерседес-Бенц 0317 [1].

Испытывались скоростные, разгонные, тормозные качества автобусов, топливная экономичность двигателей, тепловой режим агрегатов и др.

Ниже приведена краткая техническая характеристика этих автобусов:

	Хеншель HS 160USL	Мерседес-Бенц 0317
Количество мест:		
предельное	116	120
полное	88	90
для сидения	28	32
Габаритные размеры в мм:		
длина	11 920	12 000
ширина	2 520	2 525
высота (без нагрузки, с закрытыми люками)	8 040	2 955

База в мм	5 935	5 850
Минимальный радиус поворота по переднему наружному колесу в м:		
вправо	9,1	9,1
влево	9,25	8,85
Колея колес в мм:		
передних	1 997	1 995
задних	1 787	1 790
Вес в снаряженном состоянии в кг:		
общий	7 950	8 450
на переднюю ось	3 420	4 250
на заднюю ось	4 530	4 200
Полный вес (90 пассажиров) в кг	14 400	14 900
Нагрузка на ось в кг:		
переднюю	4 550	4 800
заднюю	9 850	10 100
Максимальная скорость в км/ч	74	69
Тип двигателя	Четырехтактный дизель с рядным горизонтальным расположением цилиндров	
Число цилиндров	6	6
Рабочий объем в см <sup>3</sup>	9 350	10 810
Максимальная мощность в л. с.	152	170
Число оборотов при максимальной мощности в минуту	2 300	2 200
Коробка передач	Гидромедна, гидромеханическая, полуавтоматическая	Дивабус, гидромеханическая, автоматическая

Управление . . . . .	Дистанционное электрогидравлическое	Автоматическое в зависимости от нагрузки и числа оборотов двигателя
Передаточные отношения передач:		
первой . . . . .	2,49 (через гидротрансформатор)	Дифференциальная передача (через гидротрансформатор)
второй . . . . .	1,61	1
третьей . . . . .	1	—
Передаточное число главной передачи . . . . .	6,43	6,17
Рулевое управление . . . . .	Гидромеханическое	
Рабочий тормоз . . . . .	Ножной, колодочный с пневмоприводом на четыре колеса	
Тормоз-замедлитель . . . . .	Двигательный с заслонкой в выпускном коллекторе	
Стояночный тормоз . . . . .	Механический на задние колеса, с пневмоусилителем	
Подвеска . . . . .	Зависимая, рессорно-пневматическая, на резинных баллонах	
Амортизаторы . . . . .	Телескопические, двойного действия	
Тип колеса . . . . .	С трехсекционными разборными ободными колесами 11—20"	
Размер шин . . . . .	11—20"	
Тип кузова . . . . .	Вагонный, цельнометаллический, несущий	
Несущая система . . . . .	Силовой каркас из легкого сплава с несущей оболочкой гурных профилей	

Автобус Мерседес-Бенц отличается от автобуса Хеншель большей (на 45—55 мм) шириной задней и средней дверей, но меньшей (на 110 мм) шириной передней двери; несколько большей задней, но меньшей передней накопительными площадками; менее удобной планировкой сидений с более стесненным проходом; более узкими сиденьями и меньшим их шагом; большими высотами от пола до потолка и до верхней кромки окон, меньшей шириной окон, меньшими удобствами для кондуктора, но большими удобствами для водителя.

Горизонтальные дизельные двигатели автобусов, расположенные под полом, в базе, обладают хорошими пусковыми качествами. При положительных температурах воздуха пуск их осуществляется с первой попытки. В зимнее время, после длительной стоянки автобусов на открытом воздухе, уверенный пуск двигателей обеспечивается на автобусе Мерседес-Бенц при температуре до —17° и на автобусе Хеншель до —10°. В первом случае пуск продолжается 2—3 сек после работы свечей накаливания в течение примерно 30 сек, а во втором — 3—5 сек после работы свечей в течение 1 мин. За пробег автобусов 40 тыс. км двигатели работали бездымно. Шумность работы двигателей невелика.

Во время пробега автобусов по Симферопольскому шоссе (935—1035 км) с нагрузкой 5 т (70 пассажиров) и со скоростью в 60 км/ч, при температуре воздуха 35°, факсировалось тепловое состояние агрегатов в °С (табл. 1).

Таблица 1

Агрегат	Автобус Хеншель		Автобус Мерседес-Бенц	
	Вода	Масло	Вода	Масло
Двигатель . . . . .	106—107	105	88	80—83
Коробка передач . . . . .	—	91—95	—	79
Гидротрансформатор . . . . .	—	75—84	—	90
Задний мост . . . . .	—	—	—	80—83

При температурах воздуха 20—30° автобусы с полной нагрузкой преодолевают подъем с уклоном 2,5—5° и протяженностью до 11 км со средними скоростями: для автобуса Хеншель 24,5—25,5 км/ч, для автобуса Мерседес-Бенц 27—30,5 км/ч. При этом температура воды в двигателях достигала соответственно 112 и 105° и масла 110 и 89°.

Приведенные данные показывают, что при высоких температурах воздуха во время движения на форсированных режимах, а также в случае преодоления длительных подъемов, система охлаждения двигателя автобуса Хеншель перенапрягалась. Более низкая эффективность системы охлаждения у автобуса Хеншель вызвана, в частности, расположением радиатора под полом.

Однако во всех случаях закипания воды не наблюдалось. Эксплуатация автобусов в зимнее время показала, что для нормального теплового состояния двигателей и коробок передач необходимо утеплять радиаторы.

Таблица 2

Показатели	Автобус Хеншель			Автобус Мерседес-Бенц		
	Путь в м	Время в сек	Ускорение в м/сек <sup>2</sup>	Путь в м	Время в сек	Ускорение в м/сек <sup>2</sup>
Начальная скорость выбега в км/ч . . . . .	50	30	20	50	30	20
Путь выбега в м . . . . .	1055	455	223	1165	520	263
Время выбега в сек . . . . .	157	103	72	175	116	78
Среднее отрицательное ускорение в м/сек <sup>2</sup> . . . . .	0,088	0,083	0,077	0,079	0,072	0,071

В табл. 2 приведены показатели, характеризующие накат автобусов с полной нагрузкой.

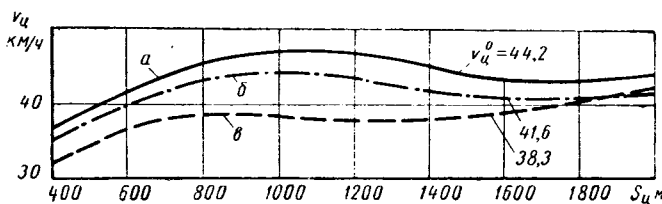
Приведенные данные свидетельствуют о хорошем ходовом состоянии и малом сопротивлении качению шин, особенно у автобуса Мерседес-Бенц.

Таблица 3

Показатели	Автобус Хеншель		Автобус Мерседес-Бенц	
	Путь в м	Время в сек	Путь в м	Время в сек
С предельной нагрузкой 8,6 т . . . . .	470	40	400	35
С полной нагрузкой 6,5 т . . . . .	415	37,5	335	31
С неполной нагрузкой 3,3 т (45 пассажиров) . . . . .	300	27,5	270	26

В табл. 3 приведены данные пути и времени разгона автобусов с места до 60 км/ч на горизонтальном участке сухого шоссе.

Преимущество автобуса Мерседес-Бенц перед автобусом Хеншель выражается примерно в 10—20% по пути и в 6—17% по времени.



В конструкции автоматической гидромеханической коробки передач автобуса Мерседес-Бенц предусмотрено два режима выхода на прямую передачу, которые определяются положением акселератора при полной подаче топлива (первый и второй упоры). Эти режимы соответствуют скоростям, составляющим примерно 50 и 60% от максимальной скорости. По пути и времени разгона на горизонтальном участке шоссе разница составляет 15—25% в пользу первого режима. Однако во время преодоления подъемов более выгоден второй режим, так как в этом случае движение на гидротрансформаторе обеспечивает большую скорость за счет большего передаточного числа трансмиссии.

В целом скоростные качества автобусов Хеншель HS160USL (а) и Мерседес-Бенц 0317 (б) оценивались по скоростным характеристикам (см. рисунок), представляющим собой зависимость средней скорости циклического режима движения с ос-

тановками от расстояния между остановками (от пути циклов), а также по средним показателям указанных характеристик [2].

Для сравнения на рисунке приведена также скоростная характеристика экспериментального образца карбюраторного автобуса ЗИЛ-158 (в) средней вместимости. По сравнению с этим автобусом наибольшая разница в средних скоростях (до 16% по автобусу Хеншель и до 24% по автобусу Мерседес-Бенц) относится к расстояниям между остановками в 900—1300 м, что примерно соответствует пригородному режиму движения. Автобусы Хеншель и Мерседес-Бенц имеют максимальные значения средней скорости (кривые а и б), а автобус ЗИЛ-158 — зону спада. При расстояниях между остановками от 400 до 800 м (при городском движении) средняя скорость автобуса Хеншель примерно на 10—12% и автобуса Мерседес-Бенц на 14—18% больше, чем у автобуса ЗИЛ-158.

При расстояниях между остановками от 400 до 2000 м среднескоростные показатели автобусов Хеншель и Мерседес-Бенц равны соответственно 41,6 и 44,2 км/ч, а у автобуса ЗИЛ-158—38,3 км/ч, что составляет разницу в 8,5 и 15%.

Топливная экономичность всех рассматриваемых автобусов оценивалась, в основном по топливно-экономическим характеристикам циклического режима движения с остановками, представляющими собой зависимость общего расхода топлива на единицу пути циклов или на единицу условной работы автомобиля от средней скорости и расстояния между остановками, а также по показателям среднего расхода топлива, являющимся средними величинами этих характеристик [3]. Кроме того, измерялись расходы топлива у автобусов при имитации городского режима движения на шоссе, а также в условиях нормальной эксплуатации их на отдельных городских маршрутах.

Влияние полезной нагрузки на расходы топлива, выраженные на единицу условной работы автобуса (в л на 100 ткм или на 100 пассаж.), более существенно. Так, по отношению к полной нагрузке эти расходы топлива у автобусов с предельной нагрузкой уменьшаются примерно на 20—25%, а расходы топлива с полуноминальной нагрузкой увеличиваются примерно на 40—50%. Большое влияние на топливную экономичность автобусов оказывает режим замедления. Например, по сравнению с накатом применение торможения двигателем в фазе замедления влечет существенное (примерно от 10 до 40%) увеличение расходов топлива, а применение тормоза-замедлителя — еще больше. Однако при средних скоростях автобуса 20—25 км/ч эта разница, как правило, невелика.

При имитации городского режима движения на шоссе (с двумя остановками на 1 км) совершались циклы: разгон с места при полной подаче топлива до 40 км/ч, установившееся движение с этой скоростью, замедление до скорости 25—20 км/ч и служебное торможение (отрицательное ускорение примерно равно единице) до полной остановки. На автобусах Хеншель и Мерседес-Бенц измерения осуществлялись при разных нагрузках (полуноминальная, полная, предельная) и разных режимах замедления (накат, торможение двигателем, торможение тормозом-замедлителем). Полученные результаты приведены в табл. 4.

Из таблицы следует, что при изменении полезной нагрузки от 45 до 120 пассажиров (более чем в 2,5 раза) среднетехническая скорость автобусов уменьшилась очень незначительно (не более чем на 8%), а расходы топлива изменились более существенно. Так, расходы топлива на единицу пути увеличились примерно на 17—24%, а расходы топлива на единицу ус-

ловной работы уменьшились от 60 до 120%. Режим замедления в данном случае также существенно влияет на расходы топлива. По сравнению с накатом применение торможения двигателем увеличило расходы топлива на единицу пути и на единицу условной работы примерно на 10—18%, а применение тормоза-замедлителя еще больше. При этом несколько увеличилась среднетехническая скорость движения, поскольку конечная скорость разгона во всех случаях оставалась неизменной. При рассмотренных режимах движения расходы топлива у автобуса Мерседес-Бенц примерно на 10—20% больше, чем у автобуса Хеншель.

Значительную долю от общего пробега (около 10 тыс. км) автобусы прошли в условиях нормальной эксплуатации по Москве. Среднеэксплуатационная скорость у автобусов составила 20 км/ч, а расходы топлива у автобуса Хеншель 34—35 и у автобуса Мерседес-Бенц 37—41 л/100 км. При этом максимальная загруженность автобусов была соответственно 165 и 170 пассажиров.

Тормозные качества автобусов проверялись как на горизонтальном шоссе, так и на длительных спусках. При полной нагрузке автобусов тормозные пути со скоростями 30 и 50 км/ч оказались равными у автобуса Хеншель 10 и 23 м, а у автобуса Мерседес-Бенц 10 и 20 м. Процесс затормаживания протекает плавно и юза колес не наблюдается.

Действие тормоза-замедлителя на горизонтальном шоссе проверялось по пути затухающего движения автобусов с неполной нагрузкой (45 пассажиров) в диапазоне скорости 60—25 км/ч. Эти пути оказались равными у автобуса Хеншель 115 м и у автобуса Мерседес-Бенц 221 м. Аналогичные пути при торможении двигателем составили соответственно 455 и 399 м.

Надежность рабочих тормозов и эффективность тормозов-замедлителей проверялась также на длительном спуске с нагрузками, соответствующими 45 и 90 пассажирам. При спусках со скоростями 30 и 50 км/ч максимальная температура на наружной поверхности тормозных барабанов не превышала 280—300° у автобуса Хеншель и 290—315° у автобуса Мерседес-Бенц. При этом сильное дымление тормозов наблюдалось уже при температуре 150—200°. Однако потери эффекта торможения не наблюдалось. При использовании тормозов-замедлителей температура тормозных барабанов в конце спуска уменьшалась примерно на 50—70°. Снижение температуры в тормозных накладках, очевидно, было более существенным, так как дымления их не наблюдалось. Действие тормозов-замедлителей на рассматриваемых автобусах обеспечивает равномерность скорости спуска на уклонах до 3%.

Компоновка автобусов и планировка пассажирского помещения отвечают требованиям, предъявляемым к автобусам городского типа. Низко расположенные подножки, широкие сдвоенные двери, накопительные площадки и широкие проходы обеспечивают удобные вход и выход, а также размещение стоящих пассажиров. Передняя одианарная дверь используется в основном только для входа и выхода пассажиров с детьми и инвалидов. Опыты показали, что среднее время входа одного пассажира составляет примерно 0,72 сек и выхода 0,61 сек.

Салоны автобусов оборудованы мягкими удобными пассажирскими креслами. Перемещение пассажиров с накопительной площадки к выходу облегчается за счет трехрядной планировки сидений. Не получили положительной оценки перекрытие центрального прохода поручнем и поперечно-расположенные задние сиденья, сужающие проход.

Конструкция автобусов обеспечивает необходимую удобств для пассажиров. Автобусы имеют достаточную плавность хода, особенно автобус Мерседес-Бенц. Момент трогания (на гидротрансформаторе) практически не ощущается. Переключение передач на автобусе Мерседес-Бенц также неощутимо (планетарная передача), на автобусе Хеншель проносятся еле заметные толчки. Почти бесшумная и мягкая работа пневматической подвески (особенно на автобусе Мерседес-Бенц) обеспечивает малозаметный переезд мелких неровностей дороги. Однако при неполной нагрузке у автобуса Хеншель ощущается некоторая жесткость работы подвески, например, при движении по булыжному покрытию.

За счет широких и высоких окон обеспечена хорошая обзорность и освещенность в пассажирских помещениях автобусов.

Таблица 4

Вид замедленного движения	Число пассажиров	Нагрузка в т	Средняя техническая скорость автобуса в км/ч		Расход топлива в л/100 км и в л/100 ткм автобусов			
			Хеншель	Мерседес-Бенц	Хеншель		Мерседес-Бенц	
Накат	45	3,3	30,8	29,5	25	7,6	30	9,1
	90	6,5	30	29,3	30,5	4,7	32,5	5,0
	120	8,6	—	27,2	—	—	35	4,1
Торможение двигателя	45	3,3	31,6	31,6	28,5	8,6	33	10
	90	6,5	29,3	30,5	35,7	5,5	38,5	5,9
	120	8,6	29,1	30	36,5	4,25	41	4,8
Торможение тормозом-замедлителем	45	3,3	34,2	33,8	33,5	10,2	36,5	11
	90	6,5	—	—	—	—	—	—
	120	8,6	—	—	—	—	—	—

Вентиляция пассажирского помещения автобуса Хеншель достаточно до температуры окружающего воздуха 20°.

Система вентиляции у автобуса Мерседес-Бенц работает несколько эффективнее. При скоростях движения свыше 35 км/ч она обеспечивает удовлетворительные условия для пассажиров даже при температуре до 30°.

Система отопления пассажирского помещения автобуса Хеншель несколько эффективнее, чем автобуса Мерседес-Бенц. При температуре окружающего воздуха  $(-10) \div (-20)^\circ$  и движении автобусов с двумя остановками по 1 км, с открытием дверей на 10 сек, средний перепад температуры в салонах автобусов составил примерно 20—22° у автобуса Хеншель и 17—19° у автобуса Мерседес-Бенц, а при движении с одной остановкой на 1 км соответственно 22,5 и 20°.

В целом отопление у автобусов следует признать достаточно эффективным для наших условий. Оно также не удовлетворяет требований ГОСТА (перепад 40°).

Высокое качество заделки стекол, уплотнений дверных проемов, форточек, вентиляционных люков и плотность внутренней обивки создают хорошую герметичность салона. Автобусы имеют достаточную термошумоизоляцию.

Несмотря на большую длину (12 м) автобусы имеют достаточно высокую маневренность. Этому способствует короткая база и большие углы поворота колес (до 54°).

Автобусы достаточно устойчивы, имеют хорошую стабилизацию колес, а благодаря наличию пневмоподвески не имеют крена при перегрузках. Боковой крен мало заметен и при поворотах автобусов. Резкое затормаживание не вызывает заноса. Тяжелые агрегаты расположены низко от поверхности дороги, что определяет низкое расположение центра тяжести автобусов.

Автобусы имеют необходимые удобства в управлении и техническом обслуживании. Наличие гидромеханического руля приводит к минимуму усилия на рулевом колесе. Сиденье водителя оборудовано амортизатором с регулируемой жесткостью. Большие панорамные стекла и система зеркал заднего вида обеспечивают хорошую обзорность с места водителя. Место водителя хорошо вентилируется и отапливается.

Наличие автоматического на автобусе Мерседес-Бенц и полуавтоматического на автобусе Хеншель управлений коробками передач значительно облегчают труд водителя.

Автобусы обладают вполне удовлетворительной динамикой разгона. Все это дает возможность свободно и легко управлять автобусами в любых условиях городского движения.

Техническое обслуживание автобусов не представляет особых трудностей. Доступ к силовому агрегату (двигателю, коробке передач) открыт сверху, сбоку (со стороны борта) и снизу. Однако на автобусе Мерседес-Бенц затруднен доступ к масляному насосу, так как он закрывается поддоном двигателя.

Заправка топливом, водой и маслом удобны. Все масляные шупы (двигателя, коробки передач, компрессоров, гидроусилителя, руля) выполнены заодно с пробками заливных горловин. Демонтаж двигателя возможен без смотровой ямы при наличии ручной переносной тали. Замена барабанов колес, тормозных накладок и других частей аналогична операциям на отечественных автобусах.

Рассматриваемые автобусы показали высокую надежность в работе. За указанный пробег (40 тыс. км) было зарегистрировано лишь 12 мелких неисправностей по автобусу Хеншель и 18 по автобусу Мерседес-Бенц. Например, на автобусе Хеншель нечетко работал привод тормоза-замедлителя, износились некоторые детали подвески, нечетко работал механизм управления средней дверью, разрушались детали воздушно-вспомогательной камеры двигателя. На автобусе Мерседес-Бенц наблюдались нарушения герметичности водяного насоса, износ буртика резиновых втулок реактивных штанг подвески, нарушение герметичности в приводе тормоза-замедлителя, износ ленты тормоза дифференциала планетарной коробки передач. На обоих автобусах за пробег 18 000 км износились приводные ремни вентиляторов. В целом почти все агрегаты автобусов работали надежно.

Частичная разборка и осмотр агрегатов автобусов (двигатель, коробка передач, ступицы колес, гидропривод вентилятора и т. п.) показала отсутствие существенных износов, за исключением задних тормозных барабанов на автобусе Хеншель. Кузова автобусов, технологические швы, заделки, крепления, стойки и т. п. оказались в хорошем состоянии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Воронцова Н. И., Токарев А. А. Сб. «Автомобильное и сельскохозяйственное машиностроение», 1962, № 9.
2. Токарев А. А. «Автомобильная промышленность», 1960, № 11.
3. Токарев А. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 3.

## Прибор для автоматического измерения часового расхода топлива при испытаниях автомобилей

В. В. ДОРНИН

**Т**ОПЛИВНАЯ экономичность является одним из важнейших параметров современных автомобилей. Поэтому при лабораторных и эксплуатационных испытаниях данному параметру придается большое значение.

Для определения часового расхода топлива применялся специально изготовленный прибор, принцип работы которого заключается в том, что при расходе данного объема топлива обеспечивается автоматический отсчет соответствующего времени расхода.

Прибор состоит из следующих основных частей (см. рисунок, а): мерного устройства, электромагнитного клапана, секундомера с электрическим включением.

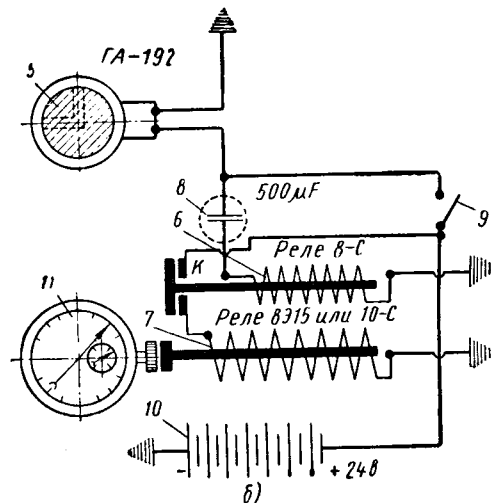
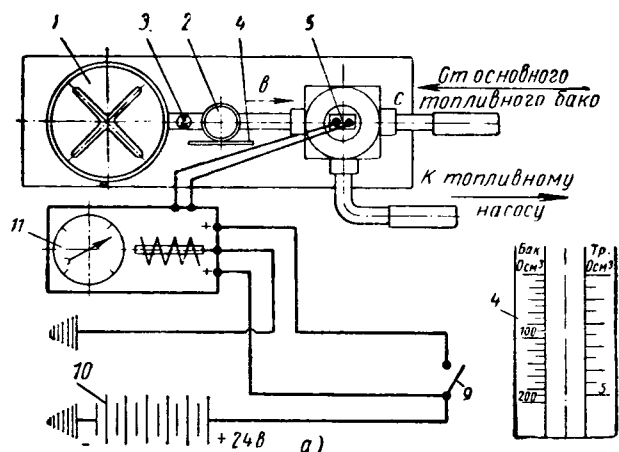
Мерное устройство состоит из двух сосудов — бачка 1 емкостью 1800 см<sup>3</sup> и стеклянной трубки 2 емкостью 50 см<sup>3</sup>, смонтированных в один блок. Для выработки топлива из каждого сосуда в отдельности установлен топливный кран 3. Мерное устройство имеет две шкалы, нанесенные на одной линейке 4. Цена деления левой шкалы 10 см<sup>3</sup>, правой 0,5 см<sup>3</sup>. Левая шкала линейки нанесена при тарировке мерного бачка одновременно с трубкой, правая — при тарировке одной трубки. Два различных мерных сосуда устанавливаются с целью повышения точности измерения расхода топлива. При больших часовых расходах топлива (или при значительном промежутке

времени измерения) выработка топлива производится из бачка, при малых расходах — из трубки. Мерный бачок выполнен в виде цилиндра с малой площадью основания  $F = 38,4 \text{ см}^2$ , что также повышает точность измерения (отсчета), так как при выработке топлива во время движения автомобиля даже на небольших участках дороги (или в течение малого промежутка времени измерения) резко изменяется высота столба топлива в мерной трубке. В конструкции прибора применяется электромагнитный клапан ГА-192 плунжерного типа 5, выпускаемый промышленностью. Конструкция клапана практически обеспечивает отсутствие внутренних перетечек топлива во время включенного или выключенного электромагнита при температуре  $20 \pm 10^\circ$  и давлении в топливной магистрали до 1,5—2,0 кг/см<sup>2</sup>. В электрическую часть прибора (б) входят также два реле 6 и 7 типа 8-С и 8Э15, электролитический конденсатор 8 на 500 мкф и тумблер 9 включения. Питание прибора осуществляется от аккумуляторных батарей 10 напряжением 24 в. Конструктивно прибор можно выполнить либо в одном блоке, либо в различных блоках. Например, в одном блоке можно смонтировать непосредственно топливную часть прибора (мерные сосуды и электромагнитный клапан), в другом — электроизмерительную часть (реле, электролитический конденсатор и секундомер с элект-

рическим включением). В этом случае блоки соединяются электропроводами. Тумблер включения и выключения прибора также можно смонтировать непосредственно на приборе или в любом другом месте автомобиля (например, на щитке приборов).

В топливную систему автомобиля прибор, как правило, подключается после основных топливных баков перед топли-

электрические цепи реле 6 и, следовательно, реле 7 разрываются; их сердечники отходят в исходное положение. В конце опыта тумблер прибора выключается. Электромагнитный клапан возвращается в исходное положение, включая основные топливные баки и обеспечивая бесперебойную работу двигателя. Одновременно с выключением тумблера разряжается электролитический конденсатор, благодаря чему срабатывают



воподкачивающим насосом. Работа двигателя при нерабочем состоянии прибора не нарушается, так как топливо поступает к насосу из основных топливных баков через постоянно открытый электромагнитный клапан 5 по каналу с. Перед опытом бачок с трубкой заполняется топливом. При больших часовых расходах измерение расхода топлива производится из мерной бачка, при малых — из трубки.

Работа прибора осуществляется следующим образом (см. рисунок). Перед измерением часового расхода топлива снимается показание прибора (положение уровня топлива) по левой или правой шкалам в зависимости от того, какая емкость включена в топливную систему двигателя. После выхода на заданный установившийся режим работы двигателя включается тумблер прибора 9. При этом срабатывают электромагнитный клапан и вспомогательные реле 6. После срабатывания клапана канал с перекрывается и топливо начинает поступать в двигатель по каналу в. В то же время вспомогательное реле замыкает контакты К, включая цепь реле секундомера 11. При срабатывании реле 7 включается секундомер. Таким образом, при включении тумблера топливомера одновременно срабатывают электромагнитный клапан и секундомер. После зарядки электролитического конденсатора

реле 6 и 7 выключается секундомер. После опыта вторично снимаются показания прибора. По разности показаний шкалы топливомера определяется количество израсходованного топлива на данном режиме работы и по секундомеру соответствующее время. По этим данным вычисляются часовые расходы топлива.

Отличительной особенностью прибора для автоматического часового расхода топлива является его универсальность, так как прибор может применяться для определения больших и малых часовых расходов топлива в стационарных и ходовых условиях. Прибор оборудован дистанционным управлением, поэтому расход топлива может измеряться без участия экспериментатора. В этом случае управление может осуществляться тумблером включения и выключения прибора, установленным на центральном щитке водителя. Наличие двух различных мерных сосудов с соответствующими шкалами и автоматика отсчета обеспечивают высокую точность измерений. Суммарная погрешность измерений, складывающаяся в основном из ошибок отсчета показаний со шкал собственно топливомера и секундомера, не превышает 0,8%.

Прибор прост в изготовлении, а также в эксплуатации и недорог.



## Практика изготовления вставных седел клапанов

В. А. ЗАХАРОВ, Н. К. ЛАЗАРЕВА, А. П. ШУРЫГИН

Горьковский автозавод

**ПРАВИЛЬНЫЙ** выбор материала для седла клапана значительно увеличивает работоспособность всего клапанного узла, а тем самым и срок службы двигателя.

Соответственно условиям работы к материалу седла клапана предъявляются следующие требования:

- 1) хорошая жаростойкость материала при повышенных температурах;
- 2) устойчивость против коррозии при воздействии горячих отработавших газов;
- 3) стойкость против ударного действия тарелки клапана;

4) коэффициент теплового расширения материала седла должен быть возможно близким к коэффициенту теплового расширения материала головки или блока.

Последнее заставляет разграничивать седла, вставляемые в чугунную головку или блок, и седла, вставляемые в алюминиевую головку или блок.

Вставные седла клапанов для чугунных головок или блоков. Вставные седла клапанов изготавливаются из легированного чугуна, из специальных сталей, из специальных бронз, из металлокерамики



Таблица 1

Название фирмы	Химический состав сплава в %										Твердость по Бринеллю	Примечание
	C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Cu	Pb			
—	3,05*—3,15	2,1—2,3	0,7—0,8	До 0,2	1,0—2,0	0,4—0,6	—	—	—	—	262—311	Рекомендуется для алюминиевых головок
—	2,8**—3,1	1,25—1,5	1,0—1,5	До 0,2	2,0—3,0	12—15	—	5—7	—	—	190—248	
Дженерал-Моторс	2,0	1,25	—	—	3,0	—	4,5—5,5	—	—	—	60—621***	Для чугунного блока
BMW	3,31	1,62	0,54	—	0,37	1,21	0,65	—	—	—	269—285	
Фолькс Ваген****	1,2	0,13	2,37	—	—	3,08	0,12	—	2,37	—	285—321	Для алюминиевой головки
Мерседес Бени	3,05	1,08	0,65	—	0,63	1,13	1,02	—	—	—	321	
То же	3,10	1,76	0,77	—	0,41	1,06	0,51	—	—	—	285—321	
Рено	3,70	2,92	0,53	0,5	0,04	0,15	0,05	—	—	—	207—234	

\* Фирма неизвестна.  
 \*\* Данные взяты из литературных источников.  
 \*\*\* Твердость дана по шкале С.  
 \*\*\*\* Седла фирмы Фолькс Ваген изготовлены металлокерамическим способом.

Наибольшее распространение для чугунных головок или блоков получили седла клапанов из легированных чугунов. В табл. 1 приведен химический состав сплавов для седел клапанов, применяемых различными фирмами.

Коэффициент теплового расширения материала чугунной головки или блока (Сч 24-44) находится в пределах  $11-12 \cdot 10^{-6}$  /град. Коэффициент теплового расширения перечисленных материалов для седел клапанов чугунных головок колеблется в пределах  $11-13 \cdot 10^{-6}$  /град.

На Горьковском автозаводе вставные седла клапанов изготавливались из высоколегированного хромистого чугуна как для чугунных, так и для алюминиевых головок и блоков. Однако из-за сравнительно низкого коэффициента теплового расширения ( $12,0-12,5 \cdot 10^{-6}$ ) наблюдались случаи выпадения седел клапанов при работе двигателя.

Таблица 2

Элементы сплава	Химический состав в %	
	хромистого чугуна	молибденистого чугуна
C	2,5—3,0	2,5—3,0
Si	1,5—2,0	1,5—2,0
Mn	0,5—0,9	0,5—0,8
P	До 0,12	До 0,2
Cr	13—16	2,75—3,25
Ni	3,0—4,5	—
Mo	—	4,0—5,0
S	До 0,1	До 0,1

Кроме того, из-за высокого содержания хрома (13,0—16,0%) этот сплав обладает повышенной усадочностью, следовательно, внутренняя осевая усадка седел и их высокая хрупкость неизбежны. Поэтому в настоящее время на Горьковском автозаводе применяют новый сплав для седел клапанов — чугун, легированный молибденом (табл. 2).

Для придания отливкам магнитных свойств (в литом состоянии немагнитны) их подвергают термической обработке: нагреву до температуры 600°, выдержке при температуре

600° в течение 1,5—2,0 ч и затем охлаждению до 250° с печью.

Хромистый чугун имеет следующую микроструктуру: до отжига — аустенит плюс мартенсит, плюс карбидная сетка, после отжига — троостосорбит плюс карбидная сетка, плюс незначительное количество аустенита, твердость после отжига RC 50—60. Молибденистый чугун имеет такую микроструктуру: до отжига — карбиды плюс аустенит, плюс мартенсит, после отжига — карбиды плюс троостит, плюс незначительное количество троостомартенсита, твердость после отжига RC 50—60.

Основным преимуществом молибденистого чугуна является меньшая хрупкость материала по сравнению с хромистым чугуном, что отчасти гарантирует годные (без трещин) седла клапана после запрессовки их в блок.

На Горьковском автозаводе седла клапанов отливаются в земляные формы в стопку из 13 рабочих опок; количество седел на модельной плите 16, количество седел в стопке 208.

Седла клапанов для головок из алюминиевых сплавов. Материалами для седел клапанов являются аустенитные чугуны, стали аустенитного класса, в некоторых случаях специальные бронзы.

На Горьковском автозаводе в связи с повышенными требованиями к качеству и сроку службы двигателя появилась необходимость изыскать новый сплав для седел клапанов, который бы удовлетворял всем указанным требованиям и, кроме того, был более пластичным, имел коэффициент теплового расширения, близкий к коэффициенту теплового расширения материала блока (сплав Al-4), и поддавался обработке реза-

нием. Последнее требование выдвинуто в связи с организацией автоматической линии обработки седел клапанов.

Был разработан и испытан сплав типа нирезист для седел клапанов следующего состава: 2,7—3,1% C; 1,7—2,1% Si; 0,9—1,3% Mn; 0,4—0,6% P; 2,0—2,4% Cr; 11,0—13,0% Ni; 6,0—7,0% Cu.

Микроструктура в литом состоянии — аустенит плюс карбиды в виде сплошной сетки. Твердость в литом состоянии HB 275—441.

Ввиду значительной разницы твердости и микроструктуры в литом состоянии по периметру седла клапана предусмотрена термическая обработка для выравнивания микроструктуры по такому режиму: загрузка в нагретую или холодную печь; нагрев до 900°; выдержка при температуре 900° в течение 1,0—1,5 ч; охлаждение на воздухе.

Микроструктура после термообработки — аустенит плюс карбиды в меньшем количестве и более равномерно распределенные по периметру седла, твердость HB 229—255.

Испытания на механическую прочность седел производились на универсальной машине ГЗИП типа Амслер усилием 5 т и на седлах после полной механической обработки. Параллельно с седлами из нирезиста испытывались седла из молибденистого чугуна и седла, ныне выпускаемые заводом.

Показатели прочности седел (табл. 3) можно считать толь-

Таблица 3

Наименование сплава	Нагрузка при разрыве в кг	Нагрузка при сжатии в кг
Хромистый чугун . . . . .	142,0	96,0
Молибденистый чугун . . . . .	134,0	115,0
Нирезист . . . . .	150,0	128,0

ко как сравнительные к показателям прочности этих деталей из хромистого чугуна.

Кроме того, седла из сплава типа нирезист при испытании на сжатие разрушались не сразу, а принимали вид эллипса, а потом уже появлялись трещины разрушения. Это свидетельствует о хороших пластических свойствах данного сплава.

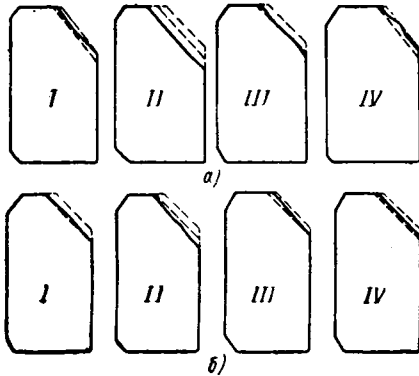
Коэффициенты теплового расширения сплавов (табл. 4) оп-

Таблица 4

Наименование сплава	Интервал температур в °C	Коэффициент теплового расширения в 1/град
Хромистый чугун . . . . .	20—600	$13,0-13,5 \cdot 10^{-6}$
Нирезист . . . . .	20—600	$18-19 \cdot 10^{-6}$
Сплав Al-4 . . . . .	20—600	$19,96 \cdot 10^{-6}$

ределялись на dilatометре Шевенара — для каждого сплава снималась кривая нагрева и охлаждения, определялись критические точки.





Характер износа рабочей фаски седел выпускных клапанов после стендовых испытаний:

*a* — материал седла — хромистый чугун с присадкой молибдена, HRC 50—60, двигатель М-21Д, работа на стенде в течение 596 ч; *b* — материал седла — нирезист, HB 230—255, двигатель М-21Д, работа на стенде в течение 605 ч;  $n = 4000$  об/мин, полное открытие дроссельной заслонки.

Таким образом, по коэффициентам теплового расширения наиболее близким к материалу головки блока находится сплав типа нирезист.

## Антикоррозийная и износостойкая обработка железокерамических материалов

В. А. ТИТОВ, Л. Н. САКСОНОВА

Московский институт стали

ОДНОЙ из причин, ограничивающей внедрение в машиностроение, в частности в автомобильную промышленность, металлокерамических деталей на железной основе, является их низкая коррозионная стойкость. Повышенная склонность пористого материала к коррозии обусловлена его проницаемостью и более развитой, чем у компактных материалов, поверхностью, участвующей в реакции.

Существуют методы защиты пористой металлокерамики (азотирование, термохромирование и др.), которые заметно повышают ее механические и антикоррозийные свойства. Однако наиболее простым и экономичным методом получения антикоррозийных и износостойких пленок является оксидирование в перегретых парах воды. Этот метод, обладающий многими достоинствами, достаточно хорошо изучен для компактных материалов и получил широкое распространение в технике [1], [2]. О применении паротермического оксидирования для повышения износостойкости и защиты от коррозии пористых материалов в литературе дано очень мало сведений [3]—[6].

Было проведено исследование процесса оксидирования пористой металлокерамики на железной основе типа ЖГ-1,5 в перегретых парах воды и изучены некоторые физико-химические свойства полученных окисных пленок, что позволило рекомендовать оптимальный режим оксидирования изделий из этого материала для промышленного использования.

Оксидение железа в парах воды происходит или в результате взаимодействия его с возникающим при диссоциации паров воды кислородом, или путем прямой реакции с образованием гидроокисей и окисей [7], [8]. При этом в отличие от окисления металла на воздухе в водяных парах до температуры 570° оно сопровождается образованием на его поверхности почти одного магнетита, а выше этой температуры — двух окислов магнетита и вюстита, вследствие того, что гематит, обладающий значительной упругостью диссоциации в парах воды, почти полностью распадается.

Оксидение компактных и металлокерамических материалов протекает по общим законам с той разницей, что для последней кинетическая зависимость (рассчитанная по увеличению веса) несколько искажается из-за участия в окислении не только видимой — наружной поверхности, но и внутренней

поверхности пор сплава. Это приводит к кажущемуся увеличению константы скорости окисления и несоответствию толщины окисной пленки, измеренной с помощью микроскопа и рассчитанной по увеличению веса.

В связи с этим скорость общего (наружной и внутренней поверхности) окисления пористого материала, каким является металлокерамика, удобнее выражать через объем окислов, который рассчитывался по формуле

$$V_{\text{общ}} = \frac{\Delta g}{\gamma} 10^3 \text{ мм}^3,$$

где  $\Delta g$  — привес образца в г;

$\gamma$  — удельный вес оксида ( $\gamma_{\text{Fe}_3\text{O}_4} = 5,2$ ;  $\gamma_{\text{FeO}} = 5,7$ ).

Толщина пленки  $\delta_n$ , возникшей на наружной поверхности, определялась по шлифам с помощью микроскопа. Для расчета внутреннего окисления (поверхности пор) определялся объем окислов, возникших на наружной поверхности образца, по формуле

$$V_n = \delta_n \cdot S_n,$$

где  $V_n$  — объем окислов, возникающих на наружной (видимой) поверхности, в  $\text{мм}^3$ ;

$S_n$  — наружная (видимая) поверхность образца в  $\text{мм}^2$ .

По объему общего и наружного окисления материала определялся объем его внутреннего окисления. Качественный состав пленки определялся рентгенографическим анализом по методу отражения от шлифа в обычной камере для съемки поликристаллических объектов.

Количественные соотношения различных окислов в пленке принимались на основе ранее опубликованных данных [7]—[11]. В первом приближении считалось, что до температуры окисления 570° пленка состоит из одного оксида  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ . Интенсивное образование фазы FeO при температурах окисления выше 570° приводит к следующему соотношению толщин окислов: для 600°  $\text{FeO}:\text{Fe}_3\text{O}_4 = 1:1$ , для 700°  $\text{FeO}:\text{Fe}_3\text{O}_4 = 7:1$ .

Тонкую пленку  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ , обнаруженную рентгенографически при исследованных температурах окисления, образовавшуюся, очевидно, в результате окисления на воздухе при остывании образцов, в расчетах не учитывали.

### Выводы

Стендовые испытания показали, что седла клапана из чугуна типа нирезист и из молибденистого чугуна (стандартные седла) имели примерно одинаковую износостойкость. За 600—700 ч работы на стенде седла имели небольшой износ и оставались пригодными к дальнейшей работе. Физико-механические и литейные свойства сплава типа нирезист обеспечивают нормальную работу двигателя.

В настоящее время на Горьковском автозаводе производится подготовка для перехода на изготовление седел клапанов из сплава типа нирезист на все двигатели.

Исследование проводилось на плоских образцах размером 31×21×5 мм, полученных прессованием смеси железного порошка и 1,5% графита с последующим спеканием в атмосфере водорода при температуре 1130°.

Химический состав экспериментального материала ЖГ-1.5 в % следующий:

Углерод и графит (общее количество) . . . . .	1,02—1,2
Кремний . . . . .	0,13
Марганец . . . . .	0,58
Фосфор . . . . .	0,015
Сера . . . . .	0,029

Пористость металлокерамики, определенная методом гидростатического взвешивания, составляла 20%.

Установка и технология паротермического оксидирования черных металлов описаны ранее [2], [11].

На рис. 1, а в координатах  $V_{общ}$  —  $\tau$  приведены результаты исследования кинетики окисления металлокерамики

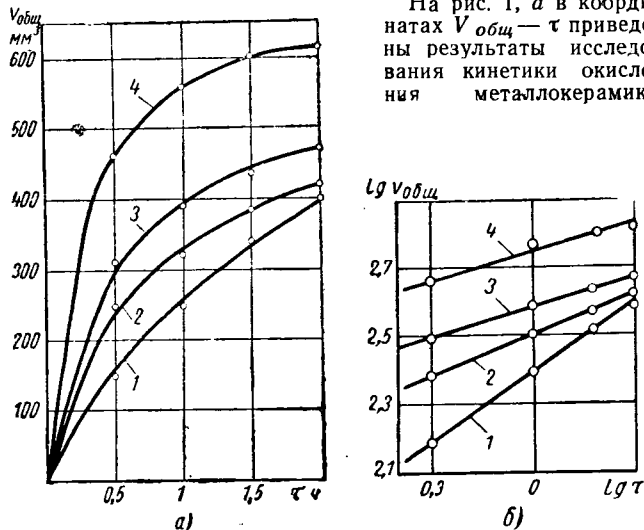


Рис. 1. Кинетика общего (поверхностного и внутреннего) окисления металлокерамики ЖГ-1,5 в атмосфере водяного пара в координатах  $V_{общ}$  —  $\tau$  и  $lg V_{общ}(V_{общ})$  —  $lg \tau$ .

ЖГ-1,5 в перегретых парах воды при температурах 400, 500, 600 и 700°.

Характер кривых 1, 2, 3 соответственно для первых трех значений температуры показывает, что общее окисление железнографита протекало по параболическому закону, тогда как при температуре 700° наблюдалась логарифмическая зависимость общего окисления (кривая 4). Спрямление кривых 1, 2, 3 в координатах  $lg V_{общ}$  —  $lg \tau$  и кривой 4 в координатах  $V_{общ}$  —  $lg \tau$  (рис. 1, б) позволило найти константы уравнений (табл. 1):

$$V_{общ}^n = k_1 \tau; \quad V_{общ} = k_2 lg \tau + k_3.$$

t в °C	Константы			
	n	k <sub>1</sub>	k <sub>2</sub>	k <sub>3</sub>
400	1,5	4,1 · 10 <sup>8</sup>	—	—
500	2,5	2,0 · 10 <sup>8</sup>	—	—
600	3,3	3,5 · 10 <sup>8</sup>	—	—
700	—	—	2,3 · 10 <sup>5</sup>	5,5 · 10 <sup>3</sup>

Анализ полученных результатов указывает на то, что при температуре 400° окисление железнографита протекало при кинетическом и диффузионном контроле. Дальнейшее увеличение степенного показателя до значений 2,5 и 3,3 соответственно при температурах окисления 500 и 600° можно объяснить постепенным нарастанием торможения скорости двусторонней диффузии металла и газа вплоть до изменения параболической зависимости окисления на логарифмическую.

при температуре 700°. На первый взгляд полученные результаты противоречат зависимости окисления обычных компактных железных материалов. Однако это можно объяснить тем, что с повышением температуры поры, лежащие у поверхности образца, сравнительно быстро закупориваются продуктами окисления, поэтому проникновение газа по всему объему образца сильно затормаживается. Несмотря на то, что при температуре 700° наружная поверхность окисляется быстрее, скорость общего привеса в результате возникающих окислов при этой температуре по всему объему железнографита уменьшается.

Таким образом, наблюдаемое торможение окислению пористого материала следует относить не столько за счет роста окисной пленки на геометрической поверхности образца, как это бывает у компактных материалов, сколько за счет скорости окисления внутренней поверхности пор.

В самом деле закономерность роста окисной пленки на поверхности образца в первом приближении подчиняется линейному уравнению при температуре окисления 400 и 500° (рис. 2, соответственно линии 1, 2). Для этих температур характерно наличие поверхностной, проницаемой окисной пленки и пленки по всему объему внутреннего окисления — поверхности пор материала (рис. 3). Лишь при дальнейшем увеличении температуры по мере ускорения закупорки пор, лежащих близко к наружной поверхности образца, наблюдается возрастающее с температурой и временем торможение внутреннего окисления и рост толщины наружной пленки (рис. 2, кривые 3, 4).

Отношение количества окислов, образовавшихся в порах внутри образца, к количеству окислов на геометрической (видимой) поверхности образца при всех исследованных темпе-

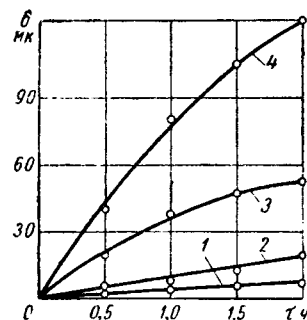
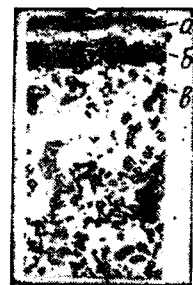


Рис. 2. Кинетика роста толщины поверхностной пленки δ на металлокерамике ЖГ-1,5 в атмосфере водяного пара.

Рис. 3. Микршлиф (до травления) оксидированной металлокерамики ЖГ-1,5 при температуре 500° в течение 1 ч (× 200):



а — слой никеля, нанесенный химическим методом для защиты пленки оксида при полировании; б — оксидный слой на поверхности металлокерамики; в — окислы в порах по объему образца

ратурах и периодах окисления всегда больше единицы, при чем это отношение при относительно низких температурах (400, 500°) в среднем в 7 раз больше, чем при относительно высоких температурах (600, 700°) окисления.

Кинетика внутреннего окисления при исследованных температурах (рис. 4) подтверждает вывод о механизме окисления железокерамических материалов, т. е. при высокой (700°) температуре полная закупорка пор наступает приблизительно после 1 ч окисления (кривая 1), тогда как при более низких температурах процесс заполнения каналов окислами не заканчивается даже после 2 ч опыта (кривые 2, 3, 4).

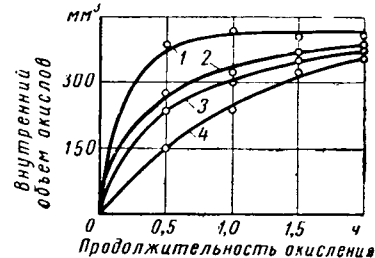


Рис. 4. Кинетика внутреннего окисления металлокерамики ЖГ-1,5 в атмосфере водяного пара

Визуальное исследование образцов показало, что их поверхность после оксидирования при температуре 400 и 500° приобретает ярко-синее окрашивание с металлическим блеском. При температуре 600—700° цвет поверхности образцов темнеет, постепенно исчезает металлический блеск. С увеличением выдержки при температуре 700° на поверхности появляется шероховатость.

Для оценки качества оксидной пленки большое значение имеет ее пористость. Степень пористости оксидных пленок зависит от температуры и продолжительности оксидирования. Наибольшая пористость оказалась у пленки, которая была получена оксидированием железографита при температуре 400° (рис. 5, а). С увеличением температуры оксидирования до 500 и 600° пористость пленок заметно уменьшается (рис. 5, б, в).

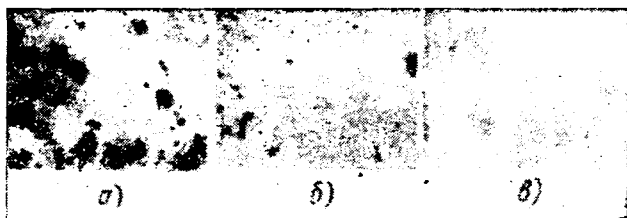


Рис. 5. Влияние температуры оксидирования на степень пористости оксидной пленки.

Пористые пленки не защищают от коррозии железографит. Уже через сутки испытания в порах пленки возникают очаги коррозии (рис. 6, а, б). Однако пленка без пор, полученная

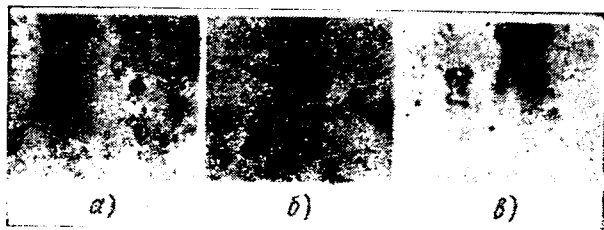


Рис. 6. Внешний вид образцов оксидированной металлокерамики после коррозионного испытания в 0,01 н. водном растворе NaCl:

а — температура оксидирования 400°, продолжительность оксидирования 0,5 ч, продолжительность испытания — одни сутки; б — температура оксидирования 500°, продолжительность оксидирования 0,5 ч, продолжительность испытания — одни сутки; в — температура оксидирования 500°, продолжительность оксидирования 1,5 ч, продолжительность испытания 26 суток.

оксидированием образцов в течение 1,5 ч при температуре 500°, в жестких условиях испытания (при погружении образцов в 0,01 н. водный раствор NaCl) становится пористой через 26 суток испытания (рис. 6, в) и перестает защищать сплав от коррозии. При увеличении времени испытания коррозия металла усиливается как за счет увеличения числа очагов, так и за счет расширения их площади.

На образцах, оксидированных при температурах 500° в течение 2 ч и 700° в течение 0,5 ч, даже за 26 суток испытания не обнаружено очагов коррозии, что указывает на совершенную пленку, получаемую в этих условиях обработки.

В московской водопроводной воде оксидированный железографит даже при сравнительно низкой температуре (400°) и малой продолжительности (0,5 ч) не показал заметных очагов коррозии за 50 суток испытания.

Оксидированные образцы, затем пропитанные маслом, не корродируют за такой же период испытания в 0,01 н. растворе NaCl. Это указывает на значительную адсорбцию масла на оксидных пленках и высокие защитные свойства их после пропитки.

Параллельно коррозионным испытаниям проведены электрохимические исследования оксидированного железографита.

Анализ кривых изменения электродного потенциала во времени в 0,01 н. растворе NaCl показывает, что оксидные пленки заметно облагораживают поверхность железографита. У неоксидированного образца понижение значения потенциала свидетельствует об активном протекании процесса ионизации железа в начале опыта, который затем тормозится возникающими на поверхности образца продуктами коррозии.

Торможения анодного процесса на образцах с пористой оксидной пленкой за время опыта не наступает. На более совершенных пленках даже в жестких условиях испытания довольно быстро стабилизируется значение электродного потенциала, что практически показывает на отсутствие коррозионного процесса.

Более положительные значения потенциалов наблюдаются у образца с пленкой, в которой преобладающим окислом является магнетит. Это косвенно дает основание считать, что в противоположность воститным пленкам магнетитные пленки обладают более высокими антикоррозионными свойствами

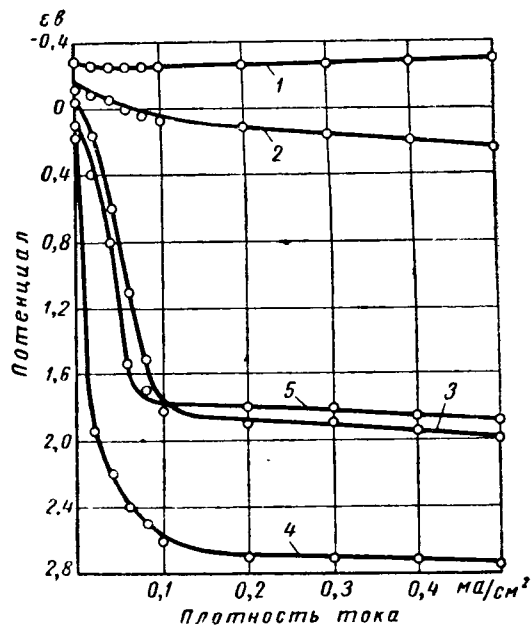


Рис. 7. Анодная поляризация металлокерамики ЖГ-1,5 в 0,01 н. растворе NaCl.

Анодная поляризация неоксидированной пористой поверхности железографита в 0,01 н. растворе NaCl уже при плотности тока 0,1 мА/см<sup>2</sup> начинает активировать коррозионный процесс (рис. 7, кривая 1). Пленка, полученная при температуре оксидирования образца 400°, достаточно пористая, поэтому для него даже при максимальной плотности тока (0,5 мА/см<sup>2</sup>) не наблюдается резкого торможения анодного процесса (кривая 2), как это наблюдается у образцов с пленками, полученными при температурах оксидирования 500, 600 и 700° (соответственно кривые 3, 4 и 5). Токи анодной пассивности для этих образцов мало отличаются между собой и указывают на высокие защитные свойства пленок. Пассивирование образца с пленкой, полученной при температуре оксидирования 600°, наступает при меньшей анодной плотности тока и заметно большем смещении потенциала в положительном направлении, чем у образца с пленкой без пор, полученной при 700°. Это связано с воститной фазой, которая в первом случае (600°) начинает возникать в оксиде, тогда как во втором случае (700°) оксидная пленка содержит в основном востит, который не успевает разложиться. Из коррозионных и электрохимических исследований пленки следует, что магнетит в ней является наиболее желательным составляющим окислом.

Интересные результаты были получены при исследовании механических свойств оксидной пленки. На машине сухого трения (опыты проводились на Московском автозаводе имени Лихачева) определялись прочность сцепления пленки с поверхностью железографита и ее противозадирные свойства. Отличным сцеплением с железографитом обладают пленки, полученные после оксидирования в течение 2 ч в перегретых

парах воды при температуре 400, 500 и 600°. Пленки, полученные за такое же время оксидирования при температуре 700°, имели повышенную склонность к отслаиванию. Это объясняется, по-видимому, наличием в сравнительно толстых пленках значительных внутренних напряжений [12].

На неоксидированных образцах при нагрузке  $1 \text{ кг/см}^2$  уже через 5 мин испытания возникали задиры, тогда как на образцах, оксидированных в течение 1 и 1,5 ч при температуре 400, 500, 600 и 700°, даже после 40 мин испытания при нагрузке  $2 \text{ кг/см}^2$  задиров не наблюдалось.

Количественная оценка износостойкости оксидной пленки проводилась с помощью машины Шкода-Савин в институте физической химии АН СССР. Оксидные пленки на железуграфите, полученные за 2 ч оксидирования при температуре 400°, обладают износостойкостью, равной  $0,98 \text{ мм}^3 \cdot 10^{-3}$  — такой же, как у стали ШХ15. С повышением температуры оксидирования до 500° увеличиваются внутренние напряжения в пленке, поэтому значение ее износостойкости несколько понижается, но еще остается большим по сравнению с образцами неоксидированного железуграфита. За то же время оксидирования при температуре 600 и 700° износостойкость оксидных пленок резко понижается, что связано с увеличением внутреннего напряжения и появлением в оксиде менее твердой воститной фазы.

### Выводы

1. Объемное (наружное и внутреннее) окисление железокерамики протекает по параболическому (при температурах 400, 500 и 600°) и логарифмическому (при температуре 700°) законам, что связано с изменением скорости внутреннего окисления поверхности пор.

2. Коррозийные и электрохимические испытания показали, что на железокерамике, оксидированной в течение 1,5 ч при температуре 500°, возникает оксидная пленка с достаточно высокими антикоррозийными показателями и электрохимическими характеристиками.

3. Прочное сцепление с поверхностью железокерамики, высокие противозадирные свойства и износостойкость имеют оксидные пленки, полученные при паратермическом оксидировании в течение 1—1,5 ч при температуре 400—500°.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Spandler F. L. «Stell», т. 136 (19), 1955.
2. Титов В. А., Гомзякова С. И. «Станки и инструмент», № 10, 1962.
3. Spandler F. L., Lackey M. E., The Iron Age, т. 180, № 5, 1957.
4. Spandler F. L. «Iron Powder, Materials and Methods», т. 42, № 6, 1955.
5. Lenel F., «Iron Age», т. 148, 1941.
6. Цукерман С. А., Порошковая металлургия, Изд АН СССР, 1958.
7. Архаров В. М., Окисление металлов, Металлургия, 1947.
8. Кубашевский О., Гопкинс Б., Окисление металлов и сплавов, изд-во иностр. лит., 1955.
9. Гауффе К. Механизм окисления сплавов. Успехи физики металлов, вып. 1, Металлургия, 1956.
10. Тихомиров В. И. и др. Ученые записки ЛГУ, № 175, в. 14, Серия химических наук, 1954.
11. Ипатьев В. В., Сибирская В. В. Ученые записки ЛГУ, № 227, в. 17, Серия химических наук, 1957.
12. Peters F. K., Engeell H. J. «Archiv für Eisenhüttenwesen», т. 30, № 5, 1959.

## Исследование титанокорундовых и алмазных паст для доводки отверстий в прецизионных деталях

Канд. техн. наук А. И. ПАВЛЮЧУК, Б. Н. КИРИЛЛИН

Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ прецизионных деталей дизельной топливной аппаратуры доводочные операции являются наиболее трудоемкими и ответственными. Так как производительность доводочных операций в значительной мере зависит от рода и величины абразивных зерен, свойств несущей среды пасты, материала притира, режимов обработки (удельное давление, скорость перемещения обрабатываемой поверхности относительно притира) и свойств обрабатываемого материала, то одним из свойств интенсификации процесса является применение более производительных абразивов и оптимальных компонентов пасты.

Доводка прецизионных деталей топливной аппаратуры имеет свои специфические особенности, определяемые высокой точностью геометрической формы обрабатываемых поверхностей отверстия и вала.

На заводах, производящих дизельную топливную аппаратуру, абразивная смесь готовится в виде паст, которые при работе наносятся на поверхность чугунного притира.

По назначению доводочные пасты, применяемые на заводах топливной аппаратуры, можно разделить на три основные группы:

1. Пасты с абразивом зернистостью от 20 до 60 мк для выполнения предварительных доводочных операций и снятия оранки (табл. 1).

2. Пасты с абразивом зернистостью 5—14 мк для последующих доводочных операций с обеспечением 9—10-го класса чистоты обработанной поверхности (табл. 2).

3. Пасты с абразивом зернистостью 1—3 мк для окончательной доводки прецизионных деталей с обеспечением 11—12-го класса чистоты поверхности и высокой точности обработки (табл. 3).

В качестве абразива применяются в основном порошки электрокорунда (ГОСТ 3647-59) или, для отделочных операций, мелкодисперсная окись алюминия, прокаленная при температуре 950—1100°.

Таблица 1

Состав пасты	ЛКЗ		НЗТА			ХТЗ		ХЗТМ им. Малышева		ЧТЗ		
	М28	М20	М28	М28	6 (180)	М28	М40	М28	5—3 (240—320)	М20	5 (240)	5 (240)
Зернистость абразива ГОСТ 3647-59 (в скобках данные в мешках) . . . . .												
Электрокорунд в % . . . . .	70	52	55	55	55	49	50	69	70	28	61	38
Окись хрома в % . . . . .	—	—	—	—	—	16	19	—	—	28	5	23
Олеиновая кислота в % . . . . .	20	30	22	—	25	20	—	6	14	28	6	—
Говяжье сало в % . . . . .	—	—	—	25	—	—	—	—	—	—	14	—
Стеарин в % . . . . .	—	18	18	20	15	7	28	—	4	12	—	35
Парафин в % . . . . .	9	—	—	—	—	7	—	10	—	—	—	—
Керосин в % . . . . .	1	—	5	—	5	1	3	—	—	4	14	4
Авиамасло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	15	12	—	—	—

Содержание абразива в грубых и средних пастах, снимающих значительные припуски, составляет 50—80%, а в тонких пастах 15—20% (в некоторых случаях до 50%). Особое место занимают пасты для сглаживания прецизионных деталей. Ввиду того, что в процессе сглаживания происходит незначительное снятие припусков с целью исправления погрешности геометрической формы и получения минимального зазора, указанные пасты имеют зернистость абразива в пределах

Таблица 2

Состав пасты	ЛКЗ			НИТИ			НЗТА			ХТЗ			ХЗТМ им. Малышева			ЧТЗ			Завод в ГДР
	М5	М4	М7	М10	М7	М10	М14	М7	М14	М7	М10	М14	М7	М10	М14	М7	М14	М14	
Зернистость абразива . . .	70	—	44	52	36	50	53	69	69	70	50	20	28	33	—	—	—	—	33
Электрокорунд . . . . .	—	58	24	—	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Оксид хрома в % . . . . .	20	—	—	30	36	36	35	6	6	20	—	30	28	—	—	—	—	—	—
Олеиновая кислота в % . . . . .	—	4	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Вазелин 33
Воск или церезин в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Стеарин в % . . . . .	—	11	9	18	10	14	12	—	—	10	—	30	12	—	—	—	—	—	—
Парафин в % . . . . .	9	22	15	—	—	—	—	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Керосин в % . . . . .	1	5	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4	—	—	—	—	—	—
Костное масло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	50	—	—	—	—	—	—	—	—
Касторовое масло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Авиамасло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	15	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Веретенное масло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	34

Центральным научно-исследовательским институтом топливной аппаратуры проведены исследования процесса доводки титанокорундовыми пастами отверстия гильзы плунжерной пары автомобильной насос-форсунки, изготавливаемой заводом «Ленкарз» из азотируемой стали марки 25Х5МА. Твердость азотированного слоя HV820-1000.

С целью получения легко сравниваемых результатов состав жировой основы паст оставался таким же, как и для серийных паст, изготавливаемых заводом «Ленкарз». Идентичными оставались и другие факторы: режимы обработки,

Таблица 3

Состав пасты	ЛКЗ			НЗТА			ХТЗ			ХЗТМ им. Малышева		
	М1	М3	М3	М3	М3	М3	М3	М3	М3	М3	М3	
Зернистость абразива	14	52	55	18	17	53	—	—	—	—	—	
Оксид алюминия в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Оксид хрома в % . . . . .	14	—	25	35	35	12	—	—	—	—	—	
Олеиновая кислота в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Говяжье сало в % . . . . .	46	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Стеарин в % . . . . .	—	16	9	31	32	18	—	—	—	—	—	
Парафин в % . . . . .	14	—	5	8	8	—	—	—	—	—	—	
Керосин в % . . . . .	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Костное масло в % . . . . .	—	—	6	8	8	17	—	—	—	—	—	
Касторовое масло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Таблица 4

Состав пасты	ЛКЗ			НЗТА			ХТЗ			ХЗТМ им. Малышева			ЧТЗ		
	М1	М3	М3	М1 (3)	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	М1-3	
Зернистость абразива	1,5	1,0	—	3	25	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	
Оксид алюминия в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Оксид хрома в % . . . . .	5,5	47	—	47	32	60	—	—	—	—	—	—	—	—	
Олеиновая кислота в % . . . . .	69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Говяжье сало в % . . . . .	—	41	—	40	21	36,5	—	—	—	—	—	—	—	—	
Стеарин в % . . . . .	12	—	—	—	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Парафин в % . . . . .	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Керосин в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Касторовое масло в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Костное масло в % . . . . .	—	11	—	10	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

1—3 мк и его содержание в пасте составляет 1—6% (табл. 4).

Режущая способность абразивных паст в значительной мере зависит от физико-механических свойств самого абразива.

Абразивные порошки, главным образом электрокорундовые, для грубых и средних доводочных паст заводы получают готовыми в соответствии с ГОСТом 3647-59, а абразивный порошок для тонких паст зернистостью 1—3 мк приготавливается на самих заводах из окиси алюминия (ГОСТ 5912-54).

Для получения абразивов с более высокими режущими свойствами во ВНИИАШ разработана технология и получен в лабораторных условиях титанистый электрокорунд, обладающий по сравнению с нормальным электрокорундом повышенными режущей способностью и физико-механическими свойствами (табл. 5).

Таблица 5

Абразив	Абразивная прочность в % к эталону из монокорунда	Механическая прочность при раздавливании в %	Микротвердость в кг/мм <sup>2</sup>
Титанистый электрокорунд . . . . .	105,4	76	2200—2300
Нормальный электрокорунд . . . . .	100,3	67	1900—2150
Белый электрокорунд . . . . .	89	82,5	2380—2400

квалификация рабочего и т. п.

Для проведения испытаний были приготовлены пасты для предварительной доводки с титанокорундовыми порошками зернистостью М40; М28; М20 и М5 и пасты для окончательной доводки с титанокорундовым порошком зернистостью М1.

В процессе исследования сравнивались два основных фактора: производительность процесса (в шт/ч) и качество обработки, характеризующееся в основном классом чистоты обработанной поверхности.

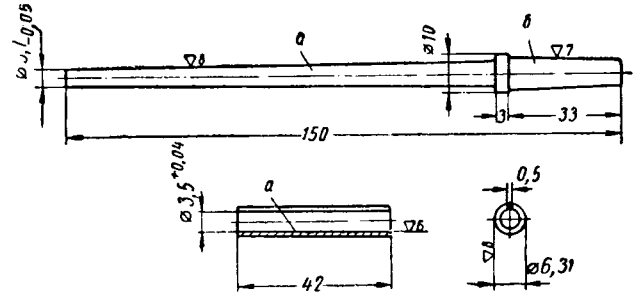


Рис. 1. Чугунные режущие притиры на конусных оправках.

Обработка производилась на вертикально-доводочном станке типа «Койман» чугунными режущими притирами на корпусных оправках при конусности 1 : 50 (а) и конусе Морзе NО (б) (рис. 1) работницей средней квалификации.

Для испытаний одновременно отбиралось по 200 гильз, которые затем подвергались доводке титанокорундовыми пастами различной зернистости. Всего обработано около 5000 деталей.

Шероховатость обработанной поверхности определялась на профилометре фирмы Браш, для чего от каждой партии отбиралось по 10 деталей.

Средние величины результатов испытаний, а также результаты обработки закаленной стали ХВГ титанокорундовыми пастами по данным НИИ тракторосельхозмаша приведены в табл. 6. По данным табл. 6 построен график в логарифмической координатной системе (рис. 2). Математическая зависи-

Таблица 6

Зернистость титанокорунда	Сталь 25Х5МА азотируемая		Сталь ХВГ закаленная
	Высота неровностей R <sub>z</sub> в мк	Класс чистоты поверхности	Класс чистоты
М40 . . . . .	0,80	10а	10в—11а
М28 . . . . .	0,75	10а	11б—11в
М20 . . . . .	0,63	10б	—
М14 . . . . .	—	—	11в—12а
М5 . . . . .	0,26	11в	—
М1 . . . . .	0,19	12а	—

мость между высотой микронеровностей и величиной зерен при обработке данных табл. 6 выражается формулой

$$R_z = 0,19 \cdot d^{0,39},$$

где  $R_z$  — высота микронеровностей в мк (ГОСТ 2789-59);  $d$  — размер зерна основной фракции абразивного порошка в мк.

Указанная формула справедлива только для условий, близких к тем, при которых проводились испытания.

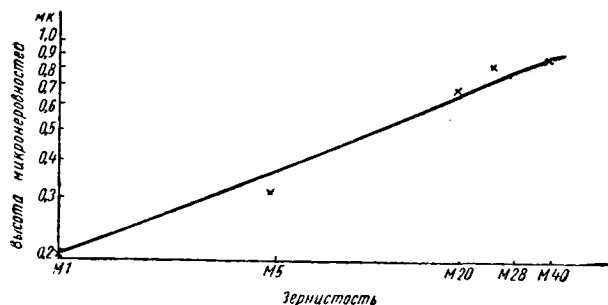


Рис. 2. Результаты обработки закаленной стали ХВГ титанокорундовыми пастами (в логарифмических координатах).

Анализируя данные табл. 6, необходимо отметить, что изменение величины зернистости в области крупных микропорошков незначительно влияет на изменение шероховатости и только при зернистости M20 и ниже это влияние достаточно заметно. Данные о шероховатости поверхности, полученные в НИИТракторосельхозмаши на стали ХВГ, при испытаниях азотированной стали не подтвердились, так как пастой с зернистостью титанокорундового порошка 5 мк чистоты поверхности выше 11-го класса получить не удалось.

С целью получения более высокого класса чистоты поверхности в пасты с порошками зернистостью 5 и 1 мк производились добавки окиси хрома, однако ожидаемых результатов не получено.

В процессе испытаний установлено, что на операциях предварительной доводки гильз применение одной титанокорундовой пасты 20 мк вместо корундовых паст 28 и 5 мк повышает производительность труда на 30—40%.

По данным НИИТракторосельхозмаши при обработке плунжерных гильз, изготовленных из стали ХВГ, титанокорундовыми пастами 40 мк машинное время доводки сокращается в 2 раза (со 100 до 50 сек на одну гильзу).

Испытания титанокорундовой пасты M40 указанного состава по рекомендации ЦНИТА проведены также на станции технической помощи в г. Днепропетровске при доводке хромированных плунжеров. При этом установлено, что производительность титанокорундовой пасты выше производительности обычной корундовой пасты на 40—50%.

Шероховатость поверхности в обоих случаях удовлетворяла предъявляемым требованиям и находилась в пределах 10-го класса.

Таким образом, титанокорундовые пасты вследствие более высокой режущей способности зерен дают возможность увеличить производительность обработки и улучшить чистоту поверхности в пределах до одного класса.

Поэтому производство титанокорундовых порошков, осуществляемое в настоящее время в лабораторных условиях, должно быть организовано в объеме, удовлетворяющем потребности промышленности.

На основании выполненных исследований можно рекомендовать следующий состав титанокорундовых паст для черновой и предварительной машинно-ручных доводок отверстий в гильзах плунжерных пар: 60—70% титанокорундового порошка, около 20% олеиновой кислоты, около 10—15% стеарина или парафина и до 5% керосина для получения необходимой консистенции пасты.

Процентное содержание абразива в пастах будет зависеть от скорости вращения и скорости возвратно-поступательного движения притира, а также соотношения интенсивности съема металла и исправления погрешностей геометрической формы отверстия. Если скорость удаления металла превышает скорость исправления погрешностей геометрической формы, то содержание абразива в пасте должно быть уменьшено.

С целью повышения производительности на операции спаривания и качества ее выполнения проведены испытания паст, содержащих вместо окиси алюминия алмазный порошок зернистостью 1—1,5 мк.

Испытанию подвергались пасты следующего состава (в % по весу):

1. Алмазный порошок зернистостью 1 мк	1
Олеиновая кислота	20
Стеарин	47
Животный жир	32
2. Алмазный порошок зернистостью 1,5 мк	0,5
Окис алюминия зернистостью 1 мк	5,5
Олеиновая кислота	20
Стеарин	47
Животный жир	27

Указанными пастами в производственных условиях непосредственно на рабочих местах подвергнуто спариванию около 2000 плунжерных пар.

В процессе исследования проверялись следующие параметры: повышение производительности рабочего в процентах к средней выработке по старой технологии, процент годных и бракованных плунжерных пар, гидравлическая плотность пар, шероховатость поверхности отверстия гильзы и плунжера до и после спаривания.

В результате проведенных исследований установлено следующее:

1. При использовании алмазных паст с содержанием алмазного порошка зернистостью 1 мк и весовым содержанием 1% производительность труда рабочего повышается на 20%, а средняя гидравлическая плотность для пар AP20 составляет 20,7 сек при норме 9—33 сек. При спаривании серийной пастой зернистостью 1 мк из окиси алюминия средняя гидравлическая плотность составляет 14,5 сек. Класс чистоты поверхности равен исходному (12-й класс) или ниже, но не более чем на один разряд.

2. При использовании абразивно-алмазной пасты из 5,5% окиси алюминия и 0,5% алмазного порошка зернистостью 1,5 мк достигнуто повышение производительности на 18%, а средняя гидравлическая плотность пар AP-20 составила 20,2 сек. Кривые распределения гидроплотностей плунжерных пар, спаренных алмазными пастами, приведены на рис. 3

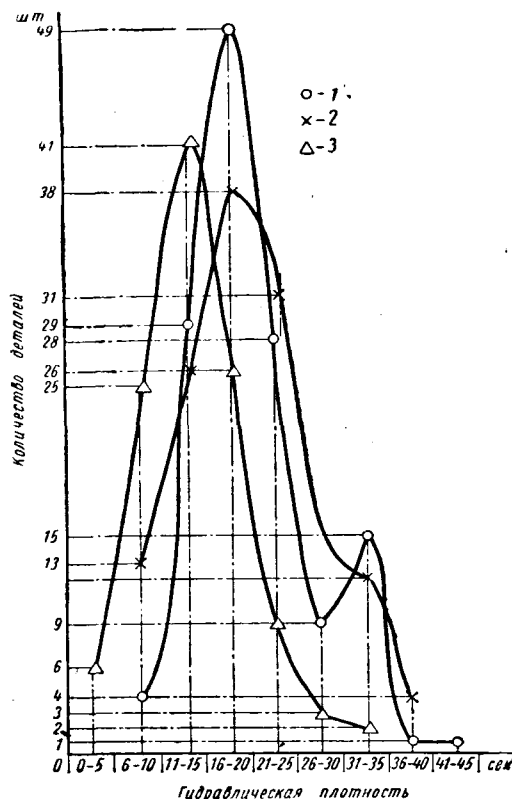


Рис. 3. Распределение гидроплотностей плунжерных пар, спаренных алмазными пастами:

1 — спаривание алмазной пастой M1; 2 — спаривание алмазной пастой M1,5; 3 — спаривание серийной пастой.

На основании проведенных испытаний НИИАлмазом утверждены временные нормы расхода алмазных порошков для выполнения операции спаривания в количестве 0,0025 карата на одну пару прецизионных деталей топливной аппаратуры (1 карат равен 0,205 г).

**Выводы**

1. Использование в доводочных пастах титанокорундовых порошков дает возможность увеличить производительность труда при доводке прецизионных деталей на 30—40%.
2. Доводочные пасты, изготавливаемые заводами по своим

рецептам, имеют неоправданно большое разнообразие компонентов, в связи с чем необходимо провести их унификацию.

3. С целью повышения производительности на операциях предварительной доводки целесообразно устанавливать содержание абразива в пастах в пределах 60—70%.

4. Содержание абразива в пастах и ручном спаривании должно быть в пределах 4—6%, а при машинно-ручном или машинном спаривании в пределах 1—2%.

5. Применение алмазных паст с использованием алмазных порошков зернистостью M1 и M1,5 в количестве 1—2% для выполнения операции спаривания повышает производительность труда на 20% и увеличивает гидроплотность плунжерных пар на 20—30%.

**Унификация ножей к сборным фрезам**

**И. П. ЛЕВИЦКИЙ**

Минский автозавод

НА МИНСКОМ автозаводе после успешной унификации резцов в 1955—1957 гг. осуществлена унификация ножей к сборным фрезам и некоторым другим видам сборного инструмента. Работа выполнена конструкторским бюро инструментов Отдела главного технолога.

В результате унификации номенклатура ножей (за исключением фасонных) уменьшена более чем в 4 раза. Так, если прежде для торцовых, двусторонних, трехсторонних фрез, некоторых сборных зенкеров, цековок и разверток требовалось 63 типоразмера ножей, то теперь достаточным оказалось 14 типоразмеров пластин твердого сплава, необходимо было 18 форморазмеров, теперь их только 8.

При унификации были поставлены следующие задачи:

- 1) уменьшить количество типоразмеров ножей;
- 2) сократить количество типоразмеров применяемых пластин твердого сплава и исключить малоприменяемые типоразмеры;
- 3) значительно усовершенствовать технологию изготовления ножей с целью повышения производительности труда и качества ножей;
- 4) устранить поломки и выкрашивания пластин твердого сплава, увеличить стойкость ножей за счет улучшения формы фрез и увеличить жесткость ножей;
- 5) улучшить конструкцию корпусов с целью увеличения их срока службы и уменьшить трудоемкость их изготовления;
- 6) улучшить планирование в инструментальном отделе;
- 7) снизить себестоимость ножей.

Для уменьшения количества типоразмеров ножей был проведен анализ применяемости и расхода каждого типоразмера ножа в течение года, а также всех линейных размеров и углов ножа. Количество типоразмеров ножей для фрез по ГОСТу, по нормалам других заводов и ВНИИ довольно велико. Размеры ножей находятся в прямой зависимости от диаметров

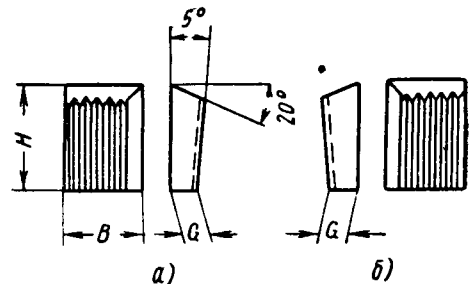
фрез. Возможно, что при централизованном изготовлении ножей большими партиями на специализированных инструментальных заводах такое количество и оправдано. При полном обеспечении нужд заводов централизованным путем, возможно, вопрос так остро бы и не стал.

В настоящее время Минский автозавод вынужден изготавливать ножи у себя в инструментальном цехе.

Так как диапазон диаметров применяемых фрез большой (75—350 мм), обеспечить все фрезы ножами отдельного завода очень трудно в силу различных, очень неравных потребностей в отдельных ножах.

Особенно это ощущалось на ножах, которых требовалось меньшее количество, но нужных для обеспечения технологическим инструментом. Ножи эти в первую очередь подлежали унификации.

Анализ применяемости ножей в зависимости от диаметров фрез показал, что для торцовых фрез, оснащенных пластинками твердого сплава диаметрами 75—300 мм достаточно иметь два правых (а) ножа для правых фрез и два левых (б) ножа для левых фрез (рис. 1). Для этих ножей соответственно достаточно иметь по две пластинки твердого сплава. Эти же ножи применяются для двусторонних правых и левых фрез.

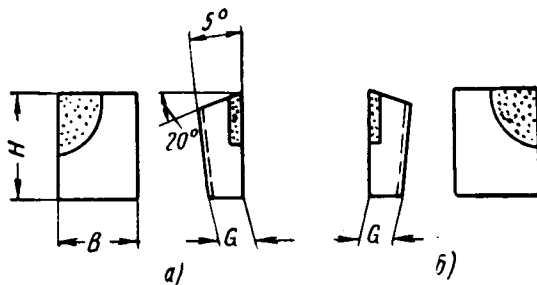


№ ножа		H	B	G
правого	левого			
1	2	25	16	6,72
3	4	32	24	7,72
5	6	40	35	9,72

Рис. 2.

Для торцовых фрез с быстрорежущими ножами оказалось достаточно иметь три правых ножа и три левых ножа для всего диапазона диаметров (до 350 мм). Эти же ножи правые (а) и левые (б) применяются для двусторонних и трехсторонних фрез в том же диапазоне диаметров (рис. 2).

Для трехсторонних фрез, оснащенных пластинками твердого сплава диаметрами 110—350 мм и шириной 16—40 мм, предусмотрены только два правых (а) и два левых (б) ножа. Для этих ножей применяется только два размера пластинок твердого сплава (рис. 3).



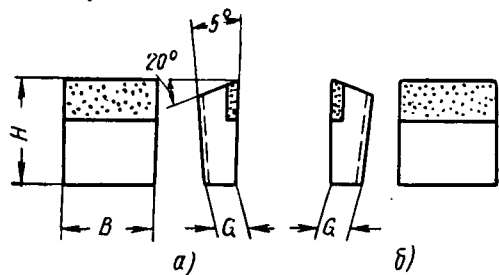
№ ножа		H	B	G	№ пластинок	
правого	левого				правой	левой
1	2	25	16	7,72	2005	2006
3	4	32	24	9,72	2007	2008

Рис. 1.



Работа над унификацией показала, что существующая дифференциация размеров ножей в прямой зависимости от диаметров фрез и размеров пластинок твердого сплава от размеров ножей несостоятельна.

Из рисунков видно, что один и тот же нож успешно применяется для широкого диапазона диаметров.



№ ножа		H	B	G	№ пластинок
право-го	лево-го				
1	2	25	18	7,72	2445
3	4	32	28	9,72	2455

Рис. 3.

И от того, что для меньшего диаметра фрезы применяется большая пластинка твердого сплава, фреза не становится хуже, такая фреза будет служить бóльший срок.

Как показала практика эксплуатации новых унифицированных фрез, толщины (поперечное сечение) ножей, данные в ГОСТе, малы. Ножи имеют малое сечение, и поэтому наблюдалось выкрашивание пластин твердого сплава и частая поломка ножей. Особенно часто это наблюдалось у двусторонних фрез с двугловыми ножами, оснащенными твердым сплавом.

Исходя из этого работники завода увеличили сечения твердосплавных ножей. Для сохранения одинаковых сечений (все-го их три) одновременно были увеличены сечения быстрорежущих ножей. В процессе эксплуатации новых фрез стало ясно, что вопрос устранения поломок был решен.

С увеличением сечения ножей, естественно, появилась необходимость уменьшения количества ножей у каждой фрезы. Сравнительные изменения количества ножей приведены в таблице к рис. 4 (приводится только часть фрез).

Режимы резания (подача на оборот фрезы) были сохранены прежними, и производительность труда не снизилась. Стойкость фрез при этом не уменьшилась. Следовательно, уменьшение количества ножей привело к экономии инструмента.

Увеличение жесткости ножей и изменение геометрии заточки фрез привели к увеличению стойкости их. На рис. 4 показана новая и старая геометрия заточки фрез.

У новых фрез наклон главной режущей кромки  $\lambda$  положительный, у старых фрез — отрицательный. Такой наклон главной режущей кромки способствует усилению вершины ножа (уменьшению угла заострения).

Кроме того, осевая составляющая усилий резания направлена в сторону заклинивания ножа, что способствует устранению вибраций.

Существенным изменением в конструкции двусторонних фрез явилось, как это видно из рис. 4, замена двугловых ножей одноугловыми, т. е. применение тех же ножей, что и для торцовых фрез (см. рис. 1).

Такое решение было принято по двум причинам:

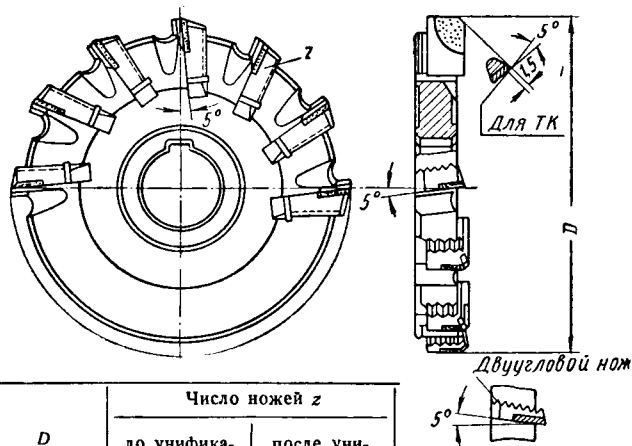
1) работа двусторонних фрез ничем не отличается от работы торцовых фрез, между тем у торцовых фрез принят одноугловой нож;

2) увеличение сечения ножей позволяет работать с увеличенными вылетами ножей.

Следовательно, для полного износа пластинки твердого сплава требуется только одна перестановка ножей. Перестановка осуществляется так же, как и у торцовых фрез.

Быстрорежущие и твердосплавные ножи применяются для сборных цековок, разверток и других видов специального инструмента. Пример такого применения показан на рис. 5.

В этом случае использованы ножи № 1 (рис. 1 и 3).



D	Число ножей z	
	до унификации	после унификации
130	18	14
175	20	16
250	32	26
350	36	34

Рис. 4

Из числа приведенных четырнадцати ножей семь правых и семь левых, но размер G для всех ножей имеет только три значения: 6,72; 7,72; 9,72.

При таком малом количестве этих значений стало возможным применить постоянное протягивание рифлений на одном приспособлении, а также высокопроизводительные приспособления для фрезерования углов и других операций.

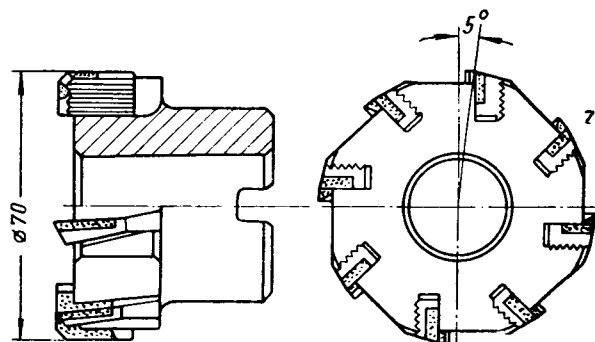


Рис. 5.

В результате проведенной унификации и выполнении поставленных задач получена годовая экономия 37 261 руб.

Экономия получена благодаря уменьшению трудоемкости и цен, связанных с унификацией ножей, и уменьшению количества применяющихся пластинок твердого сплава для ножей; упрощению конструкции ножей (вместо двугловых ножей для двусторонних фрез одноугловые), уменьшению количества ножей для каждой фрезы; увеличению жесткости ножей и улучшению геометрии устраняющих поломки и увеличивающих стойкость фрез.

Несмотря на большую загрузку проектного бюро и инструментального цеха основными производственными работами, руководство завода и цеха, сознавая большую выгоду для завода от унификации, нашло возможным изыскать резервы для изготовления и осуществления проекта унификации. Изготовление унифицированных ножей и фрез производилось в течение 1960—1961 гг. и в настоящее время эти ножи и фрезы внедрены на заводе.

Одновременно с унификацией были опробованы фрезы с клиновым креплением ножей, так как крепление ножа посредством клина имеет известные преимущества. Внедрить такую конструкцию не удалось, так как возникли затруднения, связанные со сборкой при отсутствии для этой цели специальных приспособлений. Кроме того, изготовление дополнительно клиньев в жестких допусках в начальной стадии работы оказалось затруднительным.



# Двигатель-насосы

З. И. ПРИЦКЕР

Главное специальное конструкторское бюро по автопогрузчикам

Из ВСЕХ видов привода исполнительных органов грузо-подъемных машин, станков, прессового оборудования, транспортных машин и целого ряда других механизмов одним из наиболее эффективных является гидравлический привод (гидропередачи).

Гидропередачи, работающие при высоких давлениях и малых скоростях рабочей жидкости (гидрообъемные передачи), полностью устраняют необходимость в механической передаче из-за возможности установки исполнительного органа на любом расстоянии от источника энергии.

В отечественной промышленности крупными сериями выпускаются только гидронасосы мощностью до 30 л. с.

Гидродвигатели выпускаются отечественной промышленностью мелкими сериями мощностью от 1,6 до 160 л. с. [1].

В головном специальном конструкторском бюро по автопогрузчикам создан гидроагрегат, названный двигатель-насосом, так как является обратимым и реверсивным.

Двигатель-насос может работать в режиме гидронасоса и гидродвигателя при вращении вала по часовой стрелке и против часовой стрелки.

В связи с тем, что при нормальной работе гидродвигателей в напорном и в сливном канале имеется давление, поперечное сечение каналов гидродвигателя выполняется значительно меньшим, чем сечение всасывающего канала гидронасоса. Следовательно, у гидродвигателя, работающего в режиме насоса, явление кавитации наступает при меньшем числе оборотов, чем у гидронасоса при прочих равных условиях.

Двигатель-насос лишен этого недостатка, чем и отличается от гидродвигателей. От насосов, выполненных по этой же конструктивной схеме, двигатель-насос отличается установкой в статорные пазы двух лопаток и наличием системы реверсирования дренажа и слива.

Описываемый агрегат полностью разгружен от осевых и радиальных нагрузок, его конструкция такова, что обеспечивается создание двигатель-насосов с минимальным удельным весом и размерами.

На рис. 1 показано устройство двигатель-насоса. Передний 1 и задний 2 роторы имеют одинаковую овальную форму и жестко закреплены на шпонке 3 таким образом, что большая

деляющей двигатель-насос на переднюю и заднюю секции.

Кроме того, передний ротор прилегает к фланцу 8, а задний — к крышке 9.

В каждом статоре имеются два диаметрально противоположных паза, в каждом из которых расположены по две лопатки — левая 10 и правая 11.

Передние и задние лопатки прижимаются к соответствующим роторам коромыслами 12 усилием пружин 13 через призмы 14. При возникновении давления в надлопаточной полости 15 лопатки прижимаются к роторам также и вследствие давления масла.

На рис. 2 показаны обе секции качающего узла (статор, ротор, лопатки) двигатель-насоса. В режиме насоса агрегат работает следующим образом. При вращении вала по часовой стрелке объемы  $B_1$ ,  $B_2$  и  $V_1$ ,  $V_2$  увеличиваются, засасывая масло из отверстий  $b$  и  $v$ , соединенных общим каналом 16 (рис. 1), а объемы  $A_1$ ,  $A_2$  и  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$  (рис. 2) уменьшаются, выталкивая масло в отверстия  $a$  и  $g$ , соединенные общим каналом 17 (рис. 1).

При вращении вала против часовой стрелки увеличиваются объемы  $A_1$ ,  $A_2$  и  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$ , а объемы  $B_1$ ,  $B_2$  и  $V_1$ ,  $V_2$  уменьшаются, и канал, соединенный с отверстиями  $a$  и  $g$ , становится всасывающим, а канал, соединенный с отверстиями  $b$  и  $v$ , — нагнетающим.

В режиме двигателя агрегат работает следующим образом. При подаче в канал, соединенный с отверстиями  $b$  и  $v$ , масло поступает в объемы  $B_1$ ,  $B_2$  и  $V_1$ ,  $V_2$ , увеличивая их вращением роторов по часовой стрелке; из уменьшающихся объемов  $A_1$ ,  $A_2$  и  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$  масло вытесняется в отверстия  $a$  и  $g$ , а затем в соединяющий их канал 17 (рис. 1).

При подаче масла в этот канал, соединенный с отверстиями  $a$  и  $g$  (рис. 2), увеличиваются объемы  $A_1$ ,  $A_2$  и  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$ , а объемы  $B_1$ ,  $B_2$  и  $V_1$ ,  $V_2$  уменьшаются, вытесняя масло в канал 16 (рис. 1) через отверстия  $b$  и  $v$  (рис. 2). При этом роторы вращаются против часовой стрелки.

В разработанных конструкциях насосов, двигатель-насосов и двигателей созданы профили роторов с углами  $\alpha$  и  $\beta$ , равными  $36-44^\circ$ , и переходными участками, выполненными по Архимедовой спирали. Так как Архимедова спираль обеспечи-

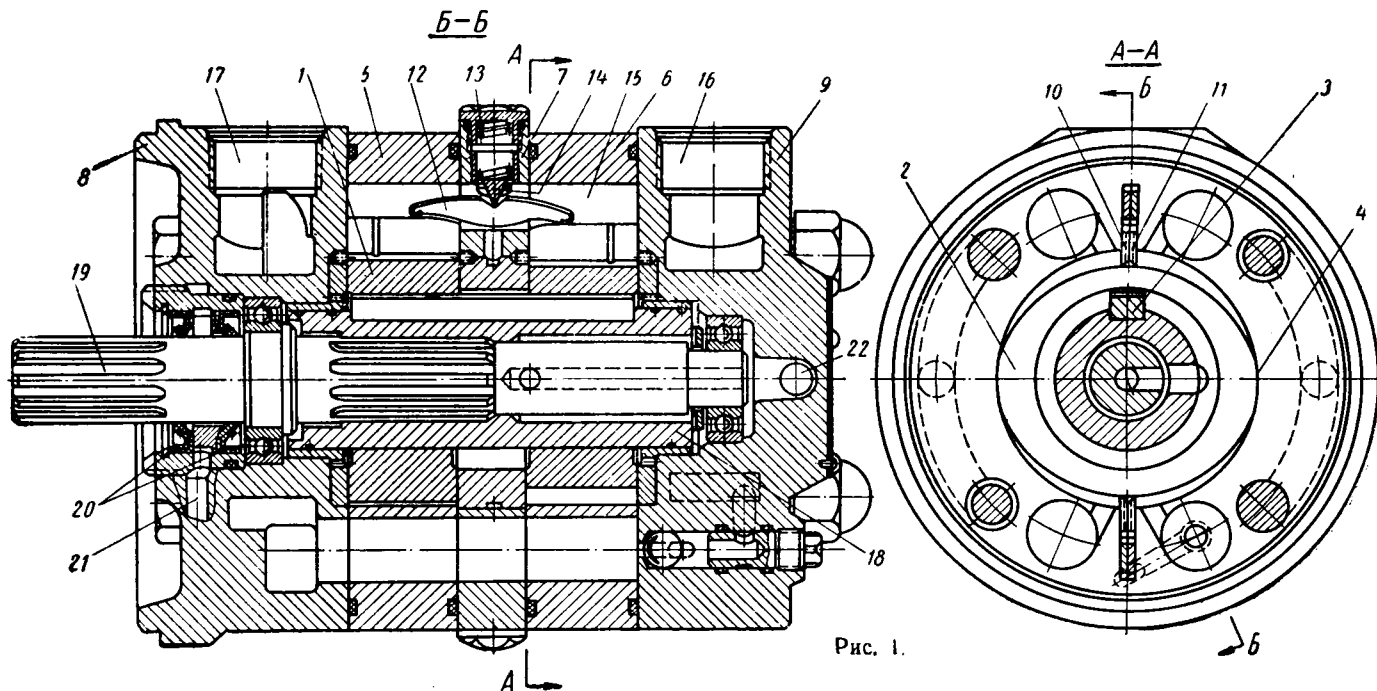


Рис. 1.

вает постоянство изменения радиуса-вектора по углу поворота, то величина выхода лопаток из паза статора при повороте на любой угол в одной секции равна величине входа лопаток в паз в другой секции. Следовательно, сумма объемов  $\Sigma V$

ваев постоянство изменения радиуса-вектора по углу поворота, то величина выхода лопаток из паза статора при повороте на любой угол в одной секции равна величине входа лопаток в паз в другой секции. Следовательно, сумма объемов  $\Sigma V$

при любом положении роторов остается величиной постоянной, а в связи с этим расход через двигатель-насос и развиваемый крутящий момент также являются постоянными величинами.

В агрегатах описываемого принципа действия за один оборот из одной полости в другую перекачивается объем, равный

шиваются. Для предотвращения заеданий в такой конструкции необходимы увеличенные зазоры, что приводит к уменьшению объемного к.п.д.

Общий к.п.д. насосов, выпускаемых фирмой Велтруб, равен 82%, следовательно, их объемный к.п.д. лежит в пределах 84—86%. Зависимость объемного к.п.д. трех двигатель-насосов

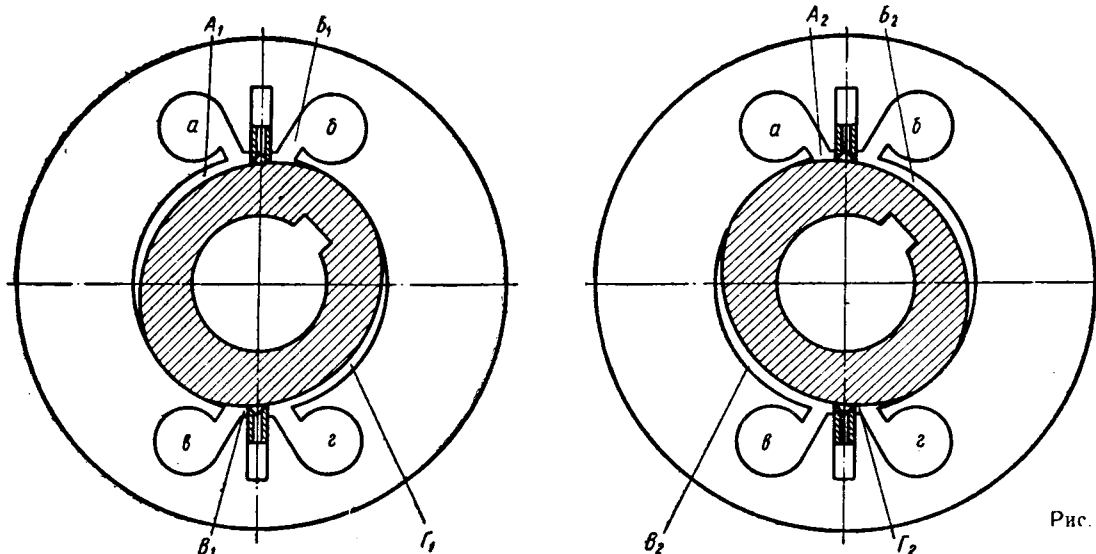


Рис. 2

удвоенному суммарному объему, т. е. гидрообъемная постоянная агрегата  $q = 2 \Sigma V$ .

Профиль ротора с углами  $\alpha = \beta = 36 \div 44^\circ$  при прочих равных условиях (одинаковых диаметрах овала и одинаковой ширине ротора) обеспечивает наибольшую величину  $\Sigma V$ .

Следовательно, агрегаты с таким профилем роторов будут иметь наибольшее значение величины  $q$ , что создает условия проектирования малогабаритных агрегатов.

Так, если гидродвигатель фирмы Велтруб, имеющий диаметр 482 мм, при давлении 140 кг/см<sup>2</sup> развивает крутящий момент 580 кгм, то гидродвигатель описанной конструкции, имеющий диаметр 430 мм, при том же давлении должен развивать крутящий момент 700 кгм.

В двигатель-насосе (см. рис. 1) роторы 1 и 2 расположены на шлицевой втулке 18, вращающейся в подшипниках скольжения фланца 8 и крышки 9. Вал 19, вращающийся в подшипниках качения, имеет с втулкой шлицевое соединение с увеличенными зазорами, что предотвращает влияние стрелы прогиба вала на работу роторов с минимальными зазорами. Если роторы расположены непосредственно на валу, как в конструкции «Дерри», то при прогибе вала от радиальной нагрузки на выходном конце роторы перемешаются и перека-

чиваются. Для предотвращения заеданий в такой конструкции необходимы увеличенные зазоры, что приводит к уменьшению объемного к.п.д.

от давления при 1200 об/мин (1, 2, 3) показана на рис. 3. Как видно из графиков, для рабочих давлений от 30 до 100 кг/см<sup>2</sup> объемный к.п.д. лежит в пределах 90—96%.

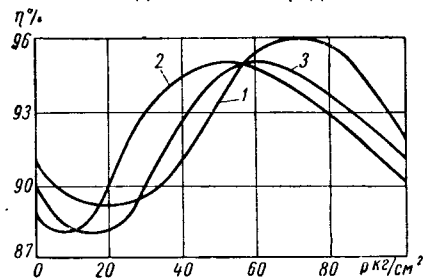


Рис. 3.

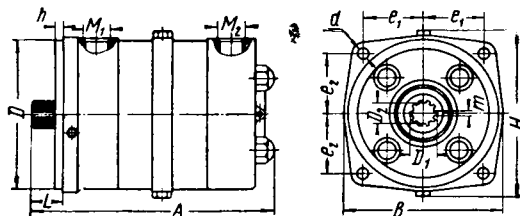
В двигатель-насосе установлено два сальника 20 (рис. 1) уплотняющими поясками в разные стороны. Полость между сальниками должна быть соединена через дренажное отверстие 21 с воздушной полостью масляного бака.

Таблица 1

Параметры	Насосы							Двигатель-насосы		Двигатель Д-3170
	Н-18	Н-63	Н-168	Н-168С	Н-10	Н-25	Н-18А	ДН-102	ДН-168	
Расход (производительность) за один оборот вала в см <sup>3</sup> /об.	18,5	63	165	168	10	25	18,5	102	168	3170
Максимальная скорость вала в об/мин.	2200	1950	1350	1350	4000	3600	2200	1200	1200	120
Максимальный расход двигателя при давлении 100 кг/см <sup>2</sup> в л/мин.	—	—	—	—	—	—	—	130	210	400
Максимальная производительность насоса в л/мин.	38	118	215	215	38	90	38	112	185	—
Давление в полости нагнетания в кг/см <sup>2</sup> :										
номинальное	100	100	100	160	100	100	100	100	100	100
максимальное	160	160	160	200	160	160	160	160	160	160
Продолжительность непрерывного действия максимального давления	Не более 30 сек с интервалом 1 мин в течение 1% от живучести									
Момент двигателя при перепаде давления 100 кг/см <sup>2</sup> в кгм	—	—	—	—	—	—	—	16	26	490
Максимальный момент двигателя в кгм	—	—	—	—	—	—	—	24	39	735
Рабочая жидкость и температура	Летом индустриальное масло 20 (до 60°), зимой индустриальное масло 12 (до — 10°)									
Рекомендуемый диаметр трубопроводов в мм:										
всасывающего	19	26	43	43	19	27	19	24	36	52
нагнетательного	13	19	29	29	13	20	13	24	36	52
сливного	—	—	—	—	—	—	—	8	11	18
Направление вращения	Правое									
Вес без рабочей жидкости в кг	12,5	19,5	47,5	5,5	5,5	11	7,5	36	52,5	242

Таблица 2

Марка агрегата	Размеры в мм														
	A	B	H	D	L	h	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	d	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	t	
Н-18	180	135	153	120X <sub>3</sub>	33	6	55	55	13	1M20	2M27	22B <sub>4</sub>	17Ш <sub>4</sub>	5,5Ш <sub>3</sub>	
Н-63	250	148	163	136X <sub>3</sub>	45	8	60	60	15	2M30	3M36	22B <sub>4</sub>	17Ш <sub>4</sub>	5,5Ш <sub>3</sub>	
Н-168	320	210	220	198X <sub>3</sub>	40	10	81	81	17	3M39	3M52	35X	29,6B <sub>5</sub>	5Ш <sub>3</sub>	
ДН-102	276	220	210	182X <sub>3</sub>	41	6	75	75	15	3M36	3M36	25X <sub>3</sub>	20,1B <sub>5</sub>	6Ш <sub>4</sub>	
ДН-168	320	210	220	198X <sub>3</sub>	40	10	81	81	17	3M45	3M45	35X	29,6B <sub>5</sub>	5Ш <sub>3</sub>	
Д-3170	530	430	430	324B <sub>3</sub>	115	30	151	151	25	4M56	4M56	80B <sub>4</sub>	69X	12X <sub>3</sub>	
Н-168С	335	210	220	198X <sub>3</sub>	40	10	81	81	17	3M39	3M52	35X	29,6B <sub>5</sub>	5Ш <sub>3</sub>	
Н-10	175	108	118	88X <sub>3</sub>	15	6	45	45	11	1M20	3M27	15X <sub>3</sub>	11,4B <sub>5</sub>	4Ш <sub>3</sub>	
Н-25	206	120	130	110X <sub>3</sub>	—	6	51	51	11	3M33	3M36	Шпонка 6×6			
Н-18А	185	135	150	120X <sub>3</sub>	33	6	55	55	13	M20	1M27	22B <sub>4</sub>	17Ш <sub>4</sub>	5,5Ш <sub>3</sub>	



Примечания: 1. У насосов отверстие M<sub>1</sub> — нагнетающее, отверстие M<sub>2</sub> — всасывающее.  
2. В значениях M<sub>1</sub> и M<sub>2</sub> даны размеры резьбы. Размеры D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub> и t даны с обозначением класса посадки.

Полость вала, шлицевой втулки и подшипников должна быть соединена через сливное отверстие 22 с масляной полостью масляного бака.

При работе агрегата в режиме без подпитки следует глушить дренажное отверстие 21, тогда наружный сальник предотвращает подсос воздуха, возможный из-за возникновения разрежения в полости вала, шлицевой втулки и подшипников. При работе агрегата в режиме двигателя или в режиме насоса с подпиткой вследствие износа возможно увеличение утечки масла, которое, дросселируясь в сливном отверстии 22 и слив-

В настоящее время двигатель-насосы ДН-168 проходят стадию подготовки производства на Львовском заводе автопогрузчиков.

Кроме установки на гидрокраны, двигатель-насосы могут быть рекомендованы для гидрообъемных передач транспортных машин: автомобилей, автопогрузчиков, тракторов, погрузчиков сельскохозяйственных грузов и др., а также как привод вращения горнорудных машин, мультипликаторов в металлургической промышленности и т. п.

ной магистрали системы, просачивается через внутренний сальник и отводится через дренажное отверстие 21 в масляный бак.

В табл. 1 представлены технические характеристики насосов, двигатель-насосов и двигателей, разработанных в головном специальном конструкторском бюро по автопогрузчикам по описанной конструктивной схеме.

В табл. 2 приведены основные размеры этих агрегатов.

Три двигатель-насоса ДН-168 ( $q=168 \text{ см}^3/\text{об}$ ) прошли стендовые испытания, установленные на гидравлический автокран модели 4056 грузоподъемностью 6,3 т (один в качестве насоса, а два в качестве гидродвигателей поворота крана и лебедки), где в процессе заводских и межведомственных испытаний отработали 2600 циклов. Износ деталей, обнаруженный при разборке двигатель-насосов после цикловки, допускает дальнейшую работу агрегатов без ремонта.

Двигатель-насос ДН-168, имея одинаковый вес с аксиально-плунжерными двигателями отечественного производства ПМ № 10, короче последних на 200 мм и развивает больший крутящий момент.

При меньшей скорости вала, чем у аксиально-плунжерных насосов отечественного производства ПД № 10, он имеет большую производительность.

## ПРИНИМАЕТСЯ ПОДПИСКА

ЛЮБОГО ОЧЕРЕДНОГО НОМЕРА НА ЖУРНАЛЫ «МАШГИЗА»

«Автомобильная промышленность» — освещает все вопросы автомобилестроения и двигателестроения, знакомит с современными технологическими процессами, новыми методами и формами организации производства.

Периодичность журнала 1 раз в месяц. Цена одного номера 40 коп.  
«Автомобильная промышленность США» («Automotive Industries». Перевод с английского) — освещает вопросы технологии, конструирования, организации производства, оборудования автомобильной, тракторной и частично авиационной промышленности США.

Периодичность журнала 2 раза в месяц. Цена одного номера 35 коп.  
«Тракторы и сельхозмашины» — освещает вопросы развития техники в сельском хозяйстве, вопросы теории, расчета, конструирования и испытания тракторов, сельскохозяйственных машин, технологии, организации производства в области тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

Периодичность журнала 1 раз в месяц. Цена одного номера 40 коп.

Подписка принимается на пунктах подписки «Союзпечать», в почтамтах, конторах и отделениях связи общественными распространителями печати на предприятиях, учреждениях и учебных заведениях.

## ОБЗОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ЗАРУБЕЖНЫХ АППАРАТОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

**ЗА ПОСЛЕДНИЕ** два-три года создан ряд опытных конструкций автомобилей и автопоездов с частичным использованием воздушной подушки с целью регулирования допустимой нагрузки на колеса, специализированных аппаратов на воздушной подушке (АВП) сухопутного и водного типов, а также амфибий.

Впервые за рубежом идея использования воздушной подушки для разгрузки ведущих и направляющих колес автомобиля была осуществлена фирмой БМС на модели Ленд-Ровер (Англия) совместно с фирмой Виккерс-Армстронг. Смысл этой работы заключался в возможности использования стандартного вездеходного автомобиля для создания модели, обладающей значительно более высокими показателями проходимости.

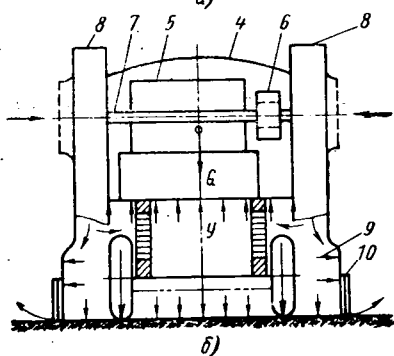
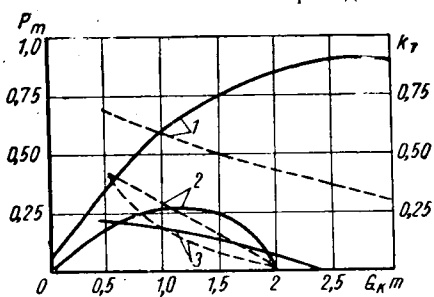


Рис. 1. Разгрузка колес автомобиля и влияние ее на тягу.

Это оказалось возможным при помощи частичного снятия нагрузки с колес для уменьшения повышенного сопротивления движению, возникающего при заглоблении колес в грунт. Величина остаточной нагрузки на колеса зависит от способности грунта передать нужное тяговое усилие  $P$ , что связано с коэффициентом сцепления и удельным давлением.

На рис. 1, а показана экспериментальная зависимость тягового усилия  $P$  и коэффициента тяги  $k_T$  (штриховые линии) от осевой нагрузки  $G_k$  на ведущие колеса при движении автомобиля Ленд-Ровер по сухому 1 и влажному 2 суглинку и болоту 3. Коэффициентом тяги названо отношение тягового усилия автомобиля к осевой нагрузке на ведущие колеса.

Приспособление для конвертирования автомобиля установлено на шасси универсального грузопассажирского автомобиля высокой проходимости Ленд-Ровер с базой 2770 мм с колесной формулой 4×4 и грузоподъемностью 680 кг. Серийный автомобиль предназначен для широкого обслуживания сельского хозяйства, геологических и других экспедиций, коммунального хозяйства, полиции и армии, а также для работы в качестве тягача. Условно обозначим колесную формулу конвертированного автомобиля 4×4+ВП.

На рис. 1, б изображена схема разгрузки колес этого автомобиля (вид сзади) с помощью воздушной подушки. Временно поперек автомобиля (за кабиной 4) установлен дополнительный двигатель 5, который через клиноременную передачу 6 и общий вал 7 вращает два центробежных вентилятора 8, расположенных по бортам платформы (в будущем предполагается снять дополнительный двигатель и заменить его отбором мощности от основного). Вентиляторы подают воздух в камеру, которая образована резиновой юбкой 9 с гофрированной лентой 10.

Давление воздушной подушки создает подъемную силу  $U$ , частично или полностью разгружающую колеса от передачи на грунт веса  $G$  автомобиля. Подъемная сила  $U$  изменяется в прямой зависимости от скорости вращения вентиляторов, регулируемой акселератором дополнительного двигателя. При этом изменяются: осевая нагрузка колес на величину  $G-U$ , сопротивление движению и тяговое усилие по сцеплению колес с грунтом.

Штриховой линией с двумя точками на рис. 1, б отмечен дорожный просвет автомобиля.  $U$  конвертированного автомобиля при общем весе  $G=2720$  кг подъемная сила разгрузки  $U=2267$  кг при давлении в камере  $195$  кг/м<sup>2</sup> и расходе воздуха через нее  $14,2$  м<sup>3</sup>/сек.

Конвертированный автомобиль испытан на пашне и заболоченном участке. Оборудованный приспособлением для распыления удобрений, он плавно двигался по пашне, оставляя неглубокий след. Серийный автомобиль на этой пашне завяз. Скорость движения груженого конвертированного автомобиля по вспаханному полю доходит до  $32$  км/ч.

Приблизительная стоимость конвертированного автомобиля оценивается в настоящее время в 3500 англ. фунтов стерлингов (8750 руб.) в том числе: автомобиля 1300 фунтов стерлингов (3050 руб.) и приспособления 2200 фунтов стерлингов (5700 руб.).

Совершенство конвертированный автомобиль Ленд-Ровер, фирма создала новый автомобиль аналогичного типа Ровер-Ховер. На этом автомобиле за кабиной установлен осевой вентилятор с падающим потоком воздуха. Вентилятор имеет диаметр рабочего колеса 762 мм и вращается через ременную передачу от дополнительного двигателя, смонтиро-

ванного в задней части платформы. Этот двигатель развивает максимальную мощность 72 л. с. при  $\sim 6000$  об/мин. Автомобиль Ровер-Ховер имеет длину 4,86 м и ширину 2,28 м.

Замена двух центробежных вентиляторов одним осевым обеспечила большую компактность компоновки приспособления автомобиля.

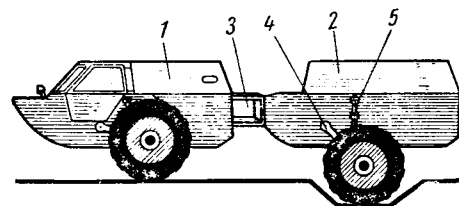


Рис. 2. Конструктивная схема вездехода Джемини.

Канадская фирма Авро разработала конструктивную схему вездехода Джемини грузоподъемностью 1 т общим весом более 3,5 т. Его колесная формула 4×4+ВП. На вездеходе установлен газотурбинный двигатель мощностью 250 л. с., приводящий в действие насосы гидростатической передачи к ведущим колесам и вентилятор воздушной подушки. По мягким грунтам (песок, болото, снег) вездеход будет двигаться на разгружаемых колесах по воде (реки, озера) — на подушке (с подтянутыми колесами), под действием реактивной тяги струй воздуха, отбираемого от подушки. Тяга на мягких грунтах у вездехода будет обеспечена мощными грунтозацепами шин. Вездеход Джемини (рис. 2) состоит из двух частей, соединенных между собой шарниром. Передняя часть 1 снабжена энергетической установкой и кабиной водителя, задняя 2 — грузовой платформой. Несущие системы двух указанных частей вездехода соединены с помощью полого шарнира 3, внутри которого проходит воздухопровод от вентилятора к соплам платформы и трубопроводы к гидродвигателю ее колес.

Вентилятор расположен в горизонтальной плоскости на крыше передней части за кабиной и питает воздухом также сопла этой части.

Управление вездеходом осуществляется с помощью двух гидродомкратов, расположенных около шарнира, часть усилия от которых воспринимается тягой, находящейся ниже шарнира 3.

На рис. 2 схематически показан момент движения вездехода в продольной плоскости.

Вездеход снабжен независимой подвеской с регулированием дорожного просвета при помощи изменения положения каждого колеса отдельно. Колеса подвешены на рычагах 4. Упругими элементами подвески являются управляемые гидрорессоры 5, позволяющие всегда иметь платформу вездехода в горизонтальном положении независимо от рельефа местности.

Ниже приводятся некоторые параметры вездехода: длина 7925 мм, ширина 3050 мм, высота 3050 мм; ширина шин 380 мм. С нагрузкой на платформе в 1 т при работе вентилятора и высоте подъема платформы на подушке 610 мм (давлением в ней 700 кг/м<sup>2</sup>) колеса вездехода могут быть заглублены в грунт на 75 мм.

Вездеход имеет расчетную максимальную скорость в условиях бездорожья 56 км/ч и по шоссе 80 км/ч.

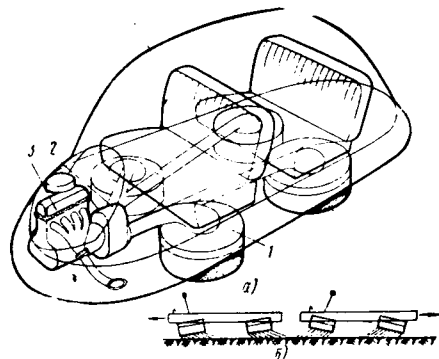


Рис. 3. Схемы АВП фирмы Бертен.

У автомобилей с частичной разгрузкой колес, в отличие от АВП, сравнительно просто решаются вопросы управления и стабилизации, а также конструкции шасси и кузова.

Во Франции фирмой Бертен разрабатывается конструкция пассажирского АВП, принципиальная схема которого изображена на рис. 3, и испытывается экспериментальный грузовой АВП Терраплайн ВС-4 (землолет).

У этих АВП секционированная воздушная подушка образуется при помощи истечения газа и воздуха из нескольких (четырех—шести—восьми) круглых камер 1 (рис. 3, а), расположенных под аппаратами по левому и правому борту. Сжатый воздух подается в камеры через

воздухопроводы от компрессора 2, приводимого в действие двигателем 3.

Боковые стенки камер изготавливаются из неопрена. Верхние стенки камер выполняются в виде стальных дисков, шарнирно укрепленных на днище АВП и управляемых с места водителя.

Тяга и управление АВП осуществляются с помощью реактивного действия струй, истекающих из камер. При наклоне нижних кромок камер назад (рис. 3, б) АВП движется вперед, при наклоне их вперед АВП движется назад. При наклоне камер вбок АВП движется в поперечном направлении или парит боковое скольжение. Наибольший угол наклона камер в любом направлении составляет 45°.

На опытном грузовом АВП Терраплайн установлен турбореактивный двигатель (Турбомека Морборз II), отрабатывающие газы которого, смешиваясь с воздухом в объемах 1:6 или 1:7, поступают в восемь камер, смонтированных по четыре на каждом борту. При смешивании газов с воздухом их температура и скорость истечения значительно уменьшаются, вследствие чего увеличивается срок службы камер.

Характеристика АВП Терраплайн следующая: длина 7,8 м, ширина 3,2 м, диаметр камеры 1,55 м и ее высота 0,55 м; наибольшая высота преодолеваемых препятствий 0,5 м, собственный вес 1500 кг, полезная нагрузка 2000 кг, полетный вес 3500 кг, статическое давление в камерах 232 кг/м<sup>2</sup>.

Давление в камерах и положение платформы регулируются автоматически в зависимости от величины полетного веса.

Высота висения *h* нижней кромки камеры зависит от полетного веса *G* и числа *n* работающих камер. Так, при *n*=8 и *G*=2500 кг *h*=0,1 м, при *G*=3500 кг *h*=0,06 м и при *G*=4000 кг *h*=0,03 м. При *n*=4 и *G*=4000 кг *h* равно только 0,016 м. Таким образом, когда одна или несколько камер преодолевают отдельные препятствия, аппарат под-

держивается остальными камерами, при этом высота висения аппарата несколько уменьшается.

Расход мощности на 1 т полетного веса составляет 10—15 л. с. и зависит от высоты висения.

Аппарат может транспортировать 2 т груза над болотом или водой со скоростью до 35 км/ч.

Фирма проектирует аналогичный АВП общим весом 8 т.

Примерами сухопутных английских АВП являются опытные модели фирмы Фолланд (Джерм) и Лондонского колледжа авиационного и автомобильного машиностроения (Скиммер), АВП — амфибий — модели фирм Бриттен — Норман (Кушенкрафт СС-2), Уэстленд Сандерс Роу (SR № 2) и Виккерс-Армстронг (VA-2 и VA-3), водных АВП — аппарат фирмы Денни (DI).

Технические характеристики некоторых АВП приведены в табл. 1.

Корпус АВП Джерм имеет лодкообразную форму и обшит тонким стальным листом. В задней части корпуса установлены два колеса, с помощью которых поддерживается направление движения. Для вращения вентилятора использован поршневой двигатель рабочим объемом цилиндров 2,0 л, для вращения воздушного винта — то же поршневой двигатель, но рабочим объемом цилиндров 1,2 л.

На АВП Джерм фирма предполагает исследовать различные способы образования подушки и тяги, провести испытания с целью выяснения возможности применять АВП в различных природно-климатических условиях и для разработки требований к дорогам, которые могут быть построены только с помощью грейдера и бульдозера с устройством в отдельных случаях легких мостов и пуповодов.

Скиммер — простой, легкий, дешевый вый АВП (стойкость его 70 фунтов стерлингов). На нем установлены поршневой двигатель мощностью 40 л. с., центробежный вентилятор и кольцевое сопло с

Таблица 1

Параметры	Джерм	Кушен- крафт СС-2	Денни D-1	SR № 2	VA-2	VA-3	Форд	Джем III	Дженерал Моторс	Кертис- Райт эр Кар 2500	Модель-200 Бертель- сена
Длина в м	4,57	8,53	20	19,65	8,6	16,7	11,6	7,05	3,66	6,4	4,87
Ширина в м	2,44	5,21	3	9	4,5	7,6	7,3	3,66	2,06	2,4	2,44
Высота в м	1,37	2,59	—	6,4	3,1	5,4	—	—	0,36	1,5	1,68
Площадь в плане в м <sup>2</sup>	11,2	42,9	60	176,5	38,7	126,8	84,6	25,8	7,55	15,4	11,9
Общий вес в кг	725	2500	4500	27 500	2720	12 910	3600	1000	—	1700	998
Собственный вес конструкции в кг	590	1400	4000	17 000	—	9 460	1600	820	—	1120	635
Грузоподъемность в кг	135	1100	500	10 500	—	3 450	2000	170	—	580	363
Перевозимая нагрузка в кг (пасс.)	(1÷2)	(10)	—	7 000 (63)	450 (5)	1 800 (24)	—	—	(2)	450 (1)	(4)
Вес (объем) топлива в кг (в л)	—	420	—	3 500	—	1 390 (1705)	—	—	—	130 (180)	—
Вес 1 м <sup>2</sup> конструкции в кг/м <sup>2</sup>	91	32,6	66,7	96,4	—	74,7	19	32	—	72,8	53,4
Отношение грузоподъемности к общему весу в %	18,6	44	11,1	38,2	—	26,6	55,5	17	—	34	36,5
Мощность двигателей в л. с.	130	250	120	3260	300	1 700	600	140	30	360	200
Удельная мощность в л.с./т	180	100	26,7	118,5	110	131,5	167	140	—	212	204
Высота движения в см	10	30	10—18	30—45	20	20 летает над волной 60 см	60—90 (120)	30,5—38	10,2—6,4	15—30	30,5
Максимальная (крейсерская) скорость в км/ч	130	80	30	145 (100)	(75)	170 (113)	65	40—48	—	110	65
Дальность (продолжительность) в ч полета в км	—	800 (без нагрузки)	—	420 (2,9)	100 (1,5)	160	160	160	—	(2)	175
Расход топлива в л/ч (в кг/ч)	—	(42)	—	(1210)	—	1 390(1000)	—	(64,8)	—	90	36
Давление под основанием в кг/м <sup>2</sup>	~64,5	89	75	250	—	102	73	40	—	70	40
Сорт топлива	—	Автобензин	—	Керосин	—	Авиа-бензин	Керосин	—	Авто-бензин	Авиа-бензин	Авто-бензин

углом наклона к горизонту  $30^\circ$ . Аппарат имеет длину 3,5 м, весит около 113 кг, имеет высоту висения 10—13 см, рассчитан на движение с одним человеком, но может поднять до 5 человек.

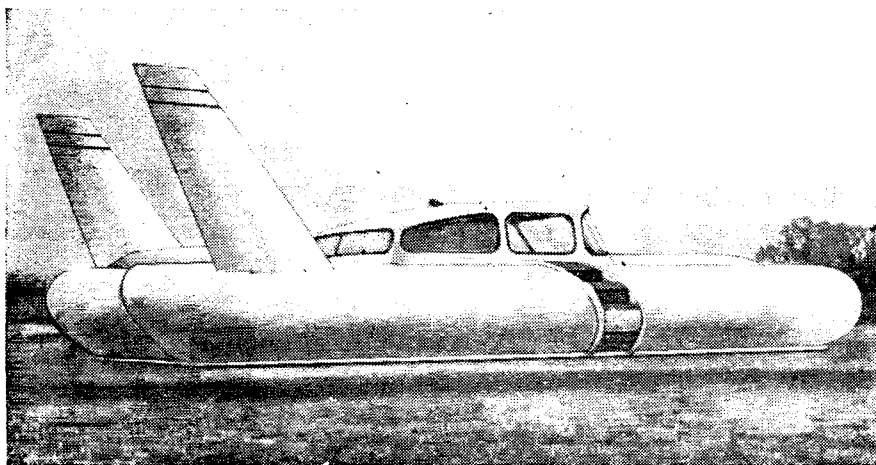


Рис. 4. АВП Кушенкрафт СС-2.

Транспортный АВП Кушенкрафт СС-2 (рис. 4) фирмы Бриттен-Норман предназначен для перевозки 12 пассажиров

далью акселератора 6, кормовая — педалью тормоза 7, боковые заслонки и лопатки — рычагами 8 и 9. При перекры-

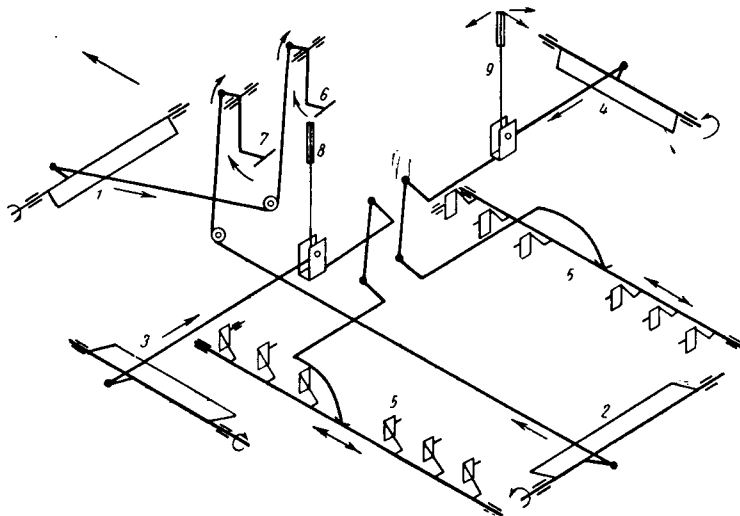


Рис. 5. Органы управления АВП Кушенкрафт СС-2.

(включая водителя) над сушей и водой. На нем установлен автомобильный двигатель Роллс-Ройс, вращающий через сцепление раздаточную коробку, карданные и угловые передачи, два легких высокопроизводительных центробежных вентилятора, которые подают сжатый воздух в кольцевое и два продольных сопла.

Вертикальное расположение вентиляторов и подача воздуха от них непосредственно к соплам обеспечивают минимальные гидравлические потери в прочной части аппарата. На входе воздуха в вентилятор предусмотрена система очистки воздуха от твердых частиц по принципу сепарирования и отсоса.

В носовом, кормовом и боковых соплах (рис. 5) установлены заслонки 1—4, в продольных соплах — лопатки 5. Заслонки и лопатки управляются с места водителя. Носовые и кормовые заслонки

и лопатки предназначены для образования тяги и управления, заслонки в боковых соплах — для противодействия боковыми силами при повороте, ветре и крене. Носовая заслонка управляется пе-

парата может увеличивать разгон, усиливать торможение и парировать боковую силу. При одинаковом воздействии на лопатки продольных сопел аппарат может двигаться либо вперед, либо назад, при дифференциальном — совершать или правый, или левый поворот.

Системы образования воздушной подушки и тяги позволяют аппарату развить скорость не более 80 км/ч на высоте 0,3 м. При больших скоростях движения резко уменьшается к.п.д. указанных систем.

Продольная балансировка аппарата осуществляется сначала с помощью носовой или кормовой заслонок, затем перекачкой воды из кормовых баков в носовые и наоборот, для чего на носу и корме расположено четыре бака емкостью по 45 л каждый.

Поперечная балансировка аппарата осуществляется сначала с помощью боковых заслонок, затем — перекачкой топлива из одного бака в другой. Топливные баки расположены симметрично в поперечной плоскости аппарата.

Для обеспечения устойчивости аппарата в полете на его корме установлены два аэродинамических килля. В целях транспортировки корпус аппарата сделан разъемным, состоящим из трех продольных секций — центральной и двух боковых (см. рис. 4). Днище центральной секции является основным силовым элементом аппарата. Чтобы обеспечить плавучесть аппарата, это днище заполнено, как и днище боковых секций, материалом типа паралон. Все неразъемные конструкции в аппарате клепаные.

Для естественной центровки аппарата кабина и двигатель расположены в его центральной части. Двигатель снабжен тепловой и шумовой изоляцией, давление охлаждающего воздуха под которой меньше, чем в кабине, что необходимо для защиты внутреннего помещения кабины от пыли и газов.

Рассматриваемый аппарат проходит испытания и готовится к мелкосерийному производству.

Фирма разрабатывает следующую модель АВП Кушенкрафт СС-3.

Аппарат SR № 2 (рис. 6) выполняется в двух вариантах: пассажирском для перевозки 68 пассажиров и грузовом для транспортировки, например, грузового автомобиля грузоподъемностью 3 т и двух легковых автомобилей. Аппарат в плане имеет овальную форму с заостренным носом 1. На аппарате расположены закрытая кабина 2 для экипажа, салон 3 для пассажиров, помещение 4 для силовой установки и трюм (ресивер) 5. Силовая установка состоит из четырех га-

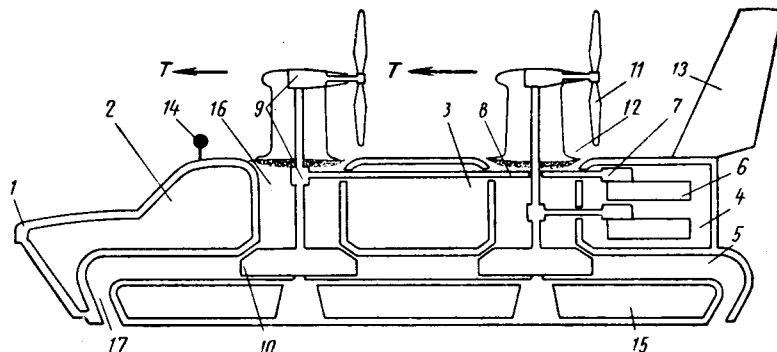


Рис. 6. Схема АВП SR № 2.

зотурбинных двигателей 6 Блекберн Нимбус с реактивными соплами. Каждая пара газовых турбин работает на свой редуктор 7, а через него — на трансмиссию 8 с угловыми передачами 9, вращающую центробежный вентилятор 10, расположенный в трюме, и толкающий винт 11 с переменным шагом, установленный на пилоне 12, поворачивающемся относительно вертикали на угол  $\pm 30^\circ$ .

Скорость и высота висения аппарата регулируются с помощью изменения шага винтов. Поворачивающиеся пилоны, отклоняя в горизонтальной плоскости векторы тягового  $T$  или тормозного усилия, обеспечивают курсовое управление аппарата. Для повышения курсовой устойчивости аппарат снабжен большим аэродинамическим килем 13. Препятствия по курсу обнаруживаются с помощью локатора 14. В днище аппарата предусмотрен поплавок 15, состоящий из пятнадцати отсеков, в которых размещены два топливных бака по 1930 л и два бака с водой по 450 л, служащих балластом и позволяющих регулировать продольную и поперечную устойчивость аппарата с помощью изменения его центровки. По периметру корпуса аппарата смонтированы брызгоотражатель или юбка. Вентиляторы засасывают воздух с крыши аппарата через воздухозаборник 16 и нагнетают его под аппарат через сопла 17.

Маневренность и тормозные качества аппарата характеризуются следующими параметрами. В гавани аппарат может развернуться в пределах своей длины. Радиусы поворота аппарата равны 80 м при скорости 37 км/ч и 90 м на максимальной скорости 130 км/ч. Путь торможения аппарата на воде со скорости 130 км/ч при реверсивной тяге винтов составляет 800 м; при тех же условиях, приподнятом носе и уменьшенной высоте висения — 545 м, при ликвидации воздушной подушки 218 м. Путь торможения аналогичного катера равен 640 м, и на воде не имеет такого большого значения, как на суше.

Аппарат SR № 2 прошел 110-часовые ходовые испытания и опытную эксплуатацию с пассажирами на побережье Англии в августе—сентябре месяцах 1962 г. За время опытной эксплуатации он совершил пробег 1900 км и перевез свыше 500 пассажиров.

Каждый двигатель аппарата развивал мощность около 750 л. с. Высота висения по кромке юбки достигала 23 см, по кромке сопел 73 см. Аппарат устойчиво двигался при боковом ветре, имеющем скорость 56 км/ч, и развивал крейсерскую скорость до 100 км/ч. Он свободно преодолевал волны высотой до 0,9 м и двигался при волнах высотой до 1,5 м со скоростью 64—83 км/ч.

В порядке модификации аппарата SR № 2 фирма работает над аппаратом SR № 3, предназначенным для армии и рассчитанным на перевозку 15 т груза или 150 пассажиров при полном весе 40 т.

Фирма разрабатывает также аппарат SR № 4, который сможет перевозить 25 автомобилей и 200 пассажиров или 50 т груза при полном весе 125 т.

Фирма Виккерс-Армстронг испытала три модели аппаратов-амфибий: VA-1 (общим весом 1,6 т), VA-2 (2,72 т), VA-3 (12,91 т). Она также проектирует две модели этих аппаратов VA-4 (110 т) и

VA-5 (225 т). Последующие модели фирмы являются развитием и совершенствованием ее предыдущих моделей. Фирма идет по пути создания крупногабаритных аппаратов с большими величинами общего веса, грузоподъемности, высоты висения, максимальной скорости и дальности полета. Модель VA-3 фирма готовит к серийному производству. Модель VA-4 предназначена для транспортировки 200 пассажиров или 12 автомобилей при высоте висения 900 мм, максимальной скорости 150 км/ч и дальности 480 км.

Аппарат VA-2 пятиместный. Его конструкция показана на рис. 7. Он может

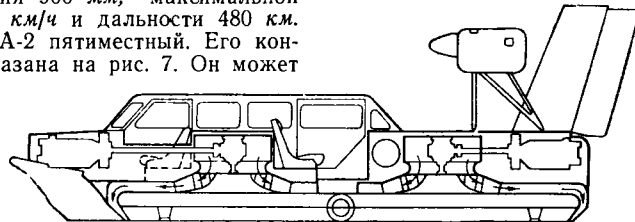


Рис. 7. Схема АВП VA-2.

двигаться как на подушке, так и на двух колесах, разгружаемых до 80% от веса аппарата. При этой разгрузке аппарат имеет удовлетворительную проходимость и управляемость.

Аппарат VA-3 быстроходный, предназначен для эксплуатации с 24 пассажирами над водой с волнами высотой 0,6 м,

современного легкового автомобиля вес кузова равен примерно 35—38% полного веса, двигателя 10—11%, трансмиссии 3,5—4%, ходовой части, включая механизмы управления, 16%; электрооборудования 4%, топлива 2%, полезной нагрузки 25%.

Аппарат VA-3 управляется с помощью винтов, лопаток, расположенных в носовых и кормовых соплах, заслонок боковых сопел и аэродинамических рулей,

схема действия которых показана на рис. 8 при висении (а) и движении (б).

Аэродинамические рули и кили предназначены для маневрирования аппаратом в движении. С помощью задних рулей поддерживается курсовое направление, а передними рулями осуществляется поворот и борьба с боковым ветром.

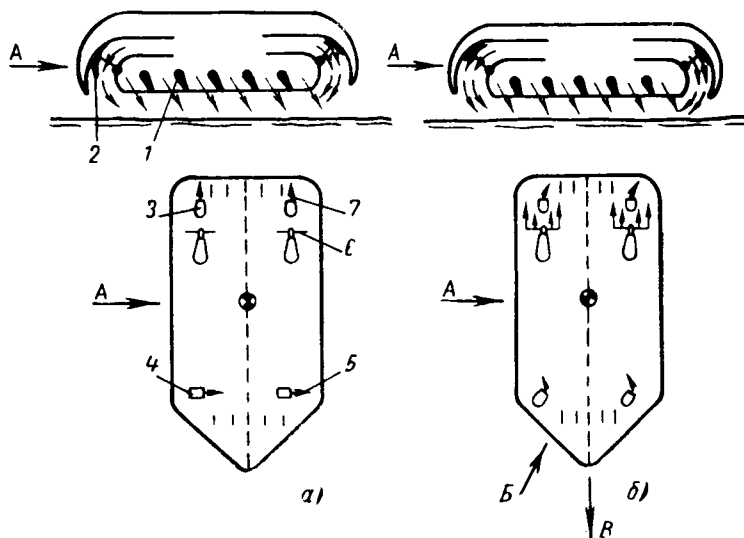


Рис. 8. Схема управления VA-3:

- 1 — лопатки; 2 — заслонки для борьбы с креном; 3 — задний киль;
- 4 — передний поворотный киль; 5 — передний винт;
- 7 — задний руль; А — направление ветра; Б — суммарная составляющая бокового ветра и сопротивления движению; В — направление движения.

мелководьем и берегом. Он выполнен по сопловой схеме, имеет два центробежных вентилятора и два реверсивных винта с переменным шагом. Вентиляторы и винты вращаются четырьмя газотурбинными двигателями, имеющими мощность 425 л. с. каждый.

Полетный вес VA-3, равный 12 910 кг, складывается из следующих величин: вес корпуса 5 900 кг (46%); вес двигателей 910 кг (7,1%); вес трансмиссии, вентиляторов и тяговых винтов 1460 кг (11,4%); вес механизмов управления 1190 кг (9,3%); вес топлива 1390 кг (10,6%); нагрузка 27 чел. — 2060 кг (16%). Для сравнения отметим, что у

Кабина водителя оборудована телевизионной установкой, обеспечивающей обзорность заднего вида. Аппарат VA-3 снабжен радиооборудованием, как самолет, для корректировки курсового направления. Он обладает необходимой плавучестью, достаточной для плавания в неспокойном море и для двойной перегрузки. Плавучесть обеспечивается 22 водонепроницаемыми отсеками в корпусе аппарата и заметно не ухудшается даже при пробое в четырех смежных отсеках.

Аппарат VA-3 прошел ходовые испытания и принят для опытной эксплуатации. Он начинает движение на плаву и



выходит на воздушную подушку при скорости 22—28 км/ч. Его крейсерская скорость составляет 113 км/ч, а максимальная — 170 км/ч (в безветренную погоду, над спокойной водой). Расход топлива (керосина) на крейсерской скорости равен 850 л на 100 км, а запас хода — около 160 км. Аппарат VA-3 обладает хорошими динамическими качествами: за 15 сек разгоняется до скорости 95—110 км/ч, а со скорости 75 км/ч затормаживается на пути в 60 м. Он обладает необходимой управляемостью, позволяющей ему на режиме висения разворачиваться на участке диаметром, равным длине аппарата.

Опытная эксплуатация показала, что аппарат VA-3 при спокойной поверхности воды и высоте висения 20 см пригоден для сообщения между прибрежными пунктами. Он обеспечивает заданную скорость и устойчивость при длине волны, не превышающей 0,9 м.

Применяющиеся на последних моделях английских АВП центробежные вентиляторы изготавливаются преимущественно из легких сплавов или стеклопластиков, втулка и рабочее колесо у них соединяются с помощью проволочных спиц. Вентилятор Кушенкрафт СС-2, имеющий диаметр колеса 1524 мм и высоту 686 мм, весит 24 кг. Вентилятор Ротол, имеющий такой же диаметр, весит 31,8 кг и потребляет мощность 130 л. с. Вентилятор Ротол диаметром колеса 3660 м (примерно таким же, как у SR № 2) по расчетным данным должен развивать давление 245—440 кг/м<sup>2</sup>, иметь расход воздуха 368 м<sup>3</sup>/сек и к.п.д. 0,8.

АВП D-1 фирмы Денни построен и продан Бирме для эксплуатации на мелководных реках (во внутренних бассейнах). Он имеет опущенные в воду стенки бортов и носа. Под давлением воздуха в подушке днище аппарата поднимается на 150—180 мм над уровнем воды, в то время как боковые пластины — скеги — остаются погруженными в воду. Для более равномерного подвода воздуха к левой и правой половинам аппарата в воздухопроводах от вентилятора до поперечных сопел установлены продольные перегородки. Каждый вентилятор приводится во вращение своим двигателем через ременную передачу. Тяговое усилие у аппарата создается двумя гребными винтами с забортными двигателями. Управление аппаратом осуществляется водяными рулями и гребными винтами. Дальнейшим развитием аппарата D-1 является АВП D-2, предназначенный для перевозки над водой 70 пассажиров.

В Советском союзе построен и испытывается камерный двухвентиляторный аппарат «Нева» с кормовым воздушным винтом и тремя двигателями, предназначенный для перевозки 38 пассажиров или грузов по мелководным рекам и пересыхающим перекатам с максимальной скоростью до 50—60 км/ч. Ведутся также разработки аппарата на 120 пассажиров.

В США над АВП экспериментируют как крупные фирмы, так и научно-исследовательские центры.

Фирма Форд выполнила ряд эскизных проектов и построила несколько экспериментальных образцов транспортных аппаратов с характеристиками, приведенными в табл. 2.

Эти АВП разрабатываются для эксплуатации в качестве воздушных грузо-

вых автомобилей-амфибий в районе береговой полосы, в которой они будут конкурировать с вертолетами и автомобилями-амфибиями. Они имеют одинаковую компоновку (платформу) в плане прямоугольной формы, состоящую из трех секций: средней грузовой, впереди которой находится кабина, и двух боковых энергетических. Воздушная подушка у всех аппаратов создается с помощью сопел. Все аппараты снабжены эластичными юбками. Тяга у аппарата грузоподъемностью 1 т создается с помощью

Таблица 2

Параметры	Образцы АВП		
	первый	второй	третий
Грузоподъемность в т	1 или 10 пассажиров	2 (2,5)*	10
Высота движения в м	0,6—0,9	1,2 (0,6—0,9)*	1,5
Максимальная скорость в км/ч	65	65	130
Запас хода в км	160	160	500
Преодолеваемый подъем в %	—	30	30
Состояние работ по аппарату	Образец проходит испытания	Образцы	Проект

\* По разным источникам.

реактивного действия воздуха, выходящего из сопел воздушной подушки, в которых установлены регулируемые наклонные лопатки. Этот аппарат управляется также с помощью наклонных лопаток.

В энергетических секциях у аппаратов грузоподъемностью 2 и 10 т смонтированы газовые турбины, вентиляторы и реверсивные винты с переменным шагом. В каждой секции аппарата грузоподъемностью 1 т установлено по семь малогабаритных высокооборотных пластмассовых вентиляторов, вращаемых поршневым двигателем.

Компоновка аппаратов Форда представляет достаточную площадь для грузов и хорошую центровку, а также возможность производить погрузочно-разгрузочные работы сзади.

Национальной научно-исследовательской ассоциацией ведутся испытания АВП Джем III. У этого аппарата воздушная подушка формируется с помощью контурного сопла шириной 102 мм, а также продольных и поперечных сопел устойчивости. В соплах установлены регулируемые лопатки для обеспечения горизонтальной тяги, курсового управления и устойчивости. Плавание аппарата обеспечивается поплавком из пенопласта. Два осевых вентилятора с переменным шагом лопаток вращаются двумя газовыми турбинами Солер УТ-62-2 с помощью клиноремных передач с автоматическим включением благодаря наличию центробежных

сцеплений, включающихся при числе оборотов турбин в минуту, равном 87% номинального. С поста управления контролируются число оборотов турбин в минуту (в % от номинальных), давление в системе смазки и температура отработавших газов турбин.

Компания Джeneral Моторс проводит испытания над сушей и водой экспериментального двухместного прямоугольной формы в плане АВП с двумя вентиляторами, вращающимися от индивидуальных двигателей и создающих падающий поток воздуха.

Фирма Кертис-Райт работает над аппаратами преимущественно для движения над гладкой незаостренной местностью и специальными дешевыми грунтовыми дорогами, создаваемыми бульдозером и грейдером. У нее разработаны проекты пассажирских воздушных автомобилей и грузовых автолетов и автобусов, а также лодки-амфибии для эксплуатации над морем и сушей с нагрузкой до 6,3 т. В своих АВП Кертис-Райт использует для создания воздушной подушки либо камеру с юбкой, либо контурное сопло.

Фирма Бертельсен построила одноместный АВП Бертельсен А-72 (автомобиль ДОГ), одноместный эрколтер Джем-I и четырехместный аэромобиль 200, по образцу которого в Италии выполнен аппарат Италия 61. У первого и третьего АВП подъемная сила образуется вследствие действия воздушной подушки, у второго — вследствие подъемного эффекта крыла. На первом и втором АВП установлены автомобильные двигатели, на третьем — авиационный двигатель. Все три АВП выполнены из легких материалов (алюминиевые сплавы, дерево, фанера, стеклотекстолит).

Фирмой Белл построен для эксперимента воздушный роллер Эр Скутер и АВП ХНС-3 для эксплуатации над водой, а на базе последнего создан АВП АСВ для работы над сушей. Этот АВП с тремя пассажирами движется со скоростью 24 км/ч на высоте 8 см. Его вентилятор вращается от автомобильного двигателя мощностью 65 л. с. Аппарат управляется подвижными лопатками, расположенными на днище. Эксплуатация этого аппарата разрешена на государственных дорогах США.

Швейцарским конструктором Карлом Вейландом сначала на родине, а потом в США построены двенадцатиместный и четырехместный АВП для эксплуатации главным образом над водой. На обоих аппаратах подушка удерживается лабиринтными уплотнениями, а тяга создается воздушными винтами.

Построены и испытываются АВП различных конструкций в Канаде (аппарат фирмы Авро), Финляндии (аппарат Карарио), Японии (два аппарата Хагварра) и Австралии (аппараты Флетчера и Климби).

## Выводы

1. Работы по созданию конструкций АВП за последние годы получили значительный размах, о чем свидетельствует большое количество построенных образцов АВП, их испытания, опытная эксплуатация и подготовка к серийному производству (модели Кушенкрафт СС-2, Виккерс-Армстронг VA-3, Сандерс Роу SR № 2).



В этих работах принимают участие фирмы различной специализации: автомобильные, авиационные и судостроительные, что объясняется универсальностью принципа воздушной подушки, который может быть использован для транспортных средств различного назначения.

2. Конструкции АВП весьма разнообразны, что объясняется не только различным назначением АВП, но и поисковым характером работ, ведущихся большим количеством конкурирующих фирм.

Наибольший интерес представляют конструкции и технические характеристики АВП, подвергнутых ходовым испытаниям: Ленд-Ровер, Кушенкрафт СС-2, Форд (1 т), SR № 2, VA-2, VA-3 и Денни D-1.

3. Наиболее сложной является задача создания универсального АВП — автолета, в конструкции которого должны быть учтены специфические особенности эксплуатации над сушей и водой, входа в воду и выхода из нее. Менее сложной является задача частичного использования принципа воздушной подушки для

разгрузки осей транспортного средства, а также для улучшения эксплуатационных качеств плавающих машин.

4. На автолетах с небольшим полетным весом и малой скоростью движения применяются в качестве источника энергии поршневые двигатели, а в качестве органов тяги и управления — лопатки и заслонки в соплах воздушной подушки. При больших величинах полетного веса и скорости движения на автолетах используются газотурбинные двигатели и реверсивные воздушные винты с переменным шагом, устанавливаемые иногда на поворотных пилонах.

Для стабилизации автолета в полете применяют аэродинамические кили, которые часто снабжают воздушными рулями.

Изменение центровки АВП осуществляется как с помощью лопаток в соплах воздушной подушки, так и с помощью перекачивания жидкостей из баков, симметрично расположенных на носу, корме и бортах.

В качестве вентиляторов применяют как осевые, так и центробежные венти-

ляторы, причем в обоих случаях стремятся отказаться от применения значительных по своим размерам ресиверов.

5. Наиболее важной задачей разработки конструкций АВП является создание таких систем управления, которые обеспечивают полную управляемость АВП, т. е. висение на задаваемых высотах; борьбу с дифферентом, креном и рысканием; держание курса; регулирование скорости; взятие подъемов; преодоление препятствий, а также надежное торможение.

ЛИТЕРАТУРА

1. „Interavia“, Cround Effect Vehicles VI. 1962.
2. „Flight International“, supplement. Air Cushion Vehicles, 20 September u 25 October 1962.
3. „Science and Mechanics“, Aucust 1962, стр. 106—107.
4. „L'Automobile“, № 194, juin, 62, стр. 1, 19—21.

Кандидаты техн. наук Л. А. ЕГОРОВ,  
Б. М. ФИТТЕРМАН

АВТОМОБИЛЬ ГЗТМ-894 С КУЗОВОМ ТИПА ФУРГОН И ПОДЪЕМНОЙ КРЫШЕЙ

АВТОМОБИЛЬ ГЗТМ-894 с кузовом типа фургон с подъемной крышей предназначен для перевозки промышленных товаров народного потребления и нескоропортящихся продовольственных продуктов по дорогам с различным покрытием (рис. 1).

Автомобиль спроектирован конструкторско-экспериментальным отделом Горьковского завода торгового машиностроения.

С целью создания максимальных удобств для работы грузчиков в конструкции автомобиля предусмотрена подъемная крыша. В результате подъема крыши при погрузочно-разгрузочных работах грузчик может работать внутри кузова в полный рост. Кузов специализированного автомобиля ГЗТМ-894 смонтирован на шасси автомобиля ГАЗ-52А с удлиненной базой (3700 мм). Техническая характеристика автомобиля ГЗТМ-894 приведена ниже.

Грузоподъемность в т . . . . .	2
Наибольший допустимый вес прицепа в т . . . . .	3
Размеры автомобиля в мм:	
длина . . . . .	6350
ширина . . . . .	2500
высота с нагрузкой . . . . .	2960
погрузочная высота . . . . .	1220
Внутренние размеры кузова в мм:	
длина . . . . .	3650
ширина . . . . .	2220
высота . . . . .	1680
Высота подъема крыши в мм . . . . .	270
Объем кузова в м <sup>3</sup> . . . . .	13,5
Вес кузова в кг . . . . .	1000
Вес снаряженного автомобиля в кг . . . . .	3300

Крыша кузова цельнометаллическая, состоит из неподвижной и подъемной частей.

Устройство для подъема крыши (рис. 2) представляет собой рычажно-кулисный механизм, состоящий из двух



Рис. 1. Общий вид автомобиля ГЗТМ-894:

передних (АВ и СД) и двух задних рычагов (ЕМ и QL). Передние рычаги неподвижно укреплены на вращающемся

валу АС и шарнирно соединены с подъемной частью крыши. Рычаг АР, также неподвижно укрепленный на валу, под усилием руки рабочего приводит к вращению вал и подъему (опусканию) связанных с ним передних рычагов. Задние рычаги движутся по направлению передних рычагов. Так осуществляется подъем (опускание) крыши. В опущенном положении подъемная часть крыши запирается в передней части рычагом АР, входящим в фиксатор, укрепленный на задней стойке бокового дверного проема, а в задней части — специальными прижимами, смонтированными на неподвижной части крыши. Подвижная часть крыши заходит в прижимы, которые плотно ее прижимают к неподвижной части за счет возвратно-поступательного движения, осуществляемого с помощью кулис задних рычагов.

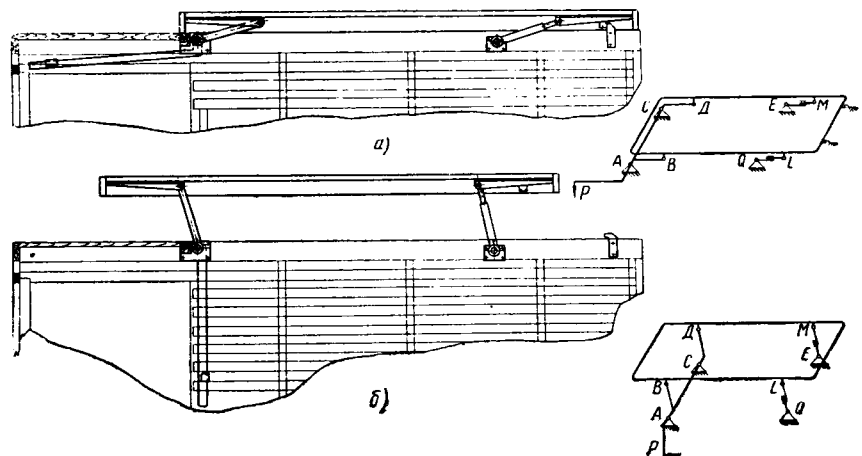


Рис. 2. Устройство для подъема крыши:

а — транспортное положение крыши; б — рабочее положение крыши.

В автомобиле имеются две двери — боковая и задняя. Задняя дверь двухстворчатая с шириной проема 1425 × 1635 мм, боковая дверь одностворчатая с шириной дверного проема 995 × 1660 мм. Двери имеют внутренние замки, запирающиеся ключом. Для удобства погрузки и выгрузки товаров под каждой дверью вмонтированы выдвижные лестницы. На случай самопроизвольного открывания дверей в кабину водителя проведена сигнализация: на щитке приборов при открывании той или иной двери загорается сигнальная лампочка. Ука-

занное устройство обеспечивает сохранение перевозимых товаров.

Пол кузова ровный, покрытый деревянным настилом, поверх которого укреплены стальные полосы для удобства перемещения тарных грузов внутри кузова и предохранения пола от повреждений во время погрузочно-разгрузочных работ.

Внутреннее помещение автомобиля освещено тремя светильниками, два из которых расположены по углам задней стенки, а третий в углу у боковой двери.

При помощи специального устройства, установленного на передней части кры-

ши, осуществляется естественная вентиляция внутреннего помещения автомобиля.

Для хранения комплекта шоферского инструмента под кузовом установлен специальный ящик. Запасное колесо закреплено на раме под кузовом, как у автомобиля ГАЗ-52А. Автомобиль ГЗТМ-894 с подъемной крышей успешно прошел заводские и межведомственные испытания и рекомендован для серийного производства.

**Б. А. МАЛКИН**

Горьковский завод торгового машиностроения

## ДОВОДОЧНЫЙ СТАНОК

**С** ЦЕЛЮ механизации работ по доводке сферы толкателя на Мелитопольском моторном заводе был создан специальный станок. Все узлы станка размещены на станине, представляющей собой чугунную цилиндрическую тумбу. Электродвигатель 1 (см. рисунок) через ременную передачу передает вращение на двойной шкив 2. Шкив насажен на вал 3. На валу размещается ко-

такому конструктивному решению центральный вал может вращаться независимо от колонн стола. На центральный вал насаживается шестерня, входящая в зацепление с шестерней 10, которая жестко скреплена с валом-корпусом 11. Вал-корпус имеет отверстие, расположенное эксцентрично относительно оси вала-корпуса. В это отверстие на подшипниках устанавливается шпindelь 12 при-

но вращается на подшипниках в шпindelной головке. Муфта 22 через упорный подшипник пружинной 23 прижимается к конусной выточке шкива 19, осуществляя силовое замыкание шкива 19 и шпинделя 24. На нижнем конце стержня 21 располагается цапга 25. Пружина 23 осуществляет силовое замыкание цапги 25 и шпинделя 24, так как она при помощи стержней 21 втягивает цапги внутрь шпинделя. При этом конические части цапги и шпинделя плотно прилегают друг к другу, вследствие чего возникает значительная сила трения и стержень 21 и шпindelь 24 вращаются как одно целое. В средней части на шпindelных головках 18 имеются на наружной части зубья, входящие в зацепление с шестерней 26. При помощи рычага 27 стержень 26 может проворачиваться на определенный угол вверх или вниз. Рычаг может удерживаться в любом положении при помощи фиксатора.

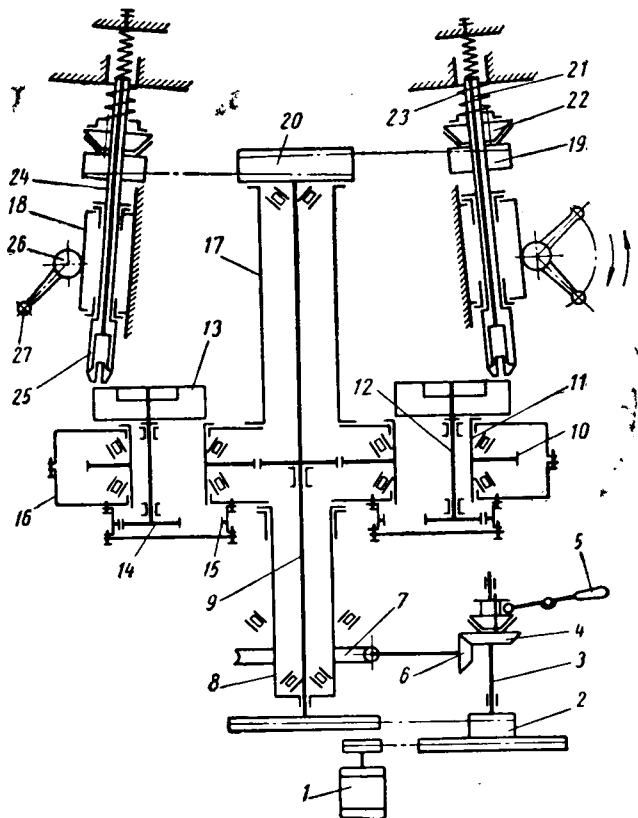
Станок работает следующим образом. Пустив электродвигатель 1 при помощи рычага 5, выводят фрикционную головку из конической выточки шестерни 4, в результате чего все механизмы станка останутся. Рычаг 5 вводится в фиксирующий паз и оставляется в таком положении. Путем нажатия на рукоятку 27 осуществляют подъем цапги 25 вверх, в результате чего она, разжимается. В этом положении в нее вставляют толкатель до упора, после чего рукоятку 27 устанавливают в верхнее положение.

В этом случае основание толкателя будет прижато к притиру 13. Включением фрикционной головки с конической шестерней 4 при помощи рычага 5 осуществляют подвод следующих шпindelных головок, в которые вставляют толкатель. После этого рычагом 5 производят замыкание конической шестерни 4 с шестерней 6, в результате чего все механизмы станка получают вращение.

Благодаря вращательному движению притиров 13 и цапг 25 толкатель описывает сложную траекторию, все точки его основания периодически соприкасаются с притиром, производя обработку сферы заданного размера. Внедрение станка в производство позволило повысить производительность труда в 1,8 раза и получить экономию 1708 руб.

**И. Т. ЧАРИЧАНСКИЙ**

Мелитопольский моторный завод



нической шестерней 4, имеющая с противоположной стороны коническую выточку, куда входит фрикционная головка. Фрикционная головка может свободно перемещаться на скользящей шпонке и передвигается при помощи рычага 5. Коническая шестерня 4 входит в зацепление с конической шестерней 6, которая через вал передает вращение на червячную передачу 7. Червячное колесо на шпонке насаживается на колонку стола 8. Внутри колонны стола свободно проходит центральный вал 9. Благодаря

тире 13. Для вращения шпинделя на нижнем конце его имеется шестерня 14, которая входит в зацепление с шестерней 15 с внутренними зубьями. К верхней части стола 16 болтами прикреплены верхняя колонна 17. На колонну 17 надета крестовина, к которой прикреплены четыре шпindelные головки 18. Вращение шпindelные головки получают через ременную передачу и шкивы 19, 20, насаживаемые на верхний конец центрального вала 9 и стержней 21 шпindelных головок. Шкив 19 свобод-

# ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ АВТОМОБИЛЕЙ, ВНЕДРЕННЫЕ В ПРОИЗВОДСТВО

## Список № 2

А. И. Скачков. Автомобильный прицеп-панелевоз. Авторское свидетельство № 127580 [1960, № 7]\* Киевский и Ленинградский горисполкомы.

К. З. Шепеляковский. Конструкционная сталь. Авторское свидетельство № 128482 [1960, № 10]. Московский городской совнархоз.

Л. В. Вайсер и др. Пластмассовая композиция для изготовления модельной оснастки. Авторское свидетельство № 129299 [1960, № 12]. Одесский совнархоз.

С. С. Писаревский и др. Способ разливки магниевых сплавов. Авторское свидетельство № 130162 [1960, № 14]. Омский совнархоз.

Р. М. Сеянина и др. Модельный сплав для литья по выплавляемым моделям. Авторское свидетельство № 130635 [1960, № 15]. Московский городской совнархоз.

Г. С. Мазаев и др. Устройство для отделения литников и прибылей от стальных отливок. Авторское свидетельство № 130644 [1960, № 15]. Челябинский совнархоз.

Е. Г. Николаенко и др. Способ нагрева — охлаждения кокилей. Автор-

ское свидетельство № 131050 [1960, № 16]. Одесский совнархоз.

Б. В. Зверев. Прицепное устройство для подъема грузов. Авторское свидетельство № 131059 [1960, № 16]. Кемеровский совнархоз.

В. Н. Перцовский и др. Противопригарная паста для стального литья. Авторское свидетельство № 131460 [1960, № 17]. Свердловский совнархоз.

И. М. Крахмальник и др. Опора для изготовления верхней полуформы. Авторское свидетельство № 131463 [1960, № 17]. Ленинградский совнархоз.

Н. Н. Маслов и др. Способ химического никелирования резьбового, мерительного инструмента и пресс-форм. Авторское свидетельство № 131600 [1960, № 17]. Пермский совнархоз.

М. Е. Тржецяк и др. Автомат для гальванической обработки деталей. Авторское свидетельство № 131601 [1960, № 17]. Свердловский совнархоз.

В. А. Соколов. Способ заливки оболочковых форм. Авторское свидетельство № 131862 [1960, № 18]. Львовский совнархоз.

М. М. Левин и др. Способ центробежного литья на машинах с горизонтальной осью вращения. Авторское свидетельство № 131867 [1960, № 18]. Совнархоз Удмуртской АССР.

Н. Л. Дубровин и др. Устройство для гидравлической очистки отли-

вок. Авторское свидетельство № 131875 [1960, № 18]. Московский областной совнархоз.

Р. А. Воронин. Устройство для укладки металлических листов в пакеты. Авторское свидетельство № 132173 [1960, № 19]. Донецкий совнархоз.

Г. И. Альперович. Способ защиты гальванических травильных и тому подобных ванн. Авторское свидетельство № 134535 [1960, № 24]. Одесский совнархоз.

И. С. Ревес и др. Механизм для извлечения оправок. Авторское свидетельство № 135458 [1961, № 3]. Московский областной совнархоз.

А. П. Бояринов и др. Жаропрочная сталь на железной основе. Авторское свидетельство № 135892 [1961, № 4]. Московский областной совнархоз.

А. Б. Трубицын. Рабочая головка к окрасочной машине. Авторское свидетельство № 133786 [1960, № 22]. Липецкий совнархоз.

Ф. И. Лялин. Устройство для разделения по фракциям гравийно-песчаной смеси. Авторское свидетельство № 135039 [1961, № 2]. Министерство речного флота.

Г. И. Кабаков и др. Автомат для загрузки стержней в стержневые мельницы. Авторское свидетельство № 135332 [1961, № 2]. Мурманский совнархоз.

\* Везде в квадратных скобках указан год и номер журнала «Бюллетень изобретений».

## НОВЫЕ КНИГИ

Венцель С. В. Смазка двигателей внутреннего сгорания. Киев, Машгиз, 1963. 180 с., т. 10 000, ц. 78 коп. в пер.

Описание конструкций смазочных устройств. Способы фильтрации масел, их эксплуатационные показатели. Сущность старения масел и влияние этого процесса на износ и эксплуатационную надежность двигателей. Моторные испытания смазочных масел.

Для инженерно-технических работников двигателестроения, автомобилестроения и автотранспорта.

Вишенков С. А. и Каспарова Е. В. Повышение надежности и долговечности деталей машин химическим никелированием. М., Машгиз, 1963. 208 с., т. 6000, ц. 78 коп. в пер.

Состав, структура и свойства растворов для химического никелирования. Никельфосфорные покрытия. Особенности технологии процесса химического никелирования и его применение в различных отраслях техники для повышения надежности и долговечности деталей машин и приборов. Технико-экономические показатели процесса химического никелирования.

Для конструкторов и технологов машиностроительных предприятий.

Влазнев Е. И., Подгорнов С. В. и др. Нормализованные станочные приспособления. Справочник конструктора. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Оборонгиз, 1963. 504 с., т. 22 000, ц. 1 р. 88 к. в пер.

Справочные данные по допускам, посадкам, резьбовым соединениям, шариковым и роликовым подшипникам. Материалы для деталей приспособлений. Типовые конструкции отдельных узлов приспособлений из стандартных и нормализованных деталей. Универсальные и сборно-разборные приспособления. Технические условия на детали приспособлений. Паспортные

данные и размеры нормализованных узлов специализированных станков и автоматических линий.

Для инженеров-конструкторов.

Гагарин Е. И. Развитие конструкций автомобильных двигателей. М., Изд-во АН СССР, 1962. 190 с. (Ин-т истории естествознания и техники), т. 1500, ц. 63 коп.

Обзор основных этапов исторического развития автомобильных двигателей, их динамики и методов расчета. Технический анализ путей совершенствования двигателей. Оценка современных конструкций автомобильных двигателей и перспективы их развития в будущем.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности.

Досюлев С. Г. и Солонский А. С. Справочное пособие конструктору-машиностроителю. Изд. 2-е, переработ. и доп. Минск, Госиздат, БССР, 1962. 403 с., т. 25 000, ц. 1 р. 13 к. в пер.

Основные данные по элементам конструкций, допускам и посадкам, чистоте поверхности, оформлению машиностроительных чертежей, машиностроительным материалам, по их сортаментам, термической и химико-термической обработке.

Для инженерно-технических работников машиностроительных заводов и конструкторских бюро.

Кожеуров П. И. Комплексная механизация в литейных цехах. Свердловск, Машгиз, 1962. 287 с., т. 8000, ц. 1 р. 05 к. в пер.

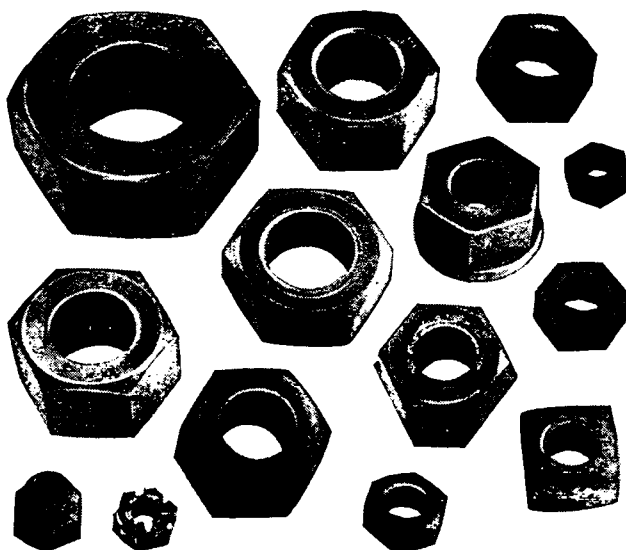
Описание средств механизации процессов изготовления стержней и форм, выбивки, обрубки и очистки отливок, переработки, транспортировки и распределения формовочных материалов и смесей. Механизированные линии и автоматизированные участки литейных цехов.

Для инженерно-технических работников.

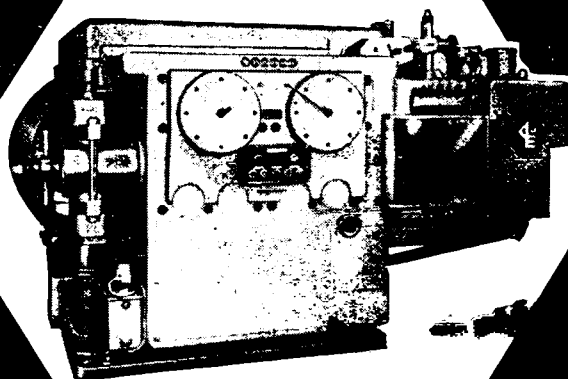
Цена 40 коп.

Все эти гайки, а также множество подобных гаек других форм и размеров могут быть изготовлены на прессе системы

**Hotmaster**



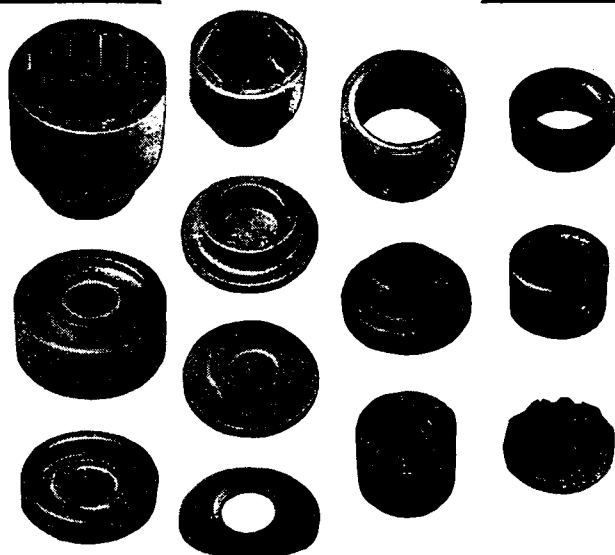
- ⊕ Высокая производительность - до 210 шт/мин
- ⊕ Получение изделий точной формы
- ⊕ Безукоризненное качество поверхности изделия
- ⊕ Оптимальная структура
- ⊕ Отсутствие заусенцев
- ⊕ Большой комплект сменных инструментов
- ⊕ Минимальные затраты времени на переналадку



Типичные детали, получаемые на прессе системы

**Hotmaster**

При желании Вы можете более подробно ознакомиться с этой машиной



**MASCHINENFABRIK PELTZER & ENLERS · KREFELD**

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ — ЗАВОД ПЕЛЬЦЕР И ЭЛЕРС КРЕФЕЛЬД Ф.Р.Г.  
ТЕЛЕКС 0853874 · ТЕЛЕГРАФНЫЙ АДРЕС: ПЕЛЬЦЕРЭЛЕРС, КРЕФЕЛЬД