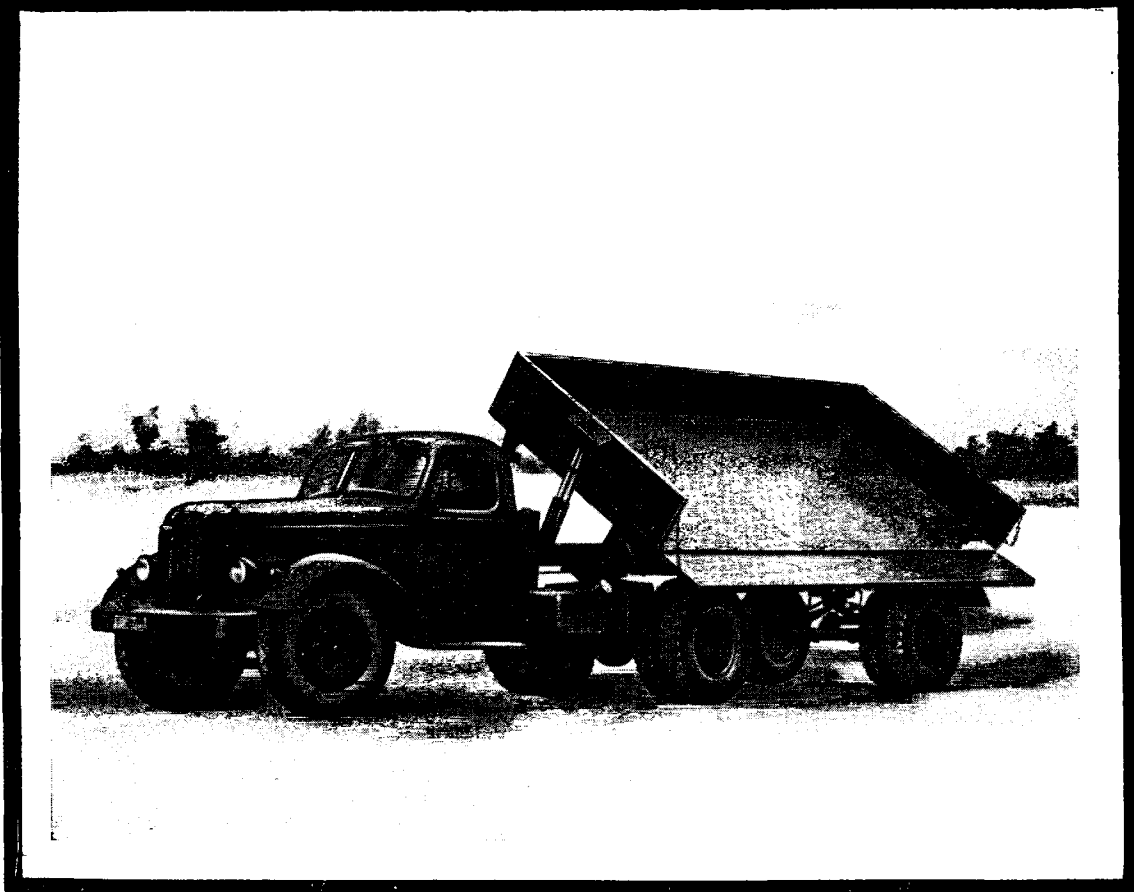


Автомобильная промышленность



8

1960

СОДЕРЖАНИЕ

КОИСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

М. М. Шукин — Расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей	1
В. И. Клочков — Экспериментальное определение к п д автомобильного колеса	4
М. Б. Школьников — Расчет оснований несущих кузовов автоприцепов	6
М. И. Лысов — Пути облегчения управления рулевым механизмом	12
А. И. Нарбут — К п д. планетарного механизма двух- и трехступенчатых коробок передач легковых автомобилей	15
А. А. Силаев — О статистической теории и подвеске автомобиля	22
М. И. Смотрицкий — Гидропневматическая подвеска, ее характеристика и особенности	25
Ю. И. Боровских Ю. И. Майзенберг — Двухэлементные реле-регуляторы для автомобилей	28

ТЕХНОЛОГИЯ

Н. И. Гораецкий — Применение хонингования отверстий в закаленных шестернях вместо шлифования	30
Я. Е. Уринсон — Обточка шестерен с установкой на три технологических отверстия	32
А. А. Дмитриева, С. Д. Кокин — Шаблоны для окраски кузова в два цвета	33
А. Н. Киселев, В. Ф. Мошков — Автоматическая подача ленты в штамп	34

ИНФОРМАЦИЯ

В. Ф. Миняйлов — Зарубежные бензонасосы с электроприводом	35
Д. В. Лялин, К. М. Атоян, А. Н. Юшманов — Легковые автомобили и автобусы на Женевской автомобильной выставке 1960 г.	36
Научно-исследовательские и экспериментальные работы, выполненные институтами и заводами автомобильной промышленности. Перечень № 1, 1960 г.	43
Новые книги	44

На обложке — Автомобиль-тягач ЗИЛ-ММЗ 164Н Московского автозавода имени Лихачева с полуприцепом самосвалом ММЗ-777 Мытищинского машиностроительного завода

Редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор Е. А. Давыдкина.

Сдано в производство 8/VI 1960 г.

Подписано к печати 1/VIII 1960 г.

Т-10604

Тираж 12700 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,25 Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈ Зак. 2373.

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

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно - технический
журнал

№ 8

АВГУСТ 1960

Конструирование Исследования Испытания

Расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей

Канд. техн. наук М. М. ЩУКИН

ОПЫТ эксплуатации автомобилей с прицепами и специальные исследования показывают, что параметры упругих элементов тягово-сцепных устройств существенным образом влияют на характер динамического взаимодействия между звеньями автопоезда. Между тем методика их расчета до настоящего времени еще не разработана.

Автором в виде первой попытки предложен вариант методики расчета параметров упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей.

Основные варианты характеристик упругих элементов и их исходные положения для расчета. Линейной характеристикой (рис. 1, а) обладают обычные витые цилиндрические пружины и упругие элементы с трением, изменяющимся пропорционально деформации (кольцевые пружины, листовые рессоры и др.).

Связь параметров цилиндрической пружины устанавливается следующими соотношениями:

$$P = c(s + \Delta s); \quad A = \frac{P^2}{2c}, \quad (1)$$

где P — нагрузка на пружину;
 c — жесткость пружины;
 $(s + \Delta s)$ — деформация;
 A — энергоемкость пружины.

Трение в упругих элементах меняет вид характеристики $P = f(s)$. При одинаковой нагрузке деформация упругих элементов с трением меньше на Δs , чем у цилиндрических пружин. Последующее разгрузивание упругого элемента восстанавливает его размеры только после того, как сила P уменьшится на величину $2F$. Линия нагрузки OA не совпадает с линией разгрузки CO .

Жесткость упругого элемента с трением в процессе завершения нагрузочного цикла не остается постоянной: $c_1 > c > c_2$. При этом

$$c_1 = \frac{P}{s}; \quad c = \frac{P - F}{s}; \quad c_2 = \frac{P - 2F}{s}. \quad (2)$$

Сила трения F выражается через нагрузку P и коэффициент относительного трения ψ формулой

$$F = \psi P.$$

После подстановки в формулы (2) значений F получим

$$c_1 = \frac{c}{1 - \psi}; \quad c_2 = \frac{c(1 - 2\psi)}{1 - \psi} \quad (3)$$

при $\psi = 0$; $c_1 = c = c_2$.

Средняя жесткость c определяет одно из главных свойств колебательной системы автопоезда — собственную частоту продольных колебаний его звеньев

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{c(M_T + M_n)}{M_T \cdot M_n}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{1 - 2\psi}{1 - \psi}}}{1 + \sqrt{1 - 2\psi}}, \quad (4)$$

где M_T и M_n — приведенные массы тягача и прицепа.

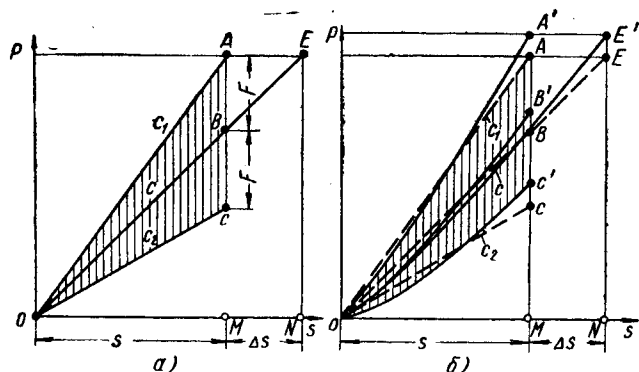


Рис. 1. Варианты характеристик упругих элементов.

Для цилиндрических стальных пружин, свободных от гистерезиса, линия OE нагрузки и линия EO разгрузки на графике сила — деформация совпадают.

Наличие значительного гистерезиса (пл. АОС) способствует гашению (самоторможению) продольных колебаний звеньев автопоезда. Интенсивность гашения оценивается коэффициентом поглощения энергии η , который для линейных упругих элементов с трением равен

$$\eta = \frac{c_1 - c_2}{c_1} = 2\psi. \quad (5)$$

Так как всегда $\eta < 1$, то $\psi < 0,5$.

При одинаковых средней жесткости c и нагрузке P упругие элементы с трением накапливают в себе меньшее количество энергии по сравнению с цилиндрическими пружинами (пл. ОАМ < пл. ОЕП).

Энергия, накопленная цилиндрической пружиной в результате деформации, равна

$$A_0 = \frac{P^2}{2c}.$$

Энергия, накапливаемая упругим элементом трения, равна

$$A = \frac{P^2(1 - \psi)}{2c},$$

откуда

$$\frac{A}{A_0} = 1 - \psi. \quad (6)$$

Из приведенных формул видно, что, если заданы c и ψ , то общий вид характеристики упругого элемента с трением и направление лучей нагрузки и разгрузки на диаграмме $P=f(s)$ известны.

Таким образом, у одного класса упругих элементов, применяемых в сцепках автомобилей, обобщающими параметрами характеристики являются средняя жесткость c и коэффициент относительного трения ψ . (В дальнейшем эти упругие элементы будем называть упругими элементами с прямолинейно-треугольной характеристикой).

Другой класс составляют упругие элементы с нелинейной характеристикой (рис. 1, б). К ним относятся витые конические пружины, резиновые упругие элементы, разрезные упруго-фрикционные втулки и др. Как и в предыдущем случае, для данного класса могут быть две разновидности упругих элементов: безгистерезисные (стальные конические пружины) и с самоторможением (остальные).

Решение теоретических задач и выполнение инженерных расчетов с этим классом упругих элементов часто производятся методами линеаризации.

Н. К. Куликовым [1] предложен метод, заключающийся в том, что действительная криволинейная функция $P=f(s)$ заменяется некоторой прямолинейной функцией из расчета равенства под кривыми площадей на графике сила—деформация. Тогда среднее значение коэффициента жесткости кривой i определяется из выражения

$$c_i = \frac{2}{s^2} \int_0^s P ds.$$

На рис. 1, б произведена замена действительных кривых прямыми линиями. В результате такой замены криволинейный гистерезисный треугольник ОАС' преобразован в равновеликий ему прямолинейный треугольник ОАС, а кривая ОЕ' заменена прямой ОЕ. Свойства замененной и заменяющей колебательных систем являются в определенных пределах эквивалентными.

Из этого случая также видно, что обобщающими параметрами характеристики нелинейного упругого элемента остались средняя жесткость c и коэффициент относительного трения ψ .

Третьим обобщающим параметром для всех типов упругих связей и вариантов их характеристики служит максимальная величина амортизируемой нагрузки P_A . Если средняя жесткость c упругого элемента влияет на величину нагрузок в сцепке и собственную частоту продольных колебаний звеньев автопоезда, а ψ определяет интенсивность их гашения, то P_A характеризует нагрузочный режим упругого элемента. Остальные параметры относятся к числу производных (максимальная деформация упругой связи s_A и энергоемкость A).

Из сказанного выше следует, что в общем случае расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей сводится прежде всего к выбору оптимальных значений главных обобщающих параметров: c ; ψ и P_A .

Для каждой весовой категории автопоезда имеется вполне определенное значение этих параметров, при которых динамическое взаимодействие звеньев протекает наиболее благоприятно.

В тягово-сцепных устройствах автомобилей, имеющих одинаковый общий вес (точнее, в автомобилях, объединяемых данным классом грузоподъемности), должны устанавливаться упругие элементы с одинаковым значением главных обобщающих параметров.

Выбор средней жесткости упругого элемента. При расчете средней жесткости упругого элемента сцепки необходимо, чтобы собственная частота продольных колебаний звеньев автопоезда лежала в пределах, допускаемых физиологическими особенностями человеческого организма; скорость движения, при которой начинаются резонансные продольные колебания звеньев автопоезда, по возможности находилась вне зоны практически используемых скоростей движения, характерных для эксплуатации автомобилей с прицепами; средняя жесткость упругого элемента обеспечивала наименьшие нагрузки в сцепке.

Продольная относительная раскачка звеньев автопоезда и его растяжка в длину тем больше, чем меньше жесткость упругой связи сцепки. С целью уменьшения амплитуд продольного раскачивания звеньев и ограничения растяжки целесообразно увеличить жесткости упругих элементов.

Р. В. Ротенберг [2] указывает, что человеческий организм легче переносит горизонтальные толчки, чем вертикальные. Поэтому верхний предел технической частоты собственных продольных колебаний может считаться допустимым в диапазоне $n=120 \div 180$ кол/мин. Это подтверждается также экспериментальными исследованиями В. Цона [3]. Из выражения (4), принимая $\psi = 0$, получим

$$c_p \leq m M_T \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \quad (7)$$

где

$$m = \frac{M_n}{M_T + M_n}.$$

— коэффициент весовой характеристики автопоезда.

Допустимый диапазон значений средней жесткости упругих элементов сцепки по собственной частоте применительно к вариантам автопоездов ГАЗ, ЗИЛ и ЯАЗ приведен в табл. 1.

Таблица 1

Автопоезд	m	G_T в кг	Средняя жесткость упругого элемента в кг/см		
			по собственной частоте $n=120 \div 180$ кол/мин	по резонансной скорости $v_{ор} = 20 \div 30$ км/час	по минимальным нагрузкам
ГАЗ-63/2-П-2	0,39	5 400	300—700	400—900	300—800
ЗИЛ-157 2-П-4	0,39	10 000	600—1300	750—1700	800—1400
ЯАЗ-214 2-П-8	0,41	20 000	1200—2600	1600—2400	1600—2400

Интенсивные продольные колебания звеньев автопоезда характерны в основном для неблагоустроенных дорог. Скорость движения автомобилей с прицепами на таких дорогах ограничивается некоторым пределом $v_{ор}$. Условие ограничения резонанса колебаний в продольном направлении следующее:

$$v_{ор} = \frac{\beta L}{2\pi} > v_{ор}, \quad (8)$$

где $v_{ор}$ — скорость автопоезда, при которой начинается резонанс;

L — длина неровности.

Учитывая связь между средней жесткостью c и круговой частотой β , на основании выражения (8) получим

$$c_v > (2\pi)^2 m M_T \frac{v_{ор}^2}{L^2}. \quad (9)$$

По опыту эксплуатации скорость автопоездов на неблагоустроенных дорогах не превышает 20—30 км/час. Длина неровностей колеблется в пределах 1—4 м, однако 85—90% имеют длину 2—3 м [2]. В табл. 1 представлены данные по выбору величины v в соответствии с равенством (9) при условии $L = 2,5$ м.

В тягово-сцепных устройствах необходимо устанавливать упругие элементы такой средней жесткости, при которой в типичных эксплуатационных условиях имеются минимальные нагрузки. На рис. 2 приведены кривые изменения нагрузок в

автомобилей. Как известно, гашение вертикальных колебаний в данном случае осуществляется в основном гидравлическими амортизаторами, для которых неупругое сопротивление принимается пропорциональным первой степени относительной скорости. Гидравлические амортизаторы могут применяться и в сцепках автомобилей.

Для большинства конструкций современных амортизаторов [2]

$$\gamma = \frac{h}{\beta} = 0,20 \div 0,40,$$

где γ — коэффициент аperiodичности;
 h — коэффициент затухания.

Имея в виду указанный диапазон для γ , найдем приемлемые значения коэффициента относительного трения. М. И. Бать [4] установил, что упругие связи с прямолинейно-треугольной характеристикой в смысле сохранения осредненных их свойств и интенсивности рассеивания энергии могут быть с достаточным приближением заменены витой цилиндрической пружиной средней жесткости c . Сопротивление этой пружины пропорционально первой степени относительной скорости. Переход от одной схемы к другой и их эквивалентность возможны при обязательном соблюдении равенства

$$h^2 = \frac{\ln^2 \sqrt{\frac{c_1}{c_2}}}{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{c_1}{c_2}}} \beta^2. \quad (10)$$

Из выражений (10) и (3) получим

$$h = \frac{\ln \sqrt{\frac{1}{1-2\psi}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{1}{1-2\psi}}}} \beta. \quad (11)$$

Решив уравнение (11) относительно 2ψ , имеем

$$2\psi = 1 - e^{-\frac{2\pi\gamma}{\sqrt{1-\gamma^2}}}. \quad (12)$$

Если подставить в это уравнение рациональный диапазон γ , получим, что $\psi = 0,35 \div 0,45$.

Определение расчетной нагрузки. В общем случае расчетная амортизируемая нагрузка P_A для упругой связи может существенно отличаться от расчетной нагрузки P_{max} для остальных деталей сцепки.

При обосновании необходимого значения P_A следует исходить из следующих соображений. Если величина P_A выбрана недостаточной, то при движении автопоезда по неровной дороге или торможении возможно частое «пробивание» упругой связи и, вследствие этого, излишне жесткая передача толчков и ударов на ходовую часть автопоезда. В том случае, когда величина P_A выбрана слишком большой, то «пробивание» упругой связи в этом случае будет исключено, однако, в средних эксплуатационных условиях упругая связь будет сильно недогружена и не в полной мере рационально использована. К тому же, и это является главным, поскольку расчет был произведен на большую величину нагрузки, размеры упругого элемента и его вес получатся неоправданно завышенными.

Максимальная величина расчетной амортизируемой нагрузки P_A должна выбираться исходя из систематизации и сопоставления материалов, характеризующих движение автопоездов на основных эксплуатационных режимах: движение по неровным дорогам, торможение, трогание с места.

Экспериментальные исследования О. Боде [5] и В. Цюна [3] показали, что нагрузки в сцепке за счет продольных колебаний звеньев автопоезда, возбуждаемых дорожными неровностями, обычно не превышают нагрузок, возникающих при торможении и трогании с места. Это подтверждается и аналитическими расчетами.



Рис. 2. Характер влияния жесткости упругого элемента связи на величину нагрузок в тягово-сцепном устройстве автопоезда для различных значений зазоров:

1 — трогание с места; 2 — торможение; а — автопоезд типа ГАЗ-63/2-П-2 ($G_T = 5400$ кг, $G_n = 3500$ кг); б — автопоезд типа ЗИЛ-157/2-П-4 ($G_T = 10\,000$ кг, $G_n = 6400$ кг); в — автопоезд типа ЯАЗ-214/2-П-3 ($G_T = 20\,000$, $G_n = 14\,000$ кг).

сцепках автопоездов ГАЗ, ЗИЛ и ЯАЗ в зависимости от жесткости упругого элемента и величины зазоров ξ применительно к эксплуатационным режимам трогания с места (время нарастания тягового усилия от нуля до максимума $\tau = 0,75$ сек.; коэффициент сцепления $\phi = 0,45$) и торможения автопоезда (время нарастания тормозного момента от нуля до максимума $\tau = 0,40$ сек.; $\phi = 0,70$). Для всех автопоездов существует зона жесткостей (заштрихованные участки), при которой нагрузки в сцепке имеют минимальное значение.

Так как для всех типовых автопоездов коэффициент m примерно одинаков ($m \approx 0,40$), то данные предыдущих графиков по оптимальным жесткостям обобщены в виде зависимости $c_p = f(G_T)$ (рис. 3). Этот график показывает, что оптимальная жесткость из условий минимума нагрузок пропорциональна весу тягача автопоезда.

В табл. 1 приведены цифровые материалы по средней жесткости из условий получения минимума нагрузок.

Из этой таблицы видно, что можно подобрать такую среднюю жесткость, которая будет удовлетворять в достаточной мере основным требованиям, упомянутым выше.

Выбор величины коэффициента относительного трения ψ . Правильный выбор коэффициента имеет особое значение для упругих элементов с прямолинейно-треугольной характеристикой.

При выборе коэффициента ψ целесообразно ориентироваться на опыт, накопленный в области проектирования подвесок

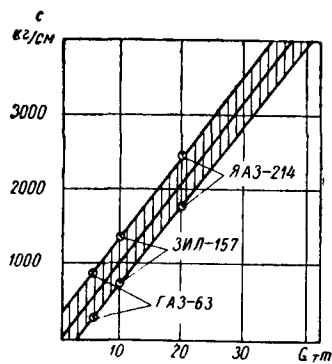


Рис. 3. Зависимость оптимальной средней жесткости c_p от веса тягача G_T .

В табл. 2 приведены значения нагрузок для нескольких вариантов автопоездов.

Нагрузки для режимов трогания и торможения (табл. 2) определены для наиболее неблагоприятного мгновенного характера изменения сил на колесах автопоезда. При этом учи-

Таблица 2

Автопоезд	G_T в кг	G_n в кг	c в кг/см	Нагрузка в сцепке автопоезда в кг		
				Движение по ухабистой дороге при $\lambda_s=5$; $L=2,5$ м; $q_0=6$ см	Торможение при $\varphi=0,60$; $\xi=20$ мм; $\gamma=0$	Трогание с места при $\varphi=0,60$; $\xi=20$ мм; $\gamma=0$
ГАЗ-63 2-П-2	5 400	3 500	700	2 600	3 600	7 700
ЗИЛ-157/2-П-4	10 000	6 400	1 300	4 800	6 500	14 000
ЯАЗ-214/2-П-8	20 000	14 000	2 400	10 800	13 300	28 000

тывался наихудший случай, когда прицеп считался пассивным, а тяговые (тормозные) силы на колесах тягача по своей величине выбирались предельными (по сцеплению φ). Нагрузка во время движения автопоезда по неровной дороге рассчитывалась также для тяжелых условий: высота неровностей $2q_0=12$ см, длина волны $L=2,5$ м, влияние зазоров и упругости сцепки учитывалось коэффициентом динамичности $\xi_{\lambda_\omega}=5$.

Сопоставляя экспериментальные и расчетные материалы, можно прийти к выводу, что при выборе максимальной величины амортизируемой нагрузки P_A наиболее правильно исходить из режима торможения. Расчет величины P_A по этому режиму обеспечит достаточную «непробиваемость» упругого элемента и интенсивную работу его при умеренных габаритах и весе.

Режим резкого трогания автопоезда с места должен выбираться в качестве расчетного при определении размеров деталей сцепок из условий прочности.

При плавном трогании автопоезда с места не наблюдается «пробивания» упругой связи, так как нагрузки в сцепке в этом случае меньше, чем величина P_A , определенная из условия резкого торможения (см. кривые на рис. 2 и данные табл. 2).

Уравнения для определения P_A и $P_{\max}$ по структуре одинаковые.

$$P_A = m\varphi G_T \times \left[1 + e^{-\gamma\beta\tau} \sqrt{1 + \sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi G_T} \left(\sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi G_T}} - 2\gamma \right)}} \right]; \quad (13)$$

$$\tau = \frac{1}{\beta \sqrt{1-\gamma^2}} \arctg \times \frac{\sqrt{1-\gamma^2} \left[\sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi G_T}} (1-4\gamma^2) + 2\gamma \right]}{\gamma \sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi G_T} (3-4\gamma^2) - (1-2\gamma)^2}}. \quad (14)$$

При определении P_A вместо m подставляется его значение $m = \frac{M_n}{M_T + M_n}$, а при определении $P_{\max}$ подставляется $m = 1$.

При расчете кольцевых пружин являются заданными (заранее определенными) величины: c ; ψ и P_A . Используя эти данные и основные зависимости, вытекающие из прочностного расчета, можно найти необходимый угол конусности рабочих поверхностей и требуемое число колец [6].

В основу расчета резинового элемента берутся ранее изложенные положения о расчете нелинейных упругих элементов с трением и работа В. Л. Бидермана [7].

ЛИТЕРАТУРА

- Куликов Н. К., Приближенное определение периода собственных колебаний нелинейной системы, Инженерный сборник, т. 13, Изд-во АИ СССР, 1952.
- Ротенберг Р. В., Теория подвески автомобиля, Машгиз, 1951.
- Цюн В., ДКФ, № 92, 1956.
- Бать М. И., Прикладная математика и механика, т. IV, вып. 3, 1940.
- Воде О., ДКФ, № 113, 1958.
- Детали машин. Сб. материалов по расчету и конструированию под ред. проф. Н. С. Ачеркана, кн. II, Машгиз, 1954.
- Бидерман В. Л., Вопросы расчета резиновых деталей. Расчеты на прочность. Вып. 3, Машгиз, 1958.

Экспериментальное определение к. п. д. автомобильного колеса

Б. И. КЛОЧКОВ

Сталинградский механический институт

СОВРЕМЕННАЯ теория автомобиля не вскрывает всех особенностей работы ведущего колеса как механизма, преобразующего крутящий момент в толкающую силу.

Эффективность ведущего колеса [1], как и всякого другого подобного механизма, должна оцениваться к.п.д., который учитывает силовые потери, а также потери, получающиеся при буксовании колеса. Однако экспериментально сделанные расчеты еще не подтверждены. Приведенные в статье данные частично восполняют этот пробел.

Колесо, катящееся под воздействием крутящего момента M_k с угловой скоростью ω_k , преобразует подведенный крутящий момент в толкающую силу P_k , и перемещает автомобиль с действительной скоростью v_k .

Мощность, подводимая к колесу, равна

$$N_1 = M_k \omega_k; \quad (1)$$

мощность, развиваемая силой P_k , равна

$$N_2 = P_k v_k. \quad (2)$$

К.п.д. колеса, как всякого подобного механизма, определяется из соотношения

$$\eta_k = \frac{P_k v_k}{M_k \omega_k}. \quad (3)$$

Из выражения (3) видно, что при измененных величинах P_k , M_k , ω_k , v_k и фиксированных параметрах (конструкция шины, давление в ней, нагрузка на колесо, качество дорожной поверхности) к.п.д. колеса может меняться в довольно широких пределах. При полном буксовании ($v_k = 0$) к.п.д. будет равен нулю. В реальных условиях работы колеса вследствие потерь на качение к.п.д. всегда меньше единицы. Характер изменения его и истинное значение определяется величинами P_k , M_k , v_k , ω_k .

В связи с этим в основу экспериментального определения к.п.д. было положено выражение (3), а для измерения определяющих его параметров создана установка на базе автомобиля ГАЗ-51.

Крутящий момент M_k измерялся с помощью проволоочных константановых датчиков ($R=200$ ом, база 20 мм), наклеенных на полюсы в непосредственной близости к фланцу. В отношении действительной толкающей силы P_k необходимо отметить, что существующая методика динамометрирования автомобиля не позволяет определить ее для каждого колеса в отдельности.

Поэтому проволоочные датчики 1 для измерения P_k и датчики 2 для измерения G_k наклеивались на консоли кожухов полуосей заднего моста 3 (рис. 1), которые под действием тол-

кающей силы P_k изгибаются в горизонтальной плоскости. Однако эти консоли под действием силы G_k , т. е. веса, приходящегося на колесо, могут изгибаться и в вертикальной плоскости.

Опыт показал, что вертикальный изгиб кожуха полуоси, получающийся при нагрузке на колесо до 1600 кг (что соответствует максимальной грузоподъемности автомобиля ГАЗ-51), не влияет на величину горизонтального изгиба кожуха от толкающей силы колеса. Это дало возможность по сигналам датчиков, наклеенных в горизонтальной плоскости кожуха, определить толкающую силу P_k для каждого колеса в отдельности. Угловая скорость ведущего колеса ω_k фиксировалась с помощью отметчика оборотов. Действительная скорость автомобиля определялась по методу В. П. Бараникова. В этом случае «пятым колесом» являлось ведомое (переднее) колесо автомобиля с тахогенератором и отметчиком оборотов.

Такое устройство позволяет одновременно фиксировать значение действительных скоростей автомобиля и число оборотов ведомого колеса. Сопоставляя числа оборотов ведомого и ведущего колес, можно определить величину буксования для различных значений толкающей силы P_k .

Датчики, наклеенные на полуоси и задний мост автомобиля, соединялись по мостовой схеме. Датчики на полуосях подключались через трехконтактные ртутные токосъемные устройства. Балансировочные сопротивления монтировались на отдельной панели в кузове автомобиля.

Все электроизмерительные мосты подключались через четырехканальный усилитель к осциллографу МПО-2, которым фиксировались

сигналы на работу ведущих колес и передавать крутящий момент двигателя на одно колесо. Общая эффективность ведущего колеса определялась величинами, входящими в выражение (3). Эксперименты проводились на установившемся режиме в диапазоне скоростей 10—60 км/час. (Такие значения скоростей характерны для автомобиля ГАЗ-51 при движении по городу и за городской чертой.) С целью выявления максимального к. п. д. испытанию с различным давлением подвергалась шина типа 7,5—20 модели Я-44 при движении автомобиля по дороге с твердым покрытием (сухой асфальт).

Все эксперименты проводились на ровном горизонтальном участке дороги длиной 100 м, которые автомобиль проходил после предварительного разгона.

Скорость протягивания пленки осциллографом была равна 25 мм/сек, что позволяло фиксировать даже незначительные изменения величин, определяющих к. п. д.

Перед опытами и после них производилась тарировка датчиков P_k и M_k с усилителем.

Пленка обрабатывалась на инструментальном микроскопе с точностью до 0,01 мм. Максимальная относительная ошибка, учитывающая погрешности прибора и отсчета величин, подсчитывались по уравнению [2]

$$\frac{\Delta \eta_k}{\eta_k} = \frac{\Delta P_k}{P_k} + \frac{\Delta M_k}{M_k} + \frac{\Delta \omega_k}{\omega_k} + \frac{\Delta v_k}{v_k}. \quad (4)$$

Максимальные относительные ошибки величин, входящих в уравнение (4), составили

$$\frac{\Delta P_k}{P_k} = 0,01; \quad \frac{\Delta M_k}{M_k} = 0,012; \quad \frac{\Delta \omega_k}{\omega_k} = 0,004; \quad \frac{\Delta v_k}{v_k} = 0,004.$$

Таким образом,

$$\frac{\Delta \eta_k}{\eta_k} \cdot 100\% = 3\%.$$

Следовательно, к. п. д. ведущего колеса определялся с точностью до 3%.

Так как при движении автомобиля значение скорости, толкающей силы и крутящего момента переменны, то при экспе-

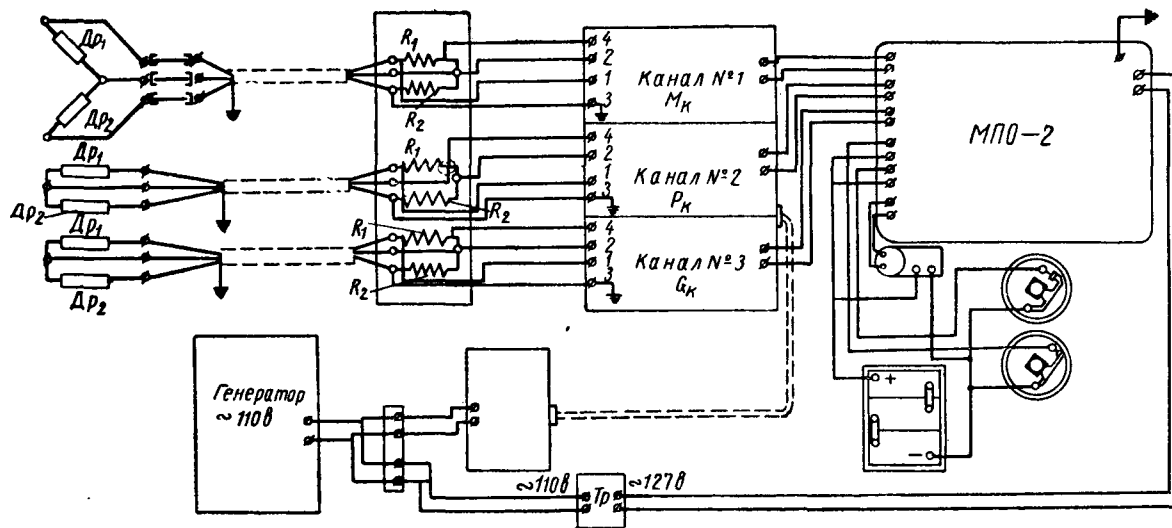


Рис. 2.

сировались (во времени) величины P_k , M_k , ω_k и v_k . Отметчики оборотов питались от аккумуляторной батареи напряжением 6 в и подключались непосредственно к осциллографу через сопротивления. Питание всей установки производилось от электростанции «Киев-1» через двухполупериодный выпрямитель. Время отмечалось вибропреобразователем с частотой колебания 86 гц.

На рис. 2 представлена принципиальная электрическая схема всей установки.

С целью исследования работы только одного ведущего колеса экспериментальная установка снабжалась блокировочным механизмом, который позволял блокировать одно из ведущих колес. Это дало возможность устранить влияние дифферен-

циалов на работу ведущих колес и передавать крутящий момент двигателя на одно колесо. Общая эффективность ведущего колеса определялась величинами, входящими в выражение (3). Эксперименты проводились на установившемся режиме в диапазоне скоростей 10—60 км/час. (Такие значения скоростей характерны для автомобиля ГАЗ-51 при движении по городу и за городской чертой.) С целью выявления максимального к. п. д. испытанию с различным давлением подвергалась шина типа 7,5—20 модели Я-44 при движении автомобиля по дороге с твердым покрытием (сухой асфальт).

С увеличением числа оборотов колеса мощность, затрачи-

ваемая на деформацию, увеличивается, а к.п.д. снижается. По мере увеличения давления в шине, возрастания ее упругости и уменьшения деформации к.п.д. возрастает.

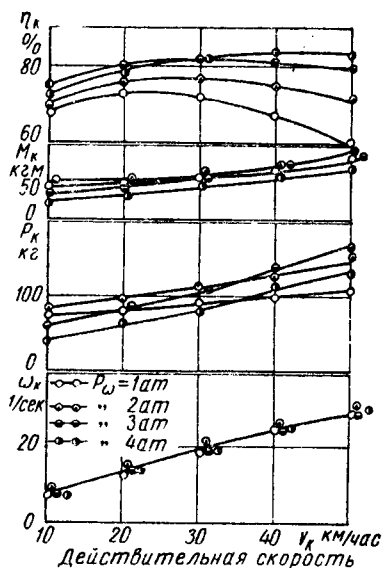


Рис. 3.

самых благоприятных условиях (сухой асфальт) величина буксования ведущих колес зависит от давления в шине и достигает 5—6%, что в значительной мере снижает динамические и экономические качества автомобиля.

В настоящее время в литературе очень мало данных по буксованию автомобиля, причем их получают экспериментально в виде зависимости

$$\delta = f(P_k),$$

где δ — коэффициент буксования, который определяется по формуле

$$\frac{v_0 - v_k}{v_0} = \left(1 - \frac{v_k}{v_0}\right). \quad (5)$$

В связи с тем, что все динамические расчеты автомобиля основаны на тяговом балансе, необходимо учитывать буксование, получая δ расчетным путем.

На рис. 4 показан закон буксования автомобиля ГАЗ-51 по укатанному снегу, полученный автором эксперименталь-

но (сплошная линия) и подсчитанный по формуле (пунктирная линия).

но (сплошная линия) и подсчитанный по формуле (пунктирная линия).

Все сказанное выше соответствует положению современной теории автомобиля [3], [4].

При исследовании колес определялась также величина буксования. Необходимо отметить, что в современной теории автомобиля буксование ведущих колес не учитывается. Однако опыт показывает, что даже при

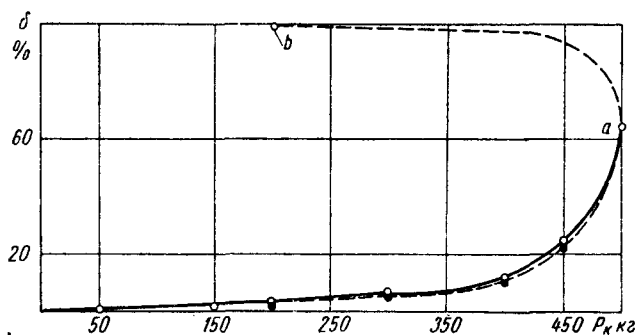


Рис. 4.

но (сплошная линия) и подсчитанный по формуле (пунктирная линия).

$$\delta = \frac{kP}{1 - (1 - k)P^2},$$

где k — тангенс угла наклона касательной к кривой $\delta = f(P_k)$ в начале координат;

$$P = \frac{P_k}{P_m} = \frac{P_k}{\varphi G_{сц}};$$

φ — коэффициент сцепления;
 $G_{сц}$ — сцепной вес.

Из рисунка видно, что указанная формула позволяет с достаточной точностью определять буксование расчетным путем. Участок ab соответствует полному буксованию автомобиля, причем значение толкающей силы снизилось до 200 кг. Это объясняется снижением коэффициента сцепления за счет изменения физических свойств дорожного покрытия, в данном случае укатанного снега.

Чтобы повысить динамические и экономические качества автомобиля, необходимо снабжать его таким механизмом, который обеспечивал бы оптимальное давление в шинах и автоматически в зависимости от скорости движения автомобиля и качества дорожного покрытия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Куликов Н. К., Работа автомобильного колеса, Труды НАМИ, вып. 77, Машгиз, 1955.
2. Сороко-Новицкий В. И., Испытание автотракторных двигателей, Машгиз, 1955.
3. Зимелев В. Г., Теория автомобиля, Воениздат, 1955.
4. Новопольский В. И., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1954.

Расчет оснований несущих кузовов автоприцепов

М. Б. ШКОЛЬНИКОВ

НАМИ

ОСНОВАНИЕ несущих кузовов представляет собой систему продольных и поперечных балок, изготовленных из штампованных или прокатных профилей. Продольные балки (лонжероны) обычно располагаются только над передним и задним мостами, образуя с поперечинами каркас передней и задней частей основания.

Расчет каркаса является одной из составных частей общего расчета несущего кузова.

В общем случае, когда листы настила пола кузова опираются на лонжероны и поперечины, обычно принимают, что на соответствующие участки лонжеронов и поперечин приходится нагрузка, пропорциональная площади примыкающих к ним треугольников или трапеций (рис. 1). При этом на каждую сторону опорного контура действует распределенная треугольная или трапециевидная нагрузка. В расчете принято, что на

участки поперечин и лонжеронов, на которые опирается лист настила пола, действует равномерно распределенная нагрузка, равнодействующая которой равна равнодействующей соответствующей треугольной или трапециевидной нагрузки.

Если исходить из соотношений жесткостей элементов каркаса несущих кузовов, то можно принять, что лонжероны и поперечины соединены с бортами кузова шарнирно; борта кузова не деформируются под действием реакций каркаса основания; поперечины и лонжероны соединены между собой шарнирно, оставаясь при этом неразрезными.

Расстояния между продольными и поперечными балками назначаются по фактическим местам передачи нагрузки.

Например, на рис. 2 такие места определяют для листа настила размеры l_{01} , l_{10} и т. д., для лонжерона размеры a_{01} , a_{12} и т. д.

Вычисление прогибов и податливостей поперечин. Прогибы поперечных балок определяются путем интегрирования дифференциального уравнения

$$y'' = \frac{M_x}{Ei},$$

где M_x — изгибающий момент;
 Ei — жесткость балки при изгибе.

Решая это уравнение, можно записать формулы прогибов поперечины в точке k (рис. 1) соединения с лонжероном

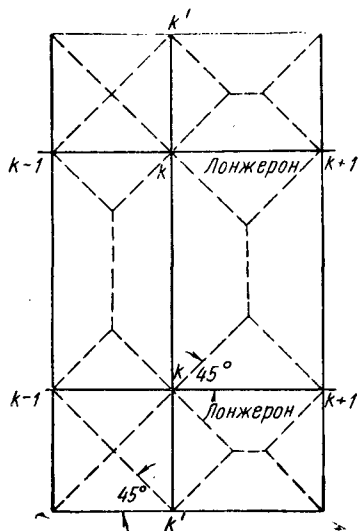


Рис. 1. Схема распределения нагрузок между балками основания.

роном в следующем виде (считая опоры поперечины в точках k шарнирными и непрогибающимися):

$$\left. \begin{aligned} y_k &= P \frac{l^3}{Ei_c} \xi_k; \\ y_k &= P \frac{l^3}{Ei_c} \xi'_k; \\ y_k &= Q_k \frac{l^3}{Ei_c} \xi''_k. \end{aligned} \right\} (1)$$

Первая формула для двух симметричных сосредоточенных сил P , приложенных в точках k ; вторая — для двух сосредоточенных сил P , приложенных в точках k , но одна направлена вверх, а другая — вниз; третья — для ступенчато распределенной нагрузки, суммарная величина которой равна Q_k (в кг). Форма ступенчато распределенной нагрузки показана на рис. 3.

Для балок, момент инерции которых постоянен в середине, а по концам его можно принять изменяющимся по закону (рис. 4, б)

$$i = i_0 \left(1 + \frac{i_c - i_0}{i_0 c} x \right).$$

Фактически на концах балки по линейному закону изменяется не момент инерции, а высота сечения. Однако в данном случае принятое линейное изменение моментов инерции, упрощая интегрирование, не внесет больших погрешностей в получаемые результаты.

Величины, входящие в формулу (1), имеют следующие значения:

$$\xi_k = \Delta_1 \gamma^3 + \frac{\gamma^2 (1 - 2\gamma)}{2}.$$

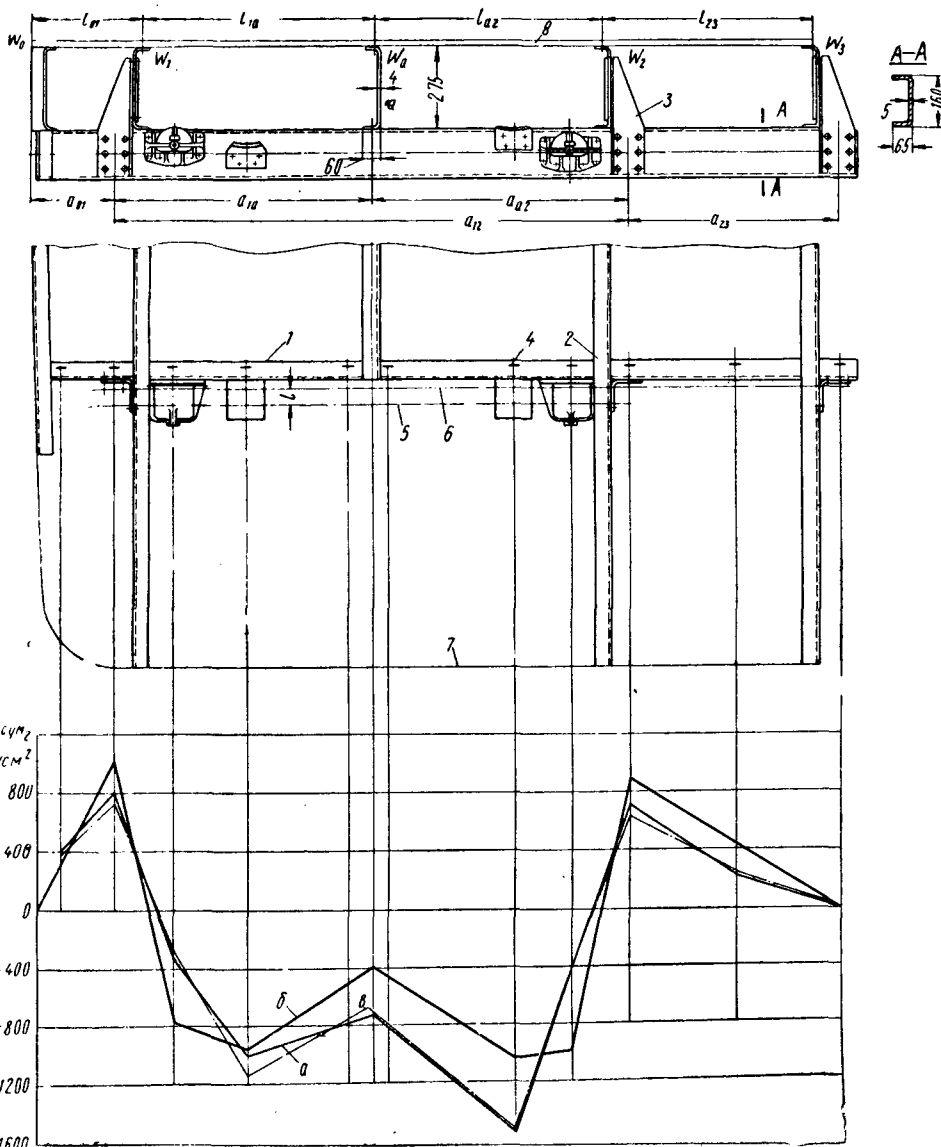


Рис. 2. Конструкция основания полуприцепа-фургона грузоподъемностью 7 т, а также экспериментальная (а) и расчетная (б) эпюры напряжения в нижней кромке лонжерона:

1 — лонжерон; 2 — поперечина; 3 — кронштейн; 4 — датчик; 5 — ось рессоры; 6 — ось изгиба лонжерона; 7 — контур стен кузова; 8 — настил пола.

$$\left. \begin{aligned} \xi_k^1 &= \gamma^2 (1 - 2\gamma)^2 \left[\gamma \Delta_3 + \frac{1 - 2\gamma}{6} \right]; \\ \xi_k'' &= \frac{Q'_k \chi_1 + Q''_k \chi_2}{Q_k}; \\ \chi_1 &= \gamma^3 \Delta_1 + \frac{\gamma^3 \Delta_2}{2} + \frac{\gamma^2 (1 - 2\gamma)}{4}; \\ \chi_2 &= \frac{\gamma^3 \Delta_1}{2} + \frac{\gamma^2 (1 - 2\gamma)}{4} + \frac{\gamma (1 - 2\gamma)^2}{24}; \\ \gamma &= \frac{c}{l}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{1}{2(1-\mu)} + \frac{\mu}{(1-\mu)^2} + \frac{\mu^2}{(1-\mu)^3} \ln \frac{1}{\mu}; \\ \Delta_2 &= -\frac{1}{3(1-\mu)} + \frac{\mu}{2(1-\mu)^2} - \frac{\mu^2}{(1-\mu)^3} + \frac{\mu^3}{(1-\mu)^4} \ln \frac{1}{\mu}. \end{aligned}$$

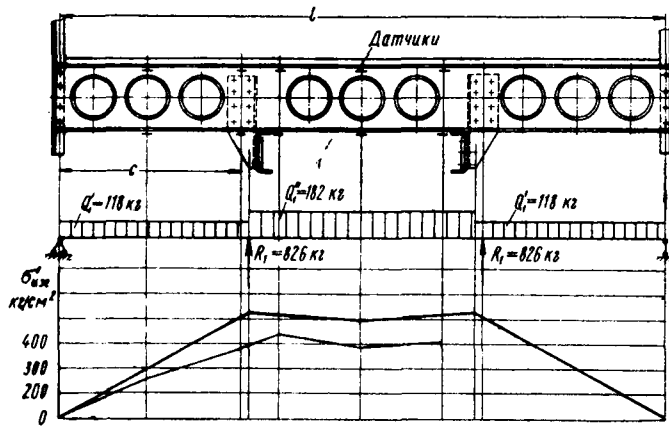


Рис. 3. Расчетная схема и эпюры напряжений в поперечной балке полуприцепа грузоподъемностью 7 т от изгиба в вертикальной плоскости (расчетные экспериментальные).

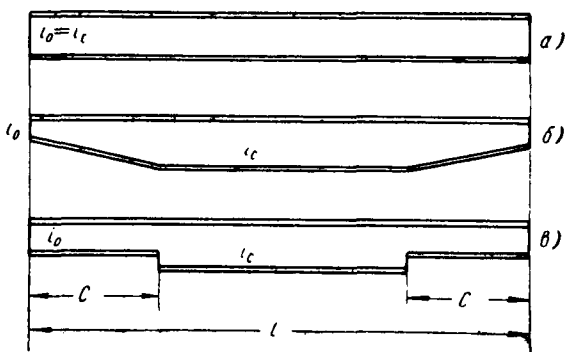


Рис. 4. Поперечные балки.

Значения коэффициентов ξ_k ; ξ'_k ; χ_1 ; χ_2 , вычисленные для величин μ и η , которые могут встретиться в конструкциях оснований автоприцепов, приведены в табл. 1.

Величины податливостей поперечины определяются из первых двух формул (1), если принять, что $P=1$. Более удобные для дальнейших расчетов величины приведенных податливостей вычисляются по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} f_k &= 6E_n J \frac{l^3}{E_n l^4 a} \xi_k; \\ f'_k &= 6E_n J \frac{l^3}{E_n l^4 a} \xi'_k, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где E_n и E_n — модули упругости материала лонжерона и поперечины.

Для поперечных балок ступенчатого сечения (рис. 4, в) формулы прогибов и податливостей аналогичны формулам (2) и (3), с той лишь разницей, что вместо коэффициентов ξ_k ; ξ'_k ; ξ''_k в них надо подставить коэффициенты ζ_k ; ζ'_k ; ζ''_k :

$$\begin{aligned} \zeta_k &= \frac{\gamma^3}{3\mu} + \frac{\gamma^2(1-2\eta)}{2}; \\ \zeta'_k &= \gamma^2(1-2\eta)^2 \left(\frac{\eta}{3\mu} + \frac{1-2\eta}{6} \right); \\ \zeta''_k &= \frac{Q'_k \chi'_1 + Q'_k \chi'_2}{Q_k}; \\ \chi'_1 &= \frac{5}{24} \gamma^3 + \frac{\gamma^2(1-2\eta)}{4}; \\ \chi'_2 &= \gamma \left[\frac{\eta(1-2\eta)}{4} + \frac{(1-2\eta)^2}{24} + \frac{\gamma^2}{6\mu} \right]. \end{aligned}$$

Таблица 1

Коэффициенты	μ	η					
		0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
$\xi_k = \zeta_k$	1	90,02	146,6	208,2	269,9	325,7	373,1
ξ_k ζ_k	0,8	90,8 92,84	148,6 153,3	212,8 220,4	276,4 292,5	336,0 362,4	388,5 426,6
ξ_k ζ_k	0,6	91,4 97,54	150,0 164,4	214,7 243,1	280,9 330,0	344,1 422,0	399,2 515,5
ξ_k ζ_k	0,4	92,28 107,0	152,1 186,7	218,8 286,5	288,3 405,0	354,9 541,0	416,6 693,3
ξ_k ζ_k	0,2	93,54 135,1	155,3 253,3	224,7 416,7	298,3 630,0	371,6 898,3	440,5 1226,5
$\xi'_k = \zeta'_k$	1	18,74	23,99	26,03	28,99	18,37	10,66
ξ'_k ζ'_k	0,8	19,04 14,06	24,57 26,40	26,66 29,29	24,74 27,60	19,03 21,59	11,10 12,80
ξ'_k ζ'_k	0,6	19,42 22,46	25,14 30,38	27,90 34,68	25,71 33,59	19,90 26,94	11,63 16,35
ξ'_k ζ'_k	0,4	19,88 27,19	25,93 38,40	28,65 45,57	26,90 45,60	20,98 37,67	12,38 23,46
ξ'_k ζ'_k	0,2	20,52 40,42	27,02 62,40	30,14 78,10	28,53 81,60	22,42 69,82	13,38 44,79
$\chi_1 = \chi'_1$ $\chi_2 = \chi'_2$	1,0	46,43 73,88	76,66 103,3	111,0 144,3	146,2 155,0	180,8 176,5	213,0 193,2
χ_1 χ_2 χ'_1 χ'_2	0,8	47,02 76,01 48,16 77,01	78,12 104,3 80,86 107,7	113,4 144,4 118,8 136,7	151,2 158,2 160,3 166,3	188,6 181,7 208,4 194,4	225,0 201,6 246,7 240,0
χ_1 χ_2 χ'_1 χ'_2	0,6	47,42 73,32 51,09 79,35	79,07 10,50 87,79 112,2	115,4 144,6 132,4 147,6	154,5 160,7 183,7 185,0	193,5 185,8 240,7 224,1	233,5 206,7 302,2 284,4
χ_1 χ_2 χ'_1 χ'_2	0,4	48,05 76,76 56,95 84,04	80,46 106,0 101,7 123,3	118,25 144,8 159,5 169,3	159,5 164,1 230,6 222,5	201,7 191,0 315,2 283,6	244,5 215,0 413,2 373,3
χ_1 χ_2 χ'_1 χ'_2	0,2	49,17 77,38 74,53 98,11	82,77 107,5 142,3 156,6	122,6 145,7 240,8 234,4	166,8 169,0 371,2 334,9	213,9 199,5 538,5 464,8	262,8 226,8 746,4 639,9

Примечание. Величины $\times 10^4$.

Величины коэффициентов ζ_k , ζ'_k , χ_1 , χ_2 приведены в табл. 1.

Основной расчет основания. Расчет основания удобно начинать с расчета лонжеронов. Благодаря симметрии конструкции относительно продольной оси, можно ограничиться расчетом одного лонжерона.

Рассмотрим лонжерон как неразрезную балку, лежащую на независимых упругих опорах — поперечинах. Степень статической неопределенности такой балки при шарнирном закреплении на опорах равна количеству ее промежуточных опор. Основная система образуется путем введения шарниров в опорных сечениях. Такая система, как известно, наиболее рациональна для расчета неразрезных балок с количеством пролетов больше двух.

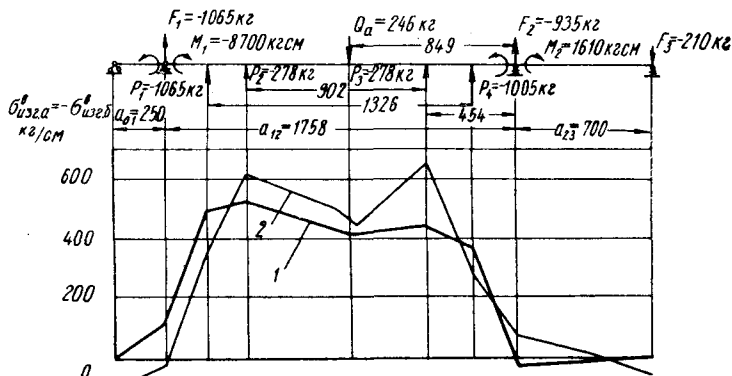


Рис. 5. Основная система и эпюры напряжений в лонжероне полуприцепа грузоподъемностью 7 т от изгиба в вертикальной плоскости:

1 — расчетная эпюра; 2 — экспериментальная эпюра

В данном случае основная система (рис. 5) должна быть загружена, кроме внешней нагрузки, приходящейся на лонжерон, и неизвестных опорных моментов M_k , приведенными силами F_k , вызывающими перемещение опор лонжерона в точке k (точка соединения лонжерона и поперечины) от нагрузок, действующих на поперечину,

$$F_k = R_{k-1, k} + R_{k, k+1} + Q_k \frac{\xi_k''}{\xi_k}, \quad (4)$$

где Q_k — нагрузка на поперечину от веса груза;

$R_{k-1, k}$; $R_{k, k+1}$ — реакции лонжерона в точке k , если предполагается, что он разрезан над опорами.

Для поперечных балок ступенчатого сечения в этой формуле коэффициенты ξ_k и ξ_k'' должны быть заменены на коэффициенты ζ_k и ζ_k'' .

Канонические уравнения для неразрезной балки на упругих опорах, как известно, пятничленные

$$M_{k-2} \delta_{k-2, k} + M_{k-1} \delta_{k-1, k} + M_k \delta_{kk} + M_{k+1} \delta_{k, k+1} + M_{k+2} \delta_{k, k+2} + \Delta_{kp} = 0. \quad (5)$$

Формулы для коэффициентов при неизвестных опорных моментах M_k и свободных членов запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} 6EJ\delta_{kk} &= 2\lambda_{k-1, k} + 2\lambda_{k, k+1} + \frac{f_{k-1} + f_k}{a_{k-1, k}^2} + \\ &+ \frac{f_k + f_{k+1}}{a_{k, k+1}^2} + 2 \frac{f_k}{a_{k-1, k} a_{k, k+1}}; \\ 6EJ\delta_{k, k+1} &= 6EJ\delta_{k+1, k} = \lambda_{k, k+1} - \\ &- \frac{f_k}{a_{k, k+1} a_{k-1, k}} + \frac{f_k + f_{k+1}}{a_{k, k+1}^2} - \\ &- \frac{f_{k+1}}{a_{k, k+1} a_{k+1, k+2}}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} 6EJ\delta_{k, k+2} &= 6EJ\delta_{k+2, k} = \frac{f_{k+1}}{a_{k, k+1} a_{k+1, k+2}}; \\ 6EJ\Delta_{kp} &= \frac{F_{k-1} f_{k-1} - F_k f_k}{a_{k-1, k}} - \frac{F_k f_k - F_{k+1} f_{k+1}}{a_{k, k+1}} + \\ &+ B_{k-1, k} + A_{k, k+2}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где J — любая удобная для подсчетов величина момента инерции (например, момент инерции сечения лонжерона на участке 0—1);

$\lambda_{k-1, k} = \frac{6J}{J_{k-1, k}} a_{k-1, k}$ — приведенные пролеты лонжерона;

$a_{k-1, k}$ — пролет участка лонжерона $k-1, k$;

f_k — приведенные величины податливостей поперечины [см. формулу (3)];

$A_{k, k+1}$, $B_{k-1, k}$ — приведенные величины фиктивных реакций на опоре k ;

$$A_{k, k+1} = \frac{6J}{J_{k, k+1}} \cdot A_{k, k+1}^\phi;$$

$$B_{k-1, k} = \frac{6J}{J_{k-1, k}} \cdot B_{k-1, k}^\phi;$$

$A_{k, k+1}^\phi$ — левая фиктивная реакция участка лонжерона $k, k+1$;

$B_{k-1, k}^\phi$ — правая фиктивная реакция участка лонжерона $k-1, k$, вычисляемая по обычным формулам для неразрезных балок на жестких опорах.

Вывод формул (6) и (7) легко может быть произведен путем подсчета углов излома оси балки над опорами в основной системе от действия единичных опорных моментов и нагрузок.

Величины, входящие в формулы (6) и (7), удобно вычислять в табличной форме, а величины $6EJ\delta_{km}$ и $6EJ\Delta_{kp}$ — по расчетным таблицам, которые можно назвать ступенчатыми (табл. 2, 3, 4). Эти таблицы удобны тем, что в них можно вычислять величины $6EJ\delta_{km}$ и $6EJ\Delta_{kp}$ для любого числа уравнений без вывода новых формул (6) и (7).

Для каждой новой опоры лонжерона k приписывается снизу новая ступенчатая строка.

В табл. 2—4 дан численный пример определения $6EJ\delta_{km}$ и $6EJ\Delta_{kp}$ для двух промежуточных опор лонжерона 7 т полуприцепа (рис. 2).

Вычислив опорные моменты M_k после решения уравнения (5), строят эпюры опорных моментов. Складывая эти эпюры с эпюрами изгибающих моментов в основной системе, получают основную эпюру моментов в лонжероне. На рис. 5 представлена эпюра нормальных напряжений от изгиба для основания, изображенного на рис. 2.

Схема каркаса основания, изображенного на рис. 2, является частным случаем общей схемы (см. рис. 1), где настил пола опирается на лонжероны и поперечины.

Поэтому при распределении нагрузки между деталями каркаса в данном частном случае лонжероны не должны приниматься во внимание.

Для расчета поперечных балок надо определить реакции лонжерона на поперечины.

Величина опорной реакции на поперечину k может быть вычислена по формуле

$$R_k = R_{k-1, k} + R_{k, k+1} + \frac{M_{k-1} - M_k}{a_{k-1, k}} + \frac{M_{k+1} - M_k}{a_{k, k+1}}. \quad (8)$$

Далее в каждой поперечине строятся эпюры изгибающих моментов от действующей нагрузки Q_k и двух реакций лонжерона R_k , а по ним строятся эпюры нормальных напряжений. На рис. 3 представлена такая эпюра для поперечины № 1 основания, изображенного на рис. 2.

Таблица 2

k	f_k	F_k	$F_k f_k$	Индекс $k-1, k$	Действие	$\Delta_{k-1, k}$	$a_{k-1, k}$	$\frac{\Delta_{k-1, k}}{a_{k-1, k}}$	Индекс k	Действие	Δ_k	Сумма фиктивных реакций Δ_{kp}	$6 \sum J \Delta_{kp} = \Delta_k + \Delta'_{kp}$
0	0	—	—	01	0—1	$696 \cdot 10^6$	2,5	$27,9 \cdot 10^6$	1	01—12	$23,355 \cdot 10^6$	$-12,56 \cdot 10^6$	$15, 25 \cdot 10^6$
1	$6,55 \cdot 10^5$	-1065	$-696 \cdot 10^6$	12	1—2	$-55 \cdot 10^6$	175,6	$0,485 \cdot 10^6$	2	12—23	$10,215 \cdot 10^6$	$-12,375 \cdot 10^6$	$-2,16 \cdot 10^6$
2	$6,55 \cdot 10^5$	-935	$-611 \cdot 10^6$	23	2—3	$-743,5 \cdot 10^6$	70	$-10,7 \cdot 10^6$	3	23—34	—	—	—
3	$6,55 \cdot 10^5$	-210	$137,5 \cdot 10^6$	34	3—4	—	—	—					
4	—	—	—										

Таблица 3

k	f_k	Индекс $k-1, k$	Действие	$\sum f_k$	$a_{k-1, k}$	$a_{k-1, k}^2$	$\gamma_{k-1, k} = \frac{\sum f_k}{a_{k-1, k}}$	$J_{k-1, k}$	$\lambda_{k-1, k} = -2a_{k-1, k} \frac{J_{01}}{J_{k-1, k}}$	Индекс	Действие	$P_k = \sum \gamma$	$Q_k = \sum \lambda$	Из табл. 4 2 θ_k	$6EJ_{01} \delta_{kk} = P_k + Q_k + 23_k$
0	0	01	0—1	$6,55 \cdot 10^5$	25	625	1050	540	50	1	01—12	1092,5	4012	293	1791,7
1	$6,55 \cdot 10^5$	12	1—2	$13,1 \cdot 10^5$	175,6	30900	42,5	540	351,2	2	12—23	309,5	491	106,6	907,1
2	$6,55 \cdot 10^5$	23	2—3	$13,1 \cdot 10^5$	70	4900	2,67	540	140	3	23—34	—	—	—	—
3	$6,55 \cdot 10^5$	34	3—4	—	—	—	—	—	—						
4	—														

Таблица 4

k	f_k	$a_{k-1, k}$	$a_{k, k+1}$	$\theta_k = \frac{f_k}{a_{k-1, k} a_{k, k+1}}$	Индекс k	Действие	$\xi_{k-1, k} = -\sum \theta_k$	Из табл. 3 $\frac{1}{2} \lambda_{k-1, k}$	$\gamma_{k-1, k}$	$6EJ \delta_{k-1, k} = -\frac{1}{2} \lambda_{k-1, k} - \xi_{k-1, k} \gamma_{k-1, k}$	Индекс $k, k+2$	$6EJ \delta_{k, k+2} = \theta_k$
1	$6,55 \cdot 10^5$	25	175,6	149	12	1—2	202,3	175,6	42,5	-69,2	13	—
3	$6,55 \cdot 10^5$	175,6	70	53,3	23	2—3	—	—	—	—	23	—
3	—	—	—	—	34	3—4	—	—	—	—		
4	—	—	—	—								

Дополнительные расчеты основания. Канонические уравнения (5) можно использовать для подсчета дополнительных изгибающих моментов лонжерона и поперечин, возникающих при торможении или кручении прицепа вокруг продольной оси, за счет перераспределения вертикальных реакций мостов.

В случае расчета на торможение коэффициенты при неизвестных членах формулы (6) останутся теми же, что и в основном расчете. Свободные члены формулы (7) изменятся соответственно изменившейся нагрузке.

При подсчете дополнительных изгибающих моментов в основании, вызванных закручиванием прицепа, коэффициенты при неизвестных и свободные члены подсчитываются по тем же формулам (6), (7) с заменой податливостей f_k на податливость f'_k (3).

Приведенными выше расчетами можно ограничиться в том случае, если отсутствуют сосредоточенные крутящие моменты в пролетах балок, возникающие в основном тогда, когда линии действия усилий от кронштейнов рессор не проходят через центры изгибов сечений.

На рис. 2 дан чертеж задней части основания полуприцепа-фургона грузоподъемностью 7 т. Лонжероны 1 крепятся под поперечинами 2 с помощью кронштейнов 3. Кронштейны рессор и подпрессорников расположены в пролетах и прикреплены к стенке лонжерона эксцентрично по отношению к линии центров изгиба сечений лонжерона и поэтому создают в пролетах лонжерона сосредоточенные крутящие моменты $M_{k1}; M_{k2}; M_{k3}; M_{k4}$ (рис. 6). При такой конструкции лонжероны должны быть дополнительно рассчитаны на кручение.

Расчет на кручение можно значительно упростить, если считать, что жесткость тонкостенных балок основания при чистом кручении равна нулю ($GJ_{kp} = 0$). Тогда дифференциальное уравнение стесненного кручения

$$EJ_{\omega} \theta^{IV} = m$$

будет аналогично дифференциальному уравнению изгиба

$$EJy^{IV} = q.$$

Следовательно, все формулы и таблицы, приведенные выше для расчета основания на вертикальные симметричные нагрузки, справедливы и для расчета его на кручение. Смысл формул меняется и в соответствии с этим в них необходимо изменить обозначения: моменты инерции J , моменты сопротивления W , прогибы y , сосредоточенные силы P , изгибающие моменты M , поперечные силы Q , интенсивности поперечных нагрузок q соответственно секторальными моментами инерции J_{ω} , секторальными моментами сопротивления W_{ω} , углами поворота θ , крутящими моментами M_k , бимоментами B , изгибно-крутящими моментами M_{ω} и интенсивностью распределенных крутящих моментов m .

Если поперечные балки соединены с настилом пола, имеющим достаточную жесткость в своей и из своей плоскости (например, когда настил пола состоит из толстых плит бакелитизированной фанеры), то можно считать, что угол поворота точки соединения поперечины с лонжероном от крутящих моментов, расположенных в пролетах лонжеронов, мал, а следовательно, поперечины являются жесткими на кручение опорами лонжерона.

Благодаря этому при шарнирном закреплении лонжеронов на поперечинах пятничные уравнения (5) превращаются в трехчленные уравнения трех бимоментов (аналогично уравнения трех моментов при изгибе), которые имеют вид для балки постоянного сечения

$$B_{k-1}a_{k,k-1} + 2B_k(a_{k,k-1} + a_{k,k+1}) + B_{k+1}a_{k,k+1} + B_{k-1,k}^{kp} + A_{k,k+1}^{kp} = 0,$$

где B_{k-i} — неизвестные опорные бимоменты для основной системы рис. 6;

$B_{k-1,k}^{kp}$ и $A_{k,k+1}^{kp}$ — левая и правая фиктивные приведенные реакции.

Если лонжероны лежат в одной плоскости с поперечными балками и жестко соединены с ними в один узел, так что го-

уравнений трех бимоментов, определяют опорные бимоменты лонжерона B_1 , B_a и B_3 (рис. 6).

Вычислив и построив эпюры опорных бимоментов, аналогично тому, как это делается при расчете на изгиб, складывают их с эпюрами бимоментов в основной системе, и далее, разделив на секторальный момент сопротивления, строят эпюры секторальных нормальных напряжений. Эпюры наибольших секторальных напряжений показаны на рис. 6.

На участке лонжерона между поперечинами 1 и 2 появляется сила P_z , изгибающая лонжерон в горизонтальной плоскости, так как короткая поперечина a закреплена эксцентрично по отношению к оси лонжерона.

Величина горизонтальной силы определяется

$$P_z = \frac{M_{\kappa a}}{\Delta},$$

где $M_{\kappa a}$ — опорный реактивный крутящий момент на поперечине a ;

Δ — эксцентриситет закрепления поперечины (в данном случае равен половине высоты сечения лонжерона).

Предполагается, что оси координат балок образуют правую тройку, причем ось z идет по оси балки, а ось x — горизонтально. Положительный крутящий момент соответствует вращению против часовой стрелки, если смотреть с положительного направления оси z . Положительная сила P_z направлена в сторону положительной оси x .

Реактивный крутящий момент на опоре a (поперечина a , рис. 2 и 6) вычисляется по формуле, аналогичной формуле (8),

$$M_{\kappa a} = M_{\kappa a2}^0 - M_{\kappa 1a}^0 + \frac{B_1 - B_2}{a_{1a}} + \frac{B_2 - B_a}{a_{2a}},$$

где $M_{\kappa a2}^0$ и $M_{\kappa 1a}^0$ — реактивные крутящие моменты в точке a от нагрузки в пролетах $a-2$ и $1-a$ в основной системе.

Для расчета на горизонтальную нагрузку от сил P_{zn} лонжерон рассматривается как неразрезная балка на жестких опорах (рис. 7). По уравнениям трех моментов определяются опорные моменты M'_κ , затем

они складываются с изгибающими моментами в основной системе, а по суммарной эпюре изгибающих моментов строится эпюра нормальных напряжений от изгиба в горизонтальной плоскости.

Суммируя все эти эпюры нормальных напряжений, изображенные на рис. 4, 6 и 7, строят полную эпюру напряжений в лонжероне. Такая эпюра для нижней кромки лонжерона изображена на рис. 2.

Рис. 6. Основная система и эпюры напряжений лонжерона полуприцепа грузоподъемностью 7 т от местных крутящих моментов:

1 и 2 — расчетные эпюры соответственно по приближенному и по точному методам; 3 — экспериментальная эпюра.

ризонгальные полки лонжеронов связаны с горизонтальными полками поперечин (имеются в виду швеллерные сечения), то можно считать, что лонжероны жестко заделаны по концам против кручения. Тогда опорные бимоменты B вычисляются по формулам для изгибающих моментов простых балок с жестко заделанными концами и с соответствующей заменой силовых факторов (сосредоточенные силы P заменяются сосредоточенными крутящими моментами M_κ).

Указанный приближенный метод расчета балок на кручение допустим, когда изгибно-крутильная характеристика пролетов балок длиной l равна

$$k = l \sqrt{\frac{GJ_{\kappa p}}{EJ\omega}} \leq 2.$$

При больших значениях k приближенный расчет дает завышенные значения напряжений. Точный метод расчета неразрезных балок на кручение изложен в работе Д. Е. Бычкова¹.

Лонжероны основания, конструкция которого изображена на рис. 2, можно рассматривать как неразрезную тонкостенную балку, которая опирается шарнирно при рассмотрении нагрузок кручения на жесткие опоры кронштейны 3 (связанные с поперечинами). Опоры можно считать шарнирными, потому что конструкция соединения лонжерона с кронштейном 3 почти не стесняет свободной деформации опорного сечения (наибольшая разность секторальных координат заклепок, соединяющих лонжерон и кронштейн 3, невелика). Решив систему

¹ Д. Е. Бычков, Расчет балочных и рамных систем из тонкостенных элементов, Стройиздат, 1948.

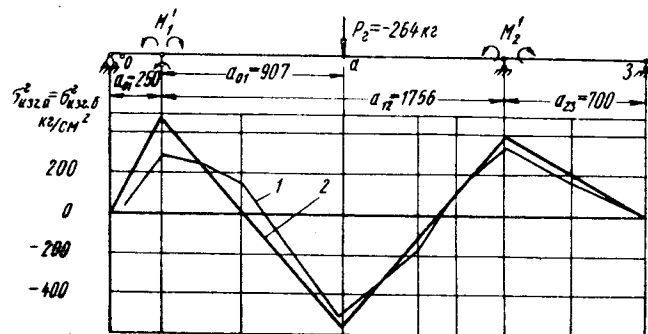


Рис. 7. Основная система и эпюры напряжений от изгиба лонжерона полуприцепа грузоподъемностью 7 т в горизонтальной плоскости:

1 — экспериментальная эпюра; 2 — расчетная эпюра.

Экспериментальная проверка результатов расчета производилась тензометрированием основания полуприцепа, конструкция которого изображена на рис. 2. Электрические датчики сопротивления с базой 20 мм наклеивались в 11 сечениях лонжерона и пяти сечениях поперечины. В каждом сечении по четыре датчика. Напряжения измерялись автоматическим электронным мостом АМ-1 для двух нагрузочных режимов: 1) кузов полуприцепа загружен весом груза и собственным весом; 2) кузов полуприцепа загружен крутящим моментом, действующим перпендикулярно его продольной оси.

Показание каждого датчика дает сумму четырех компонентов напряжений: изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях $\sigma_{изг}^x$ и $\sigma_{изг}^y$, теснения кручения σ_ω и сжатия — растяжения $\sigma_{ср}$.

Компоненты напряжений определялись разложением по четырехчленной формуле В. З. Власова.

После этого строились эпюры напряжений в крайних точках сечения для первого нагрузочного режима. На рис. 5, 6 и 7 тонкими линиями показаны эпюры $\sigma_{изг}^x$, $\sigma_{изг}^y$, σ_ω и $\sigma_{ср}$ для лонжерона, а на рис. 5 — экспериментальная эпюра $\sigma_{изг}^x$ для лонжерона, а на рис. 3 — экспериментальная эпюра измеренных напряжений (σ) без обработки по формулам В. З. Власова. Напряжения $\sigma_{ср}$ оказались небольшими, лежащими в пределах точности измерений, поэтому их эпюры не строились. Эксперименты показали, что в поперечных балках каркаса основания, изображенного на рис. 2, возникают также напряжения σ_ω и $\sigma_{изг}^x$, появление которых можно

объяснить наличием крутящих моментов от эксцентричного приложения нагрузки, от веса груза и реакций от лонжеронов и связаны в основном со спецификой конструкции каркаса. Эти компоненты напряжений не так резко, как в лонжеронах, изменяют напряженное состояние балок каркаса и потому их эпюры в статье не приводятся.

Из рис. 2—7 видно, что расчетные и экспериментальные эпюры напряжений достаточно хорошо совпадают. Это свидетельствует о правильности принятых допущений и расчетных схем. Некоторые расхождения объясняются, кроме погрешностей измерений, несовпадением фактического распределения реакций между рессорами и поддресорниками с принятым в расчете.

Анализируя результаты расчета и исследования прочности основания, изображенного на рис. 2, можно отметить, что нормальные напряжения от кручения и изгиба в горизонтальной плоскости (рис. 6 и 7) обязаны своим появлением эксцентricности приложения нагрузок и неудачному закреплению лонжерона. Между тем, эти напряжения могут быть сведены до минимума в той же конструкции, если предотвратить передачу крутящих моментов по длине (например, установкой в районе крошечных рессор и поддресорников, между лонжеронами — дополнительных поперечин, воспринимающих сосредоточенные крутящие моменты $M_{к1}$, $M_{к2}$ и т. д. либо другими способами).

Для повышения прочности несущие элементы основания конструктивно должны выполняться так, чтобы исключить эксцентricность приложения нагрузок к тонкостенным открытым профлям, так как даже небольшие эксцентricитеты повышают напряжения более чем в 2 раза.

Пути облегчения управления рулевым механизмом

Канд. техн. наук М. И. ЛЫСОВ

НАМИ

С ПОВЫШЕНИЕМ грузоподъемности автомобилей и главным образом с увеличением веса, приходящегося на переднюю ось, управление ими при повороте становится все более затруднительным. Облегчение управления особенно необходимо для троллейбусов и многоместных автобусов, эксплуатирующихся в трудных городских условиях.

Усилия сопротивления повороту при управлении автомобилем возникают преимущественно за счет сопротивлений колес повороту, стабилизирующих сил и внутренних потерь на трение в узлах рулевого управления (в поворотных цапфах, в рулевом механизме и др.). Обычно расчет усилия, прилагаемого к рулевому колесу, производится для определения максимальных сил, действующих в деталях рулевого управления, механизмы которого рассчитываются на прочность при повороте колес на месте, а также для определения сил сопротивления колес при движении автомобиля на поворотах, что позволяет решить вопрос облегчения управления автомобилем.

До сих пор еще применяется способ расчета на прочность деталей рулевого управления на усилие $P_k = 40$ кг, прилагаемого к рулевому колесу. Это приводит к тому, что расчетные данные для рулевых управлений разных автомобилей (от малолитражных легковых до тяжелых грузовых) не соответствуют действительным.

Рекомендации некоторых авторов¹ пользоваться уравнениями зарубежных специалистов для определения сопротивления повороту колес на месте ошибочны, так как они не учитывают ряда существенных факторов, например размера шин и их характеристик.

В действительных условиях работы шины (по данным акад. Е. А. Чудакова) момент, затрачиваемый на поворот колес, складывается в основном из сопротивления качению колес по дороге $M_1 = G_1 \cdot f \cdot c$ и сопротивления «верчению» M_2 , т. е. момента трения скольжения отпечатка шин колес с дорогой при перемещении их вокруг вертикальных осей. Трение качения колес по дороге незначительно, и основное сопротивление при

повороте оказывает трение скольжения (сопротивление «верчению»).

Трение скольжения между колесами и поверхностью дороги определяется главным образом радиусом поворота колеса r и опорной площадью отпечатка шины. Максимального значения работа трения достигает в том случае, если средний радиус r равен нулю.

Тогда работа трения между шинами и дорогой будет равна

$$R = \int (\alpha + \beta) r_x \cdot p \cdot d \cdot F \mu = \mu G_1 \cdot \frac{J}{F} \cdot \frac{\alpha + \beta}{2} = \mu_2 \frac{\alpha + \beta}{2},$$

где μ — коэффициент трения колес с дорогой;

G_1 — вес, приходящийся на передние колеса;

F — площадь отпечатка шины;

α и β — углы поворота управляемых колес, а выражение $\int dFr_x$ обозначено J .

По мере увеличения опорной поверхности шины отношение $\frac{J}{F}$ быстро растет, и в соответствии с этим увеличивается работа, затрачиваемая на поворот управляемых колес. Она тем больше, чем мягче шины.

Однако в данном уравнении не учитываются потери на трение в поворотных цапфах и шарнирах рулевой трапеции. Так как эти потери могут быть значительны (3—15 кг в зависимости от состояния рулевого управления), то пренебрегать ими при расчете не следует. Расчет, кроме того, нужно вести исходя из размеров отпечатка шины, а не размеров самой шины.

Момент трения «верчения» заменяем моментом пары сил трения с плечом x относительно центра отпечатка шины. После введения к. п. д., учитывающего потери на трение, уравнение момента сопротивления повороту управляемых колес на месте принимает следующий вид:

$$M = G_1 (f \cdot c + \mu x) \frac{1}{r_1},$$

¹ Л. Л. Гинцбург, «Автомобильная промышленность» № 1, 1960.

f — коэффициент сопротивления качению;
 c — плечо поворота центра отпечатка шины управляемого колеса относительно оси шкворня;
 η_1 — к. п. д., учитывающий потери на трение в поворотных цапфах и шарнирах рулевой трапеции.

Можно принять, что распределение удельных давлений по площади отпечатка шины происходит почти равномерно. Тогда координаты x точек приложения сил, составляющих пару, могут быть определены по формуле

$$x = 0,5 \sqrt{R^2 - R_c^2},$$

где R и R_c — свободный и статический радиусы колеса.

Если в среднем принять $R_c = 0,96 \cdot R$, то координата x и момент сопротивления управляемых колес повороту будут равны

$$x = 0,14 \cdot R \quad \text{и} \quad M = G_1 (f \cdot c + 0,14 \mu \cdot R) \frac{1}{\eta_1}.$$

Приведенное уравнение момента сопротивления колес повороту их на месте рекомендуется применять при расчете на прочность деталей рулевых механизмов и привода к управляемым колесам. При этом расчетное усилие на рулевом колесе определяется по уравнению

$$P_K = M \frac{l_c}{l_p} \cdot \frac{1}{R_K \cdot i_{\omega} \eta_2},$$

где l_c и l_p — плечи рулевой сошки и поворотного рычага;

R_K — радиус рулевого колеса;

i_{ω} — угловое передаточное число рулевого механизма;

η_2 — к. п. д. рулевого механизма.

В отличие от способа расчета на единое усилие $P_K = 40$ кг для всех автомобилей расчет по предлагаемому уравнению учитывает не только вес, приходящийся на передние колеса, но и размеры шин, определяющие площадь отпечатка, а также потери на трение в шарнирах рулевой трапеции, шкворневых соединениях и рулевом механизме. Получаемые при этом результаты для разных автомобилей уже можно сопоставлять и сравнивать.

Усилие на рулевом колесе, подсчитанное по приведенному уравнению, максимально для каждого отдельно взятого автомобиля и его следует принимать за расчетное.

Для тяжелых грузовых автомобилей оно может превосходить физические возможности водителя, и тогда за расчетное следует принимать максимальное усилие, которое может приложить водитель к ободу рулевого колеса (по экспериментальным данным автора оно равно $P = 70 \pm 80$ кг). Запас прочности деталей рулевого привода по пределу упругости в этом случае может быть близким единице, чего нельзя делать при меньших усилиях на рулевом колесе.

При решении вопросов легкости управления рулевым механизмом следует исходить из сопротивления качению колес по дороге в момент поворота.

Соотношение момента, прилагаемого к рулевому колесу, и момента сопротивления управляемых колес повороту, возникающих в процессе совершаемого поворота, устанавливается из равенства работ этих моментов

$$P_K R_K \frac{d\varphi}{dt} \cdot \eta_0 = M \frac{d(\alpha + \beta)}{dt}.$$

Множитель

$$\frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dt}{d(\alpha + \beta)} = \frac{d\varphi}{d(\alpha + \beta)} = \frac{i_{\omega 0}}{2}$$

представляет собой половину полного углового передаточного числа рулевого управления. Поэтому уравнение работы принимает следующий вид:

$$P_K \cdot R_K \cdot i_{\omega 0} \cdot \eta_0 = 2M,$$

где R_K и φ — радиус и угол поворота рулевого колеса;

α и β — углы поворота управляемых колес;

$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2$ — общий к. п. д. рулевого управления.

При движении автомобиля на повороте момент сопротивления скольжению шин по дороге во много раз меньше, чем при повороте их на месте и в значительной степени зависит от скорости движения автомобиля. Это объясняется тем, что при движении автомобиля поворот колеса относительно дороги

происходит не только за счет скольжения отпечатка шины по дороге, но и за счет деформации резины.

На рис. 1 приведена диаграмма изменения усилия на рулевом колесе автомобиля ЗИЛ-585 при совершении крутых быстро меняющихся поворотов на трех различных скоростях.

Как видно из диаграммы, при малых скоростях движения усилие на рулевом колесе значительно, так как поворот управляемых колес производится почти на месте в основном со скольжением отпечатков шин по дороге. С повышением скорости движения это усилие резко падает.

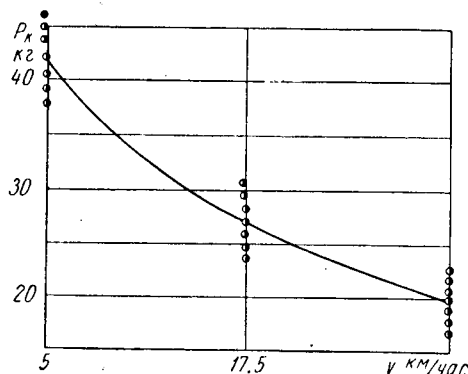


Рис. 1.

Уменьшить усилие, прилагаемое водителем к рулевому колесу, и облегчить управление рулевым механизмом можно следующими путями: увеличением углового передаточного числа рулевого механизма; уменьшением вредных потерь на трение в нем и повышением его к. п. д.; уменьшением плеча поворота управляемых колес и, наконец применением усилителей.

Увеличение углового передаточного числа рулевого механизма позволяет в значительной степени снизить усилие, необходимое для поворота автомобиля. Однако это не может дать ожидаемых результатов в отношении легкости управления, так как работа водителя, затрачиваемая на поворот, постоянна при всех значениях углового передаточного числа.

В таблице приведены экспериментальные значения углового передаточного числа в крайнем левом, в среднем и в крайнем правом положениях рулевого колеса ряда автомобилей.

Марка автомобиля	Угловое передаточное число	Плечо поворота C в мм
ГАЗ-А	-13	13,3
ГАЗ-АА	13	7
ГАЗ-ММ и ГАЗ-М1	-16,6	
ГАЗ-67-Б	16,6	54
ГАЗ-51	-20,5	22,5
ГАЗ-63	20,5	
ГАЗ-13 („Чайка“)	-18,2	
ГАЗ-М21 („Волга“)	-18,2	
Москвич 4-2	-17,0	
ЗИС-5	-15,9	29
ЗИС-101	-18,6	
ЗИЛ-110	-20,5	
ЗИЛ-111	-17,5	
ЗИЛ-150 стандартный	-23,5	45
ЗИЛ-151	23,5	70
ЗИЛ-130	-20	
ЯАЗ и МАЗ-200	-21,5	65
МАЗ-501	21,5	85
МАЗ-502	21,5	110
ЯАЗ-210	21,5	65
ЯАЗ-214	21,5	95
Ауто-Унион (гоночный)	9-12-11,7	
Бюссинг	26-19,5-26	
Вандерер	13,5-15,4-14,5	
Ганномат	13,2-15-14,4	
Интернационал	20-18-20	
МАН	17,5-23,9-19,5	
Мерседес	12,9-16,1-14,1	
Паккард	-20,0	
Сагинау (ДМС)	-25,2	
Студебекер	22-18-22	
Уайт	-18	
Форд (грузовой)	-18,6	
Хрѣх	18-20-18	
Шкода	11,6-15,7-12,8	
Штеер 220	20-16-20	
Штеер	17,5-23,5-19	

Из таблицы видно, что передаточные числа рулевых управлений как легковых, так и грузовых автомобилей различны по своей величине.

Для поддержания нужного направления при движении автомобиля по прямой на повышенных скоростях, управляемые колеса поворачиваются на весьма малые углы. Такие повороты совершаются с необходимой точностью в том случае, если передаточное отношение рулевого управления выполнено достаточно большим.

Однако для крутых поворотов автомобиля необходимы еще большие углы поворота рулевого колеса. При этом маневренность автомобиля, удобство управления им и безопасность движения понижаются. Поэтому передаточное отношение рулевого управления должно быть сравнительно небольшим.

Уменьшение потерь на трение и повышение к. п. д. рулевого механизма позволяют в определенных пределах уменьшить работу на рулевом колесе, способствуют облегчению управления и получению хорошей стабилизации управляемых колес. Однако при движении автомобиля по плохой дороге все силы, возникающие при качении колес по ее неровностям, передаются почти без потерь на рулевое колесо в виде ударов, вследствие чего управление автомобилем затрудняется.

Повышенное трение уменьшает обратные удары, но вместе с тем затрудняет управление автомобилем при прямолинейном движении и ухудшает стабилизацию управляемых колес.

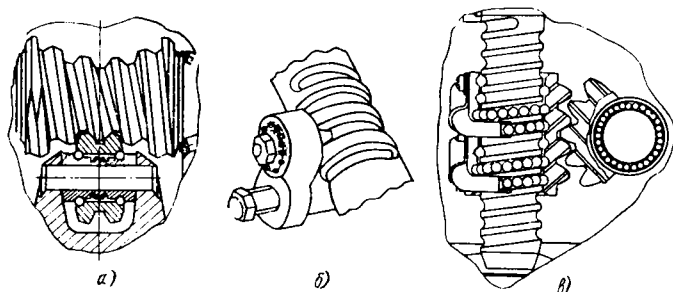


Рис. 2.

Однако повышенное трение, созданное преднамеренно только в определенных узлах рулевого механизма или на небольшом угле поворота рулевого колеса от среднего его положения, не затрудняет управления автомобилем при прямолинейном движении и значительно снижает обратные удары, передающиеся на рулевое колесо, что в определенной степени решает поставленную задачу.

Так, например, в конструкциях рулевых механизмов с глобоидальной и кривошипной передачами (рис. 2, а, б) повышенное трение может быть вызвано посадкой ролика и пальца кривошипа с некоторым преднатягом в их подшипниках. В конструкции рулевого механизма с шариковой гайкой (рис. 2, в) преднатяг в посадке гайки на шариках может быть осуществлен за счет наименьшей глубины нарезки канавки винта в средней его части и нормальной глубины по его концам.

Величина момента трения ролика пальца кривошипа или шариковой гайки на винте, равная $M=5 \div 10$ кгсм, является достаточной для того, чтобы значительно снизить передачу обратных ударов на рулевое колесо при движении автомобиля по булыжной дороге или разбитому асфальту. Это также положительно влияет на износ и длительность работы рулевого механизма без частых регулировок зазоров в этих соединениях.

Большое передаточное число, выполненное только на небольших углах поворота от среднего положения рулевого колеса, значительно затрудняет передачу обратных ударов; это может дать вполне удовлетворительные результаты.

Увеличение углового передаточного числа только в рулевом механизме с целью уменьшения величины обратных ударов при сохранении общего передаточного числа рулевого управления значительно усложняет конструкцию рулевой передачи, что совершенно неприемлемо.

При уменьшении плеча поворота колеса передача обратных ударов на рулевое колесо резко снижается и значительно уменьшаются нагрузки на все детали рулевого управления. Одновременно облегчается управление автомобилем на повороте. Поэтому этот путь облегчения управления и борьбы с

обратными ударами, передающимися на рулевое колесо, следует считать наиболее правильным.

Так, например, на грузовом автомобиле ЗИЛ возможно уменьшение плеча поворота управляемых колес почти вдвое, т. е. приблизительно с 45 до 25 мм. Однако это может привести к ухудшению стабилизации колес. Поэтому, уменьшив плечо поворота управляемых колес, целесообразно увеличить и углы наклона шкворней поворотных цапф.

Передаточное число рулевого механизма обычно выполняется как постоянным, так и переменным с различным законом его изменения.

На рис. 3 приведены усредненные диаграммы изменения передаточного числа рулевых механизмов, полученные экспериментальным путем. Диаграмма 1 — для глобоидальной передачи, 2 — для винтовой передачи с шариковой гайкой, 3 — для винтовой передачи с кривошипом переменной длины, а диаграммы 4—7 — для рулевых механизмов с кривошипной передачей различных конструкций.

На рис. 4 изображены кривые изменения передаточного числа рулевых механизмов с винтовой передачей различных конструкций, полученных расчетным путем.

Из приведенных диаграмм видно, что характер изменения передаточного числа, близкий к желаемому, имеют рулевые механизмы с винтовой (диаграммы 1—4, рис. 4) и кривошипной (диаграммы 6 и 7, рис. 3) передачами.

В известных конструкциях плавное изменение передаточного отношения (15:22:15; 18:24:18 и 12:20:12) не отвечает всем требованиям эксплуатации.

Для обеспечения легкости управления и высоких качеств маневренности автомобиля передаточное число должно из-

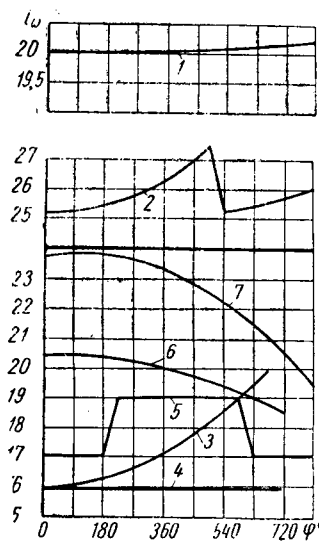


Рис. 3.

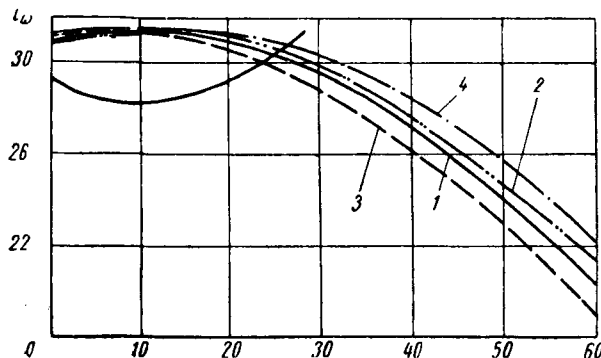


Рис. 4.

меняться по закону, показанному на рис. 5, а. Здесь на небольшом среднем участке передачи, соответствующем углу поворота рулевого колеса около 90—120° в каждую сторону от середины, передаточное число имеет постоянное и максимальное значение, равное приблизительно $i_w = 22 \div 26$. Это облегчает управление автомобилем при движении его на высоких скоростях и устраняет передачу обратных ударов на рулевое колесо, возникающих от неровностей дороги. В обе стороны поворота от указанного угла передаточное число резко (всего за 60, 90° угла поворота рулевого колеса) уменьшается до некоторой величины ($i_w = 12 \div 14$) и далее оно может быть постоянным или несколько уменьшающимся (до $i_w \approx 10$), как это изображено на диаграмме. Такое изменение передаточного от-

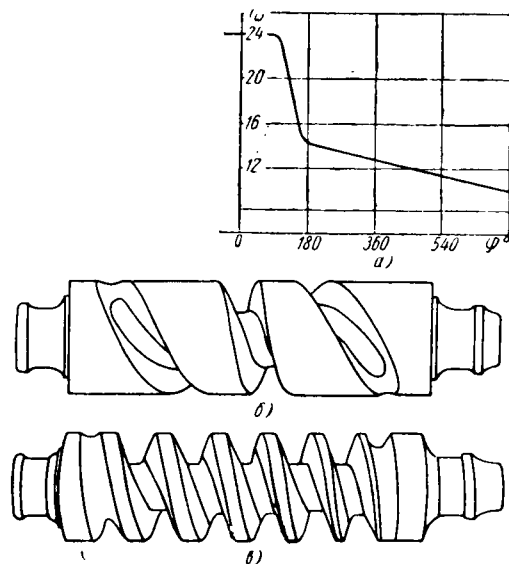


Рис. 5.

ношения позволяет значительно уменьшить общий угол поворота рулевого колеса, что повышает маневренность автомобиля и облегчает управление им.

К.П.Д. планетарного механизма двух- и трехступенчатых коробок передач легковых автомобилей

А. Н. НАРБУТ

Московский автозавод имени Лихачева

СОЗДАНИЕ автоматической коробки передач с высоким к.п.д. является очень сложной задачей. Известно, что мощность, передаваемая от двигателя к ведомому валу коробки передач, снижается из-за неблагоприятных атмосферных условий, потерь трения в двигателе, отбора мощности на вспомогательное оборудование двигателя и дополнительные агрегаты, потерь в оборудовании передач. Не считая отбора мощности на дополнительное оборудование, мощность двигателя обычно снижается на 20—25%. Потери в автоматической коробке передач можно разделить на потери в гидротрансформаторе, в планетарном механизме, на привод насосов системы управления и охлаждения, на трение в опорах, а также на пробуксовку выключенных фрикционных элементов. Потери каждой группы могут быть снижены различными путями.

Если гидротрансформатор (обычно с $k_0 \leq 2,7$) подобран к двигателю таким образом, что больше половины всего диапазона скоростей движения занимает режим гидромукфы и если подавляющую часть времени автомобиль движется с этими скоростями, то величина к.п.д. гидротрансформатора на режимах трансформации не имеет существенного значения. Особенно это относится к двух-, трех- и многоступенчатым коробкам передач, когда использование режимов трансформации возможно только на первой нижней передаче. Наличие гидротрансформатора должно сократить время разгона, а следовательно, и время использования первой передачи. Однако, если даже считать время использования первой передачи для легковых автомобилей с трехступенчатой коробкой передач равным 3%*, а для гидротрансформатора вдвое меньшим, то повышение к.п.д. гидротрансформатора на 3% на всех его режимах работы должно соответствовать повышению к.п.д. коробки передач приблизительно на 1,5% для первой передачи и на 0,5% — для второй. Если считать, что повышение к.п.д. коробки передач или гидротрансформатора пропорционально снижению расхода топлива, то повышение к.п.д. гидротрансформатора на 3% должно соответствовать уменьшению расхода топлива с учетом времени использования

Опыт эксплуатации показал, что хорошие результаты по маневренности автомобиля можно получить в том случае, если полный поворот управляемых колес происходит за 1,0—1,75, но не выше 2,0 оборотов рулевого колеса в каждую сторону от нейтрального положения¹.

Наибольшее значение передаточного отношения в среднем положении рулевого колеса должно быть различным для разных автомобилей, но не должно быть чрезмерно большим.

Так, например, для легковых автомобилей его следует увеличить на 2—3 единицы по сравнению с существующим. Для автобуса междугородного типа, движущегося преимущественно с большими скоростями по прямой дороге, повышение передаточного числа должно быть большим, чем для автобуса городского типа.

Для тяжелых грузовых автомобилей, где легкость управления достигается при помощи усилителя, такой характер изменения передаточного числа является наиболее правильным.

При наличии усилителя передаточное число во второй половине поворота может быть принято более низким.

Предлагаемый закон изменения передаточного числа возможен только в передаче кривошипной конструкции, червяк которой имеет винтовую канавку специального профиля.

Червяк с передаточным числом, изменяющимся по такому закону (рис. 5, а), показан на рис. 5, б, а на рис. 5, в — червяк обычно применяемый.

¹ Приблизительно такие же рекомендации даются по результатам испытаний рулевого механизма с глобидальной передачей (А. Е. Бичо п. «САИ Джорнель» № 3, 1959 г.).

ния передач на $3 \times 1,5:100 = 0,045\%$, что практически неощутимо и может быть заметным только при движении со скоростью меньше 25—35 км/час при полном и меньше 15—20 км/час при неполном (на $1/3$) открытиях дроссельной заслонки. Для двухступенчатой коробки передач (например, автомобиля ЗИЛ-111), считая время использования первой передачи 12%, повышение к.п.д. гидротрансформатора на 3% могло бы улучшить расход топлива на $3 \times 6:100 = 0,18\%$, а такое же повышение к.п.д. первой передачи на 0,36%. Таким образом, повышение к.п.д. механической части гидротрансформатора имеет большее значение, чем повышение к.п.д. гидротрансформатора. Еще большее влияние к.п.д. механической части гидротрансформатора оказывает на топливную экономичность грузовых автомобилей с их значительно большим временем использования понижающих передач. Использование для них гидротрансформатора делает задачу изучения к.п.д. планетарных механизмов автомобилей еще более актуальной. Для легковых автомобилей, по-видимому, значительное улучшение расхода топлива можно получить при повышении к.п.д. прямой передачи за счет введения блокировки гидротрансформатора (ожидаемое повышение к.п.д. в среднем на 3—4%), отказа от применения заднего насоса (ожидаемое повышение к.п.д. в среднем на 1—1,5%) и т. д.

Рассмотрим потери в планетарном механизме. Потери в любом зубчатом механизме зависят от его схемы, качества изготовления, а также от условий и режимов работы. По качеству изготовления различные автомобильные планетарные механизмы почти не отличаются, причем применяются обычно косозубые шестерни с чистотой боковых поверхностей зубьев $\nabla 7 - \nabla 9$. Условия работы также приблизительно одинаковы: смазка под давлением без поружения шестерен при использовании масел с условной вязкостью $E_{100}^0 = 1,3 \div 1,5$, причем применение водомасляных радиаторов способствует поддержанию постоянной температуры масла в коробке передач 60—80° при движении в обычных условиях. Для планетарных механизмов и механизмов с неподвижными осями шестерен к.п.д. уменьшается с уменьшением передаваемого крутящего момента и увеличением скорости вращения, так как происхо-

* По данным Б. В. Гольда и Г. В. Зимелева.

дит либо уменьшение передаваемой мощности при тех же потерях в опорах, либо значительное возрастание дисковых потерь и потерь на разбрызгивание масла. Полный к.п.д. зубчатого механизма определяется [1] по формуле

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_p,$$

где η_p — коэффициент, учитывающий потери на разбрызгивание масла;

η_n — коэффициент, учитывающий потери в опорах;

η_z — к.п.д. собственно зубчатого зацепления.

Так как рассматриваются только схемы различных планетарных механизмов безотносительно к конструкции их опор, а смазка осуществляется не погружением шестерен, а при помощи вспомогательного насоса, подающего масло под давлением, принимается $\eta \approx \eta_z$ и не учитывается изменение к.п.д. с изменением режимов работы. Для определения η_z пары цилиндрических шестерен рекомендуется [1] следующее уравнение:

$$\eta_z = 1 - 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) k_\psi, \quad (1)$$

где $f = 0,08 \div 0,1$ — коэффициент трения между зубьями;

z_1 и z_2 — числа зубьев шестерен (знак плюс соответствует наружному, а знаки минус — внутреннему зацеплению);

$k_\psi \geq 1$ — коэффициент, учитывающий влияние коррекции зубьев.

Для определения потерь, отнесенных к работе на ведомом валу, для пары шестерен с углом давления 20° , рабочей высотой зуба, равной 0,64 от окружного литча, и $f = 0,05$ применяется также [2] следующее уравнение:

$$Z = \frac{1}{5} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (2)$$

Для шестерен коробки передач автомобиля ЗИЛ-111 получим следующие значения к.п.д.:

$$\eta_{нз} = 1 - 2,3 \cdot 0,09 \left(\frac{1}{16} + \frac{1}{23} \right) \cdot 1 = 0,98$$

(для парного зацепления) и

$$\eta_{вз} = 1 - 2,3 \cdot 0,09 \left(\frac{1}{16} - \frac{1}{55} \right) \cdot 1 = 0,99$$

(для внутреннего зацепления).

Для дальнейших расчетов принимаем к.п.д. наружного зацепления $\eta_{нз} = 0,975$ и внутреннего — $\eta_{вз} = 0,985$, что соответствует обычно принятым значениям [1], [3]. Обычно к.п.д. механизма, состоящего из шестерен наружного зацепления с неподвижными осями, может быть подсчитан по формуле

$$\eta = \eta_{нз}^n$$

(n — число зацеплений, через которые последовательно передается мощность).

Для обычных коробок передач с одним промежуточным валом на всех передачах, кроме прямой и заднего хода, $n=2$, следовательно, $\eta = 0,975^2 = 0,95$. Для коробки передач без промежуточного вала на всех передачах, кроме заднего хода, $n=1$ и $\eta = 0,975$.

Принципиально к.п.д. планетарного механизма должен быть выше, чем к.п.д. зубчатого механизма с неподвижными осями шестерен, главным образом из-за того, что часть мощности передается не в относительном движении, т. е. относительно неподвижного водила, а в переносном (при вращении всей системы в целом без трения между зубьями). Чем большая часть мощности передается в переносном движении, тем выше к.п.д. планетарного механизма.

Известно [3] несколько методов определения к.п.д. планетарных механизмов, из которых наиболее простым и наглядным является метод останова водила.

Все известные планетарные механизмы могут рассматриваться как различные сочетания и комбинации простейших трехзвенных планетарных механизмов. Поэтому исследование к.п.д. начато с этих механизмов.

Для простейших трехзвенных планетарных механизмов уравнение связи между скоростями вращения имеет следующий вид:

для схем, изображенных на рис. 1, а и в,

$$n_1 + a n_2 - (1 + a) n_3 = 0; \quad (3a)$$

для схем, изображенных на рис. 1, б и в,

$$n_1 - a n_2 - (1 - a) n_3 = 0. \quad (3б)$$

Уравнения связи между крутящими моментами при условии отсутствия потерь:

для схем, изображенных на рис. 1, а и г,

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : a : - (1 + a); \quad (4a)$$

для схем, изображенных на рис. 1, б и в,

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : a : - (1 - a), \quad (4б)$$

и при учете потерь:

для схем, изображенных на рис. 1, а и г,

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : a \eta_0^m : - (1 + a \eta_0^m); \quad (5a)$$

для схем, изображенных на рис. 1, б и в,

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : -a \eta_0^m : - (1 - a \eta_0^m), \quad (5б)$$

где n — скорость вращения в об/мин;

M — крутящий момент в кгм;

a — параметр простейшего планетарного механизма, равный передаточному числу механизма при заторможенном водиле. Для рис. 1, в $a = \frac{z_2 \cdot z_{cam1}}{z_{cam2} \cdot z_1}$,

а для остальных случаев $a = \frac{z_2}{z_1}$;

η_0 — к.п.д. простейшего планетарного механизма при остановленном водиле. Для рис. 1, а $\eta_0 = \eta_{нз} \cdot \eta_{вз} =$

$= 0,975 \times 0,985 = 0,96$; рис. 1, б — $\eta_0 = \eta_{нз}^2 \cdot \eta_{вз} = 0,936$;

рис. 1, в — $\eta_0'' = \eta_{нз}^2 = 0,95$; рис. 1, г — $\eta_0''' = \eta_{нз}^3 = 0,926$.

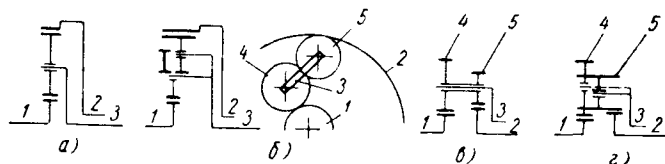


Рис. 1. Схемы простейших трехзвенных планетарных механизмов:

1, 2, 3 — звенья механизмов; 4 — сателлит № 1; 5 — сателлит № 2.

Индексы 1, 2, 3 в формулах соответствуют звеньям механизма: индекс 1 — солнечной, а индекс 2 — коронной шестерне для рис. 1, а и б, индекс 3 — водилу. Индекс $m = \pm 1$, причем знак плюс для рис. 1, а и г берется при ведомом звене 2, а также при ведомом звене 3 и остановленном звене 2, а для рис. 1, б и в — при ведомом звене 3, а также при ведомом звене 2 и остановленном звене 3.

К.п.д. любого механизма определяется формулой

$$\eta = \frac{M_{вм} n_{вм}}{M_{вц} n_{вц}}. \quad (6)$$

Значение $\frac{n_{вц}}{n_{вм}} = i$ определяется из уравнения (3a) или (3б), приравняв нулю скорость вращения одного из звеньев; $\frac{M_{вм}}{M_{вц}}$ определяется из уравнения (5a) или (5б).

В табл. 1 и на рис. 2 приведены значения η при параметре $1,5 \leq a \leq 5$ для всех шести вариантов соединения звеньев 1, 2, 3 (рис. 1, а) с ведущим валом (вц), ведомым валом (вм) и тормозом,

Таблица 1

Ведущее звено	Ведомое звено	Передаточное число $i = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}}$	Формула для η	m	При $\alpha = 1,5$		При $\alpha = 5$	
					i	η_1^*	i	η_1^*
1	3	$1+\alpha$	$\frac{1+\alpha\eta_0}{1+\alpha}$	+1	2,5	0,975	6,0	0,967
2	3	$\frac{1+\alpha}{\alpha}$	$\frac{\eta_0+\alpha}{1+\alpha}$	-1	1,67	0,984	1,2	0,993
3	2	$\frac{\alpha}{1+\alpha}$	$\frac{(1+\alpha)\eta_0}{1+\alpha\eta_0}$	+1	0,6	0,984	0,834	0,993
3	1	$\frac{1}{1+\alpha}$	$\frac{(1+\alpha)\eta_0}{\eta_0+\alpha}$	-1	0,4	0,975	0,167	0,967
1	2	$-\alpha$	η_0	+1	-1,5	0,96	-5	0,96
2	1	$-\frac{1}{\alpha}$	η_0	-1	-0,67	0,96	-0,2	0,96

* При $\eta_0 = 0,96$.

В период вращения ведущего и ведомого звеньев в одном направлении для схемы, приведенной на рис. 1, а:

1. При параметре $1,5 \leq \alpha \leq 5$ с помощью одного планетарного ряда [1] можно получить передаточные числа в пределах

$$0,167 < \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \leq 6, \quad \text{за исключением интервалов: (а)}$$

$$0,4 < \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \leq 0,6; \quad (б) \quad 0,834 < \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \leq 1,2; \quad (в) \quad 1,67 < \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \leq 2,5.$$

2. При $1,5 \leq \alpha \leq 5$, к. п. д. принимает значения $0,993 \geq \eta > 0,966$, причем, если в интервалах а, б, в передаточные числа получены при помощи двух последовательно соединенных

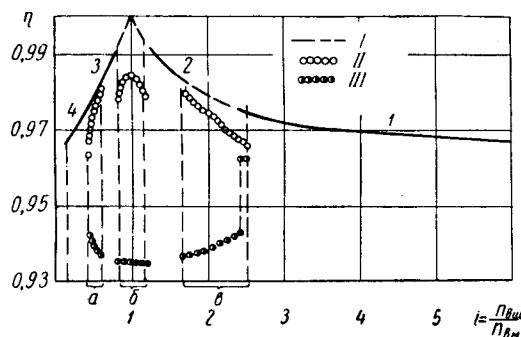


Рис. 2. Значения к.п.д. для трехзвенного планетарного механизма (рис. 1, а):

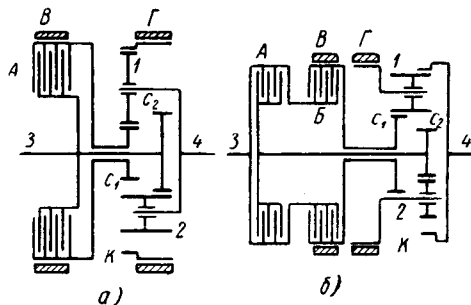
I — к.п.д. при одном планетарном механизме; II — к.п.д. при двух планетарных механизмах (лучший случай); III — к.п.д. при двух планетарных механизмах (худший случай).

простейших планетарных рядов, используя сочетания вариантов 2 и 4 для интервала а, 2 и 3 — для б, 1 и 3 — для в, то к.п.д. планетарного механизма может быть не ниже 0,96. При неудачном сочетании простейших планетарных механизмов в этом случае к.п.д. может быть значительно ниже, до $\eta = 0,967 \times 0,967 = 0,935$ при $\frac{n_{вщ}}{n_{вм}} = 0,167 \times 6 = 1$.

3. Из первых пунктов следует, что для автомобильных коробок передач с максимально низким передаточным числом ≤ 6 при помощи одного или двух простейших планетарных механизмов (рис. 1, а) может быть получено любое передаточное число при к.п.д. не ниже 0,96, т. е. выше, чем для схем с неподвижными осями шестерен. При этом, чем ближе к единице передаточное число, тем выше к.п.д., в лучшем случае достигающий 0,993.

Планетарные механизмы современных коробок передач легковых автомобилей могут быть условно отнесены к одной из следующих групп: 1) состоящие из одного планетарного ряда

с двумя рядами сателлитов 1 и 2 [двухступенчатые типа Бюик «Дайнафлоу» 1948 г. (рис. 3, а) и трехступенчатые типа Форд 1949 г. (рис. 3, б)]; 2) состоящие только из последовательно соединенных простейших планетарных рядов [трехсту-



Коробка передач	$\frac{z_k}{a_1} = \frac{z_{c1}}{z_{c2}}$	$\frac{z_k}{a_2} = \frac{z_{c2}}{z_{c3}}$	Передаточные числа (i) передач				
			первой	второй	третьей	заднего хода	
•	Включены:						
	„Дайнафлоу“ выпуска 1948 г. „Ультроматик“ „Фордохатик“ выпуска 1959 г.	3,44	2,82	В	А	—	Г
		3,22	2,64	1,82	1	—	—1,82
				1,82	1	—	—1,64
		3,33	2,5	1,75	1	—	—1,5
	Включены:						
	Форд, выпуска 1949 г. „Волга“ „Чайка“	2,0	2,44	А; Г	А; В	А; Б	Б; Г
		2,08	2,73	2,44	1,48	1	—2,0
				2,73	1,56	1	—2,08
				2,84	1,67	1	—1,72

Рис. 3. Планетарные механизмы коробок передач:

а — типа Бюик «Дайнафлоу» 1948 г.; б — типа Форд 1949 г.; 1 — сателлит № 1; 2 — сателлит № 2; 3 — ведущий вал; 4 — ведомый вал; А, Б — многодисковые сцепления; В, Г — ленточные тормоза.

пенчатые типа Студебекер 1950 г. (рис. 4, а) и типа Шевроле «Турбоглайд» 1957 г. (рис. 4, б)]; 3) имеющие дифференциальный механизм с замыкающим звеном [двухступенчатые типа Крайслер «Пауэрфлайт» (рис. 5, а) и трехступенчатые типа Крайслер «Торкфлайт» 1956 г. (рис. 5, б)].

Для всех схем получены уравнения, по которым определяются передаточные числа и к.п.д., а также определяются их числовые значения (табл. 2). Для первой и второй групп к.п.д. на различных передачах определяется так же, как для простейших планетарных механизмов, изображенных на рис. 1. Методика определения к.п.д. дифференциального механизма с замыкающим звеном (третья группа) заключается в следующем [3]. Если замыкающий планетарный ряд (рис. 5, а) установлен между дифференциальным механизмом и ведущим валом, то при мысленно остановленном звене (солнечной шестерне) дифференциального механизма, по которому передается часть мощности,

$$n_{c2} = 0; \quad n_{k2} = \frac{1}{i_{k2c2}} \cdot n_{c2} = \frac{1}{i_{k2c2}} \cdot \frac{1}{i_{c1k1}} \cdot n_{c1} = \frac{1}{i'} \cdot n_{c2}$$

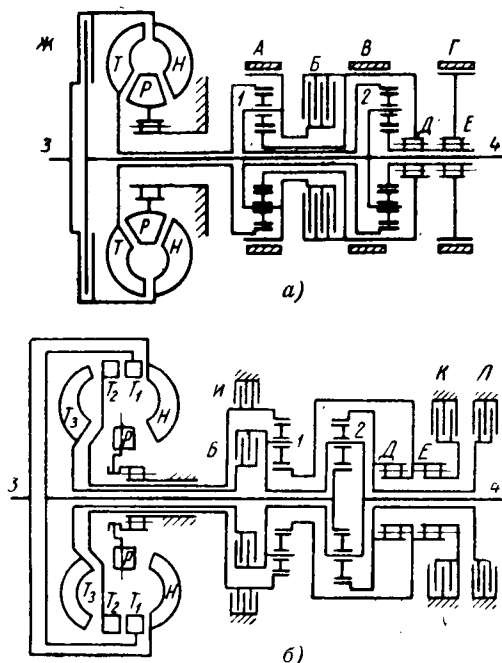
и при мысленно остановленном другом звене (водице) дифференциального механизма, по которому передается другая часть мощности, $n_{c2} = 0, \quad n_{k2} = \frac{1}{i''} \cdot n_{c2}$.

Для первого потока мощности уравнение мощности будет

$$M_{k2} \frac{1}{i'} \cdot n_{c2} (\eta')^b = M_{c2} \cdot n_{c2},$$

а для второго

$$M_{k2} \frac{1}{i''} \cdot n_{c2} (\eta'')^c = M_{c2} \cdot n_{c2},$$



Коробка передач	$\alpha_1 = \alpha_2$	α_1	α_2	Передаточные числа (i) передач					торможение
				первой	второй	третьей	заднего хода		
Студебекер выпуска 1950 г.	—	1,64	2,3	Включены:					Л
				$\begin{matrix} B; Г; \\ (E) \end{matrix}$	$\begin{matrix} Б; Г; \\ (E) \end{matrix}$	$\begin{matrix} Б; Г; \\ Ж; (Д) \end{matrix}$	$\begin{matrix} A; (Д) \end{matrix}$	—2,01	
Шевроле „Турбоглайд“ выпуска 1957 г.	1,67	—	—	Включены:					—
				$\begin{matrix} Б; К; \\ (Д; E) \end{matrix}$	$\begin{matrix} Б; К; \\ (E) \end{matrix}$	$\begin{matrix} Б; К \end{matrix}$	$\begin{matrix} Б; И \end{matrix}$	—	
				$\begin{Bmatrix} 2,67 \\ 1,6 \\ 1 \end{Bmatrix}$	$\begin{Bmatrix} 1,6 \\ 1 \end{Bmatrix}$	1	1,8	2,67	

Рис. 4. Планетарные механизмы коробок передач:

а — типа Студебекер 1950 г.; б — типа Шевроле «Турбоглайд» 1957 г.; 1 — планетарный ряд № 1; 2 — планетарный ряд № 2; 3 — ведущий вал; 4 — ведомый вал; А, В, Г — ленточные тормоза; Б, Ж — сцепления; Д, Е — муфты свободного хода; И, К, Л — дисковые тормоза.

откуда

$$M_{вщ} = M_{к1} + M_{к2} = M_{к2} \left[\frac{1}{i'} (\eta')^s + \frac{1}{i''} (\eta'')^c \right].$$

$$\text{Так как } \eta = - \frac{M_{вм} n_{вм}}{M_{вщ} n_{вщ}},$$

то в общем случае: для разветвления потока мощности на входе

$$(\eta)_a \frac{1}{i} = (\eta')_s \frac{1}{i'} + (\eta'')_c \frac{1}{i''}, \quad (7,а)$$

для разветвления потока мощности на выходе

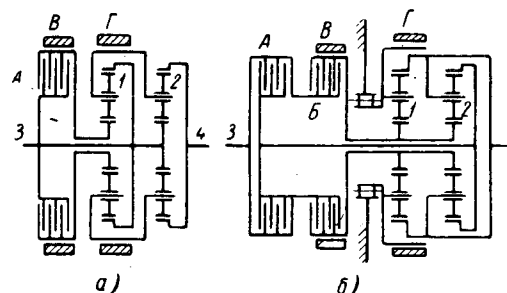
$$(\eta)^a i = (\eta')^s \times i' + (\eta'')^c \times i'', \quad (7,б)$$

где η' — к.п.д. планетарного механизма при одном остановленном звене дифференциального механизма;
 η'' — к.п.д. планетарного механизма при другом остановленном звене дифференциального механизма;

а, б, с — коэффициенты, равные ± 1 (знак берется по табл. 3).

Из табл. 3 видно, что для а берется тот же знак, что и для i , а для б (или с) тот же, что и для а, если знак i' (или i'') совпадает со знаком для i .

Следует иметь в виду, что внутри замкнутых передач как простого, так и дифференциального типа при определенных условиях в замкнутом контуре возникает циркулирующая мощность. Это приводит к увеличению нагрузок на валы, зубья шестерен, опоры и к ухудшению к.п.д. О величине циркулирующей



Коробка передач	$\alpha_1 = \alpha_2$	Передаточные числа (i) передач			
		первой	второй	третьей	заднего хода
Крайслер «Пауэрфлайт»	2,39	Включены:			
		В	А	—	Г
Крайслер «Торкфлайт» выпуска 1956 г.	2,2	Включены:			
		Г или (Д), (А)	В; А	А; Б	Б; Г
		2,45	1,45	1	—2,2

Рис. 5. Планетарные механизмы коробок передач:

а — типа Крайслер «Пауэрфлайт»; б — типа Крайслер «Торкфлайт» 1956 г.; 1 — планетарный ряд № 1; 2 — планетарный ряд № 2; 3 — ведущий вал; 4 — ведомый вал; А, Б — многодисковые сцепления; В, Г — ленточные тормоза; Д — муфта свободного хода.

кулирующей мощности можно судить по уравнениям табл. 3. Для первого варианта (табл. 3) циркулирующая мощность отсутствует, для второго и третьего вариантов величина циркулирующей мощности зависит от отношения $\frac{i'}{i''}$.

Если при проектировании нельзя избежать циркуляции мощности, то величина ее может быть снижена соответствующим подбором величин $\frac{i'}{i}$, $\frac{i''}{i}$ и α .

Для гидропередачи Крайслер «Пауэрфлайт» $n_{a1} = n_{a2}$, $n_{c1} = 0$, $n_{c2} = n_{к1}$, тогда

$$i' = \frac{1 + \alpha_1}{\alpha_1} \cdot \frac{\alpha_2}{1 + \alpha_2} > 0,$$

$$i'' = -\alpha_2 < 0 \text{ и } i = \frac{\alpha_2(1 + \alpha_1)}{\alpha_1\alpha_2 - 1} > 0.$$

Следовательно, $\alpha = -1$, $b = -1$ и $c = +1$.

Уравнение (7а) принимает вид

$$\frac{1}{\eta i} = \frac{1}{\eta' i'} + \frac{1}{i''} \eta''.$$

Отсюда

$$\eta = \frac{(\alpha_1\alpha_2 - 1)(1 + \alpha_2)(\eta_0 + \alpha_1)\eta_0}{\alpha_2(1 + \alpha_1)^2(1 + \alpha_2\eta_0) - (1 + \alpha_2)^2(\eta_0 + \alpha_1)\eta_0^2}.$$

В настоящее время получили некоторое распространение схемы с разветвлением потока мощности в гидравлическом

Т а б л и ц а 2

Коробки передач	Формулы для определения к. п. д. η планетарного механизма и передаточного числа передачи			Значения к. п. д. на передачах (в %)			
	Первая передача	Вторая передача	Задний ход	пер- вой	вто- рой	треть- ей	задний ход
„Дайнафлу“ (рис. 3, а), „Пауэрглайд“	$\eta_I = \frac{1 + \alpha \eta_0'''}{1 + \alpha};$ $i_I = 1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 1 + \alpha$	$i_{II} = 1$	$\eta_{3X} = \frac{1 - \alpha_2 \eta_0'}{1 - \alpha_2};$ $i_{3X} = \alpha_2$	96,6 96,5* (87,0)	100 (91,5)	— — —	90,1 90,5* (81,0)
„Ультроматик“ (рис. 2а)	$\eta_I = \frac{1 + \alpha \eta_0'''}{1 + \alpha};$ $i_I = 1 + \frac{\alpha_2}{\delta_1} = 1 + \alpha$	$i_{II} = 1$	$\eta_{3X} = \frac{1 - \alpha_2 \eta_0'}{1 - \alpha_2};$ $i_{3X} = 1 - \alpha_2$	96,6	100	—	89,8
„Фордоматик“ (рис. 3а)		$i_{II} = 1$	$\eta_{3X} = \frac{1 - \alpha_2 \eta_0'}{1 - \alpha_2};$ $i_{3X} = 1 - \alpha_2$	96,9	100	—	89,4
Форд (рис. 3, б)	$\eta_I = \eta_0'; i_I = \alpha_2$	$\eta_{II} = \frac{1 + \alpha \eta_0''}{1 + \alpha} \times \frac{(1 + \alpha_1) \eta_0}{1 + \alpha_1 \eta_0};$ $i_{II} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_2 + 1} = \frac{(1 + \alpha) \alpha_1}{1 + \alpha_1}$	$\eta_{3X} = \eta_0;$ $i_{3X} = -\alpha_1$	93,6	96,0	100	96,0
„Волга“ (рис. 3, б)	$\eta_I = \eta_0'; i_I = \alpha_2$	$\eta_{II} = \frac{1 + \alpha \eta_0''}{1 + \alpha} \times \frac{(1 + \alpha_1) \eta_0}{1 + \alpha_1 \eta_0};$ $i_{II} = \frac{(1 + \alpha) \alpha_1}{1 + \alpha_1}$	$\eta_{3X} = \eta_0; i_{3X} = \alpha_2$	93,6	96,0	100	96,0
„Чайка“ (рис. 3, б)	$\eta_I = \eta_0'; i_I = \alpha_2$	$\eta_{II} = \frac{1 + \alpha \eta_0''}{1 + \alpha} \times \frac{(1 + \alpha) \eta_0}{1 + \alpha_1 \eta_0};$ $i_{II} = \frac{1 (1 + \alpha) \alpha_1}{1 + \alpha_1}$	$\eta_{3X} = \eta_0; i_{3X} = -\alpha_2$	93,6	95,4	100	96,0
Студебекер (рис. 4, а)	$\eta_I = \frac{\eta_0 + \alpha_1}{1 + \alpha_1} \cdot \frac{\eta_0 + \alpha_2}{1 + \alpha_2};$ $i_I = \frac{1 + \alpha_1}{\alpha_1} \cdot \frac{1 + \alpha_2}{\alpha_2}$	$\eta_{II} = \frac{\eta_0 + \alpha_2}{1 + \alpha_2};$ $i_{II} = \frac{1 + \alpha_2}{\alpha_2}$	$\eta_{3X} = \eta_0 \cdot \frac{1 + \eta_0 \alpha_2}{1 + \alpha_2};$ $i_{3X} = -\frac{1}{\alpha_1} (1 + \alpha_2)$	97,2	98,8	100	93,4
„Пауэрфлайт“ (рис. 5, а); ЗИЛ-111	$\eta_I = \frac{(\alpha - 1) (\eta_0 + \alpha) \eta_0}{\alpha (1 + \alpha \eta_0) - (\eta_0 + \alpha) \eta_0^2};$ $i_I = \frac{\alpha}{\alpha - 1};$ циркулирующая мощность $N_u = \frac{\alpha}{1 - \alpha} N_{вщ} = -0,72 N_{вщ}$	$i_{II} = 1$	$\eta_{3X} = \eta_0;$ $i_{3X} = -\alpha$	93,0 91,5* (83,5) 89,0** (81,0)	100 (94,0)	— — —	96,9

* По испытаниям ЗИЛ.

** По испытаниям НАМИ.

Продолжение табл. 2

Коробки передач	Формулы для определения к. п. д. η планетарного механизма и передаточного числа передачи			Значения к. п. д. на передачах (в %)			
	Первая передача	Вторая передача	Задний ход	пер- вой	вто- рой	треть- ей	задний ход
„Торкфлайт“ (рис. 5, 6)	$\eta_I = \frac{\eta_0 + \alpha + \alpha \tau_0^2}{1 + 2\alpha}$; $i_I = \frac{1 + 2\alpha}{\alpha}$; циркулирующей мощности нет	$\eta_{II} = \frac{\eta_0 + \alpha}{1 + \alpha}$; $i_{II} = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$	$\eta_{3X} = \eta_0$; $i_{3X} = -\alpha$	96,1 96,0*** (90,0)	98,8 99,0*** (93,0)	100 (96,0)	96,0
„Турбоглайд“ (рис. 4, 6)	От $\eta = \frac{1 + \alpha_2 \eta_0}{1 + \alpha_2}$ До $M_2 = M_3 = 0$	До $\eta = 1$ при $M_1 = M_2 = 0$	$\eta_{3X} = \frac{(1 + \alpha_2)^2}{(1 + \alpha_2 \eta_0)(1 - \alpha_1 \alpha_2)} - \frac{\alpha_2(1 - \alpha_1 \eta_0) \eta_0}{1 - \alpha_1 \alpha_2}$ при $M_2 = M_3 = 0$; циркулирующая мощность $N_q = \frac{1}{1 - \frac{\alpha_2(1 + \alpha_1)}{1 + \alpha_2}} \sim -1,5 N_{вщ}$	От 97,2 $M_2 = M_3 = 0$	До 100		80,5 при $M_2 = M_3 = 0$

*** По испытаниям в США.

элементе (рис. 4, б), когда расчленяется турбина гидротрансформатора на 2—3 колеса и каждое турбинное колесо через определенное передаточное число механического элемента соединяется с ведомым валом. Для подобных схем, так же как и для схем с разветвлением потока мощности в механическом элементе, к. п. д. механического элемента будет изменяться в зависимости от режима работы гидравлического элемента, но ему можно судить о степени совершенства механического элемента, но не о к. п. д. всей гидропередачи.

Таблица 3

Ведущие—ведомые звенья (по рис. 5, а)	$i' > 0$ $i'' > 0$ $i' < 0$ $i'' < 0$			$i > 0$ $i' > 0$ $i'' < 0$ $c < 0$ $i' < 0$ $i'' > 0$			$i > 0$ $i' < 0$ $i'' > 0$ $i < 0$ $i' > 0$ $i'' < 0$		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
h1-k2 и c1 (разветвление на выходе и $i = i' + i''$)	+	+	+	+	+	-	+	-	+
h2 и c1-h1 (разветвление на входе и $\frac{1}{i} = \frac{1}{i'} + \frac{1}{i''}$)	-	-	-	-	-	+	-	+	-
Величина циркулирующей мощности (N_q)	0			$N_q = N' = \frac{i' : i''}{1 + i' : i''} N_{вщ}$ если $ i' : i'' < 1$					
				$N_q = N'' = \frac{1}{1 + i_1 : i''} N_{вщ}$ если $ i' : i'' > 1$					

На рис. 6, а представлены потери в коробке передач на прямой передаче, а на рис. 6, б — на всех трех передачах переднего хода для гидропередачи «Торкфлайт» [4]. Коэффициент трансформации гидротрансформатора при трогании с места составил 2,34 при оборотах трогания, равных 1630 об/мин. Максимальные значения общего к. п. д. следующие: для первой передачи при $i_I = 2,45$ $\eta_I = 0,87$; для второй при $i_{II} = 1,45$ $\eta_{II} = 0,90$; для третьей при $i_{III} = 1$ $\eta_{III} = 0,93$. Если считать, что потери на пробуксовку выключенного сцепления составляют 1% и потери на трение в опорах на понижающих передачах увеличиваются на 1%, то к. п. д. планетарного механизма составляет на первой передаче $100 - [93 - (87 + 1 + 1)] = 96\%$ и второй $100 - [93 - (90 + 1 + 1)] = 99\%$, что соответствует расчетным значениям. Обычная коробка передач, испытывавшаяся в аналогичных условиях, показала [4] для первой передачи при $i_I = 2,55$ $\eta_I = 0,945$; для второй при $i_{II} = 1,60$ $\eta_{II} = 0,97$; для третьей при $i_{III} = 1$ $\eta_{III} = 0,99$.

Из рис. 6, а видно, что при 4400 об/мин карданного вала на привод обоих насосов расходуется 4,4 л. с., на трение в опорах 3 л. с., на пробуксовку у тормозных лент 0,3 л. с. Потери в гидротрансформаторе составляют 4,3 л. с. (т. е. его к. п. д. $\eta = 97\%$). При движении по шоссе со скоростью

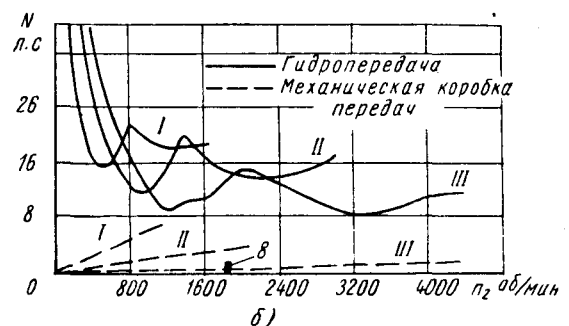
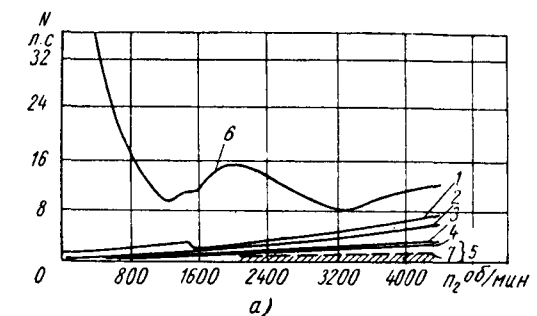


Рис. 6. Потери в коробке передач Крайслер «Торкфлайт» (мощность на маховике двигателя 145 л. с. при 4000 об/мин): 1 — в гидротрансформаторе; 2 — на привод переднего насоса; 3 — на привод заднего насоса; 4 — на пробуксовку тормозных лент; 5 — на трение в опорах; 6 — суммарные; 7 — в механической коробке передач; 8 — в автоматической гидропередаче при дорожной нагрузке и скорости 80 км/час; I, II, III — передачи.

80 км/час на второй передаче из общих потерь в 2,6 л. с. только 0,8 л. с. теряется в гидротрансформаторе, а 1,8 л. с. — непосредственно в коробке передач. На рис. 7 представлены результаты измерения потерь в различных узлах гидропередачи Студебекер [5].

Стендовые испытания гидропередачи «Дайнафлу» 1950 г., проведенные на Московском автозаводе имени Лихачева, по-

казали, что к.п.д. планетарного механизма составляет на первой передаче $100 - [91,5 - (87 + 1)] = 96,5\%$ и на заднем ходу $100 - [91,5 - (81 + 1)] = 90,5\%$, что соответствует расчетным значениям. Для гидропередачи «Пауэрфлайт» 1953 г. и ЗИЛ-111 1956 г. к.п.д. планетарного механизма на первой передаче $100 - [94 - (83,5 + 1 + 1)] = 91,5\%$ по данным Московского автозавода имени Лихачева, для «Пауэрфлайт» $100 - [94 - (81 + 1 + 1)] = 89\%$ по данным НАМИ [6], что несколько ниже расчетных значений, так как, по видимому, соответствует режимам, на которых передний насос еще не отключен.

Коробку передач следует рассматривать не только с точки зрения к.п.д. зубчатого механизма. Необходимо учитывать прежде всего тягово-динамические качества автомобиля с данной коробкой передач, а также ее конструктивные и технологические особенности, подвергнуть анализу другие важные узлы: гидротрансформатор, систему управления. Однако анализ к.п.д. зубчатого механизма занимает одно из главных мест в общем анализе коробки передач.

Планетарные механизмы двух- и трехступенчатых коробок передач состоят либо из двух механизмов типа механизмов, изображенных на рис. 1, а, либо из одного со сдвоенными сателлитами и отличаются количеством элементов включения передач. Создание двухступенчатой коробки передач с одним механизмом, изображенным на рис. 1, а, является весьма

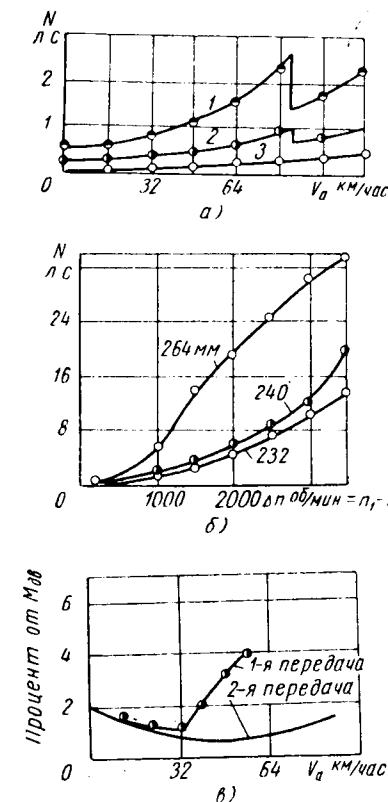


Рис. 7. Потери в различных узлах коробки передач Студебекер: а) на привод, б) на дисковое трение в сцеплении прямой передачи при диаметрах ведомого диска 264, 240 и 232 мм, а также 240 мм на 1-й и 2-й передачах (в):

1 — переднего насоса; 2 — вентилятора гидротрансформатора; 3 — заднего насоса.

ма трудной задачей, если необходимо получить передаточные числа $i_I = 1,5 \div 1,8$; $i_{II} = 1$ и $i_{3x} = -(1,5 \div 1,8)$, так как величина их определяет выбор схемы соединения звеньев механизма с валами коробки передач (см. табл. 1). Одна из возможных схем представлена на рис. 8, а, причем при $\alpha = 1,61$

$$i_I = \frac{1 + \alpha}{\alpha} = 1,62; \eta_I = \frac{\eta_0 + \alpha}{1 + \alpha} = 98,5\%; i_{II} = 1;$$

$i_I = -1,61$ и $\eta_{3x} = \eta_0 = 0,96$. Однако эта схема имеет очень сложную систему переключения передач.

Использование характеристики обратного хода гидротрансформатора позволяет существенно упростить схему двухступенчатой планетарной гидропередачи (рис. 8, б). Эта схема имеет только три фрикционных элемента, как и схемы рис. 3, а и 5, а, но в отличие от них она имеет только один простейший планетарный механизм типа механизма, изображенного на рис. 1, а, и обеспечивает при $\alpha = 1,61$ $i_I = \frac{1 + \alpha}{\alpha} = 1,62$;

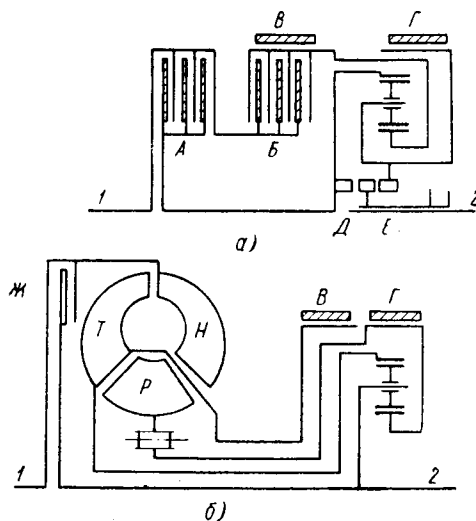
$$\eta_I = \frac{\eta_0 + \alpha}{1 + \alpha} = 98,5\%;$$

$$i_{II} = 1; i_{3x} = 1 + \alpha = 2,61;$$

$$\eta_{3x} = \frac{1 + \alpha \eta_0}{1 + \alpha} = 97,5\%.$$

Если применяется гидротрансформатор с $k_0 = 2,5$, то общее передаточное число гидропередачи на режиме трогания будет для переднего хода $k_0 \cdot i_I = 4,05$ и для заднего хода $(k_0 - 1) \times i_{3x} = 3,92$. Повышение к.п.д. на прямой передаче обеспечивается блокированием гидротрансформатора.

Следует отметить, что автоматические коробки передач имеют меньшие значения к.п.д. по сравнению с неавтоматическими, что прежде всего объясняется наличием отбора мощности на систему управления (около 3—4% при отключенном



Коробка передач	α	Передаточные числа (i) передач		
		первой	второй	заднего хода
Одна из возможных схем	1,61	Включены:		
		A; B; E	A; B; E	B; G; D
Схема с использованием характеристик обратного хода гидротрансформатора	1,61	Включены:		
		G	Ж	В
		1,61	1	-2,61

Рис. 8. Планетарные механизмы двухступенчатых коробок передач с одним планетарным рядом:

а — одна из возможных схем; б — схема с использованием характеристик обратного хода гидротрансформатора; 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; A, B, Ж — сцепления; B, Г — ленточные тормоза; Д, Е — кулачковые муфты.

и 5—7% при неотключенном переднем насосе), повышенными потерями в опорах (на низших передачах до 3%) из-за применения значительного количества подшипников скольжения и т. д. Эти потери являются неизбежными, хотя и могут быть снижены. При проектировании можно задаваться их суммарной величиной в 5—10%. Потери в планетарном механизме автомобильной коробки передач при любых передаточных числах могут быть порядка 1—2,5% и не выше 3—4%.

Выводы

1. В планетарных механизмах коробок передач к.п.д. на различных передачах существенно зависит от схемы механизма и при неудачном выборе схемы может быть значительно снижен. Выбор схемы не может быть произвольным и определяется, в частности, количеством передач и значением передаточных чисел (см. рис. 2). Упрощение планетарного механизма обычно вызывает усложнение механизма управления. Для получения заднего хода необходим дополнительный планетарный ряд.

Наиболее высокие к.п.д. могут быть получены при одном или двух последовательно соединенных наипростейших планетарных механизмах (см. табл. 1 и рис. 2), а также при дифференциальном механизме с замыкающим звеном без циркуляции мощности. Наличие значительной циркуляции мощности (гидропередачи ЗИЛ-111 и «Пауэрфлайт») либо передача мощности последовательно более, чем через две точки зацепления (гидропередачи «Волга», Форд и т. п.), могут явиться причиной существенного снижения к.п.д. на отдельных передачах.

2. Большая часть применяющихся в настоящее время планетарных механизмов, в том числе на автомобилях «Волга», «Чайка», ЗИЛ-111, имеет на низших передачах невысокий (для ЗИЛ-111 даже около 93%) к.п.д. (см. табл. 2). Это указывает (учитывая продолжительность использования передач), на желательность улучшения к.п.д. планетарного механизма путем создания новых схем с более высоким к.п.д.

3. Многие из применяющихся в настоящее время планетарных механизмов имеют низкий (до 90 и даже 80,5%) к.п.д. на передаче заднего хода (см. табл. 2). Ввиду чрезвычайно малого использования по времени этой передачи можно считать допустимыми низкие значения к.п.д.

4. В настоящее время получили распространение две схемы двухступенчатых коробок передач: типа Бюик «Дайнафлу» 1948 г. (рис. 3, а) и типа Крайслер «Пауэрфлайт» 1953 г. (рис. 5, а). Если к.п.д. первой передачи первой схемы можно считать еще приемлемым (96,6—96,9%), то у второй схемы

к.п.д. весьма низок (93%). Следует отметить, что для передаточных чисел $i=1,6÷1,85$ может быть получен к.п.д. 98,5—97,7% (см. рис. 2), т. е. на 1—1,5% выше, чем для схемы типа «Дайнафлу», и на 4,5—5,5% выше, чем для схемы типа «Пауэрфлайт». Передаточное число по моменту с учетом к.п.д. для «Пауэрфлайт» будет $1,72 \times 0,93 = 1,6$, т. е. такое же, как при $i=1,62$ и к.п.д. 98,5% для схемы рис. 8, б.

5. В настоящее время получили распространение четыре схемы трехступенчатых коробок передач следующих типов: Форд 1949 г. (рис. 3, б); Студебекер 1950 г. (рис. 4, а); Крайслер «Торкфлайт» 1956 г. (рис. 5, б); Шевроле «Турбоглайд» 1957 г. (рис. 4, б). Наилучшими по к.п.д. планетарного механизма являются вторая и четвертая схемы, причем предпочтительна вторая ($\eta_I = 97,2$ и $\eta_{II} = 98,8$) из-за блокирования гидротрансформатора на прямой передаче. Наихудшей по к.п.д. является схема типа Форд 1949 г. ($\eta_I = 93,6$ и $\eta_{II} = 95,4÷96\%$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев В. Н., Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.
2. Таплин В. А., «Машин Дизайн», т. 29, № 7, 1957.
3. Крюков А. Д., Планетарные передачи в транспортных машинах, Машгиз, 1950.
4. Зирер В. Е. и др., «САИ Джорнэл», IV, 1957.
5. Черчилль Х. Е., «САИ Квотерли Трансекшенс», т. 4, № 3 1950.
6. Клубов Л. В., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 8, 1957.

О статистической теории и подвеске автомобиля¹

Канд. техн. наук А. А. СИЛАЕВ

Для большинства специалистов становится очевидной необходимость в автоматическом изменении жесткости и гасящих свойств подвески в зависимости от нагрузки на колеса, дорожных условий и скорости движения.

В настоящее время уже эксплуатируются автомобили, на которых регулируется жесткость подвески в зависимости от изменения статической нагрузки на колеса.

Однако при движении автомобиля с переменными скоростями по неровной поверхности дороги динамические нагрузки на колеса изменяются в широких пределах. Поэтому необходима подвеска с регулируемым запасом потенциальной энергии. Такая подвеска необходима не только для грузовых автомобилей и автобусов, но и для легковых автомобилей. Поэтому интересно отметить опытный автомобиль фирмы Джиэмси «Файрберд», у которого параметры подвески регулируются в зависимости от изменения динамической нагрузки на колеса². Вероятнее всего, что регулируемые подвески будут выполнены по принципу следящей системы. Проектирование таких систем можно вести на основе статистической теории подвески, базирующейся на теории регулирования и теории случайных процессов.

Основные условия статистической теории подвески. Статистическая теория подвески может рассматриваться как приложение теории случайных процессов к вопросам подвески автомобиля.

Основным источником возмущения колебаний автомобиля, как известно, являются неровности дороги. Сочетание разнообразных неровностей и чередование сочетаний носит случайный характер. Можно считать, что дорожные возмущения и сами колебания автомобиля носят случайный характер. Основные принципы статистической теории в приложении к подвеске заключаются в том, чтобы профиль дороги описать случайной функцией и определить реакцию поддрессорного кузова автомобиля на это воздействие. Случайную функцию нельзя охарактеризовать определенной зависимостью или каким-либо графиком. Экспериментальная запись такого про-

цесса является только одной из возможных реализаций случайной функции.

Поэтому случайные функции обычно оцениваются или по реализациям или статистическими (вероятностными) характеристиками, полученными по ее реализациям, которые являются уже не случайными, а вполне определенными функциями.

Колебательные процессы, происходящие в автомобилях, движущихся по неровной дороге, являются стационарными (независящими от начала отсчета времени) случайными процессами. Очевидно, что характер колебательного процесса автомобиля, движущегося с постоянной скоростью по определенному дорожному участку, не изменится от того, что этот процесс происходит в данный момент или он осуществлялся час назад.

Для решения технических задач, связанных со стационарными случайными процессами, достаточно иметь две вероятностные характеристики — математическое ожидание и корреляционную функцию.

Математическое ожидание случайной функции является ее средним значением по множеству возможных реализаций, а для стационарных оно постоянно и может быть принято равным нулю.

Корреляционная функция определяет степень зависимости значений случайной функции для различных значений аргумента и зависит только от разности значений аргумента.

Ввиду того, что стационарная случайная функция не зависит от начала отсчета времени, отрезки одной достаточно длинной реализации можно принимать за самостоятельную реализацию, а всю достаточно длинную реализацию — за совокупность реализаций случайной функции. Среднее значение этой совокупности будет одновременно средним значением по времени достаточно длинной реализации.

Корреляционные функции дороги и воздействия. Случайную функцию, описывающую дорожный профиль, обозначим $H(t)$, а корреляционную — $R(\tau)$.

Корреляционная функция, характеризующая микропрофиль дороги и его особенности, равна математическому ожиданию от произведения двух значений случайно функции

$$R(\tau) = M[H(t) \cdot H(t + \tau)], \quad (1)$$

¹ Отклик на статью Р. В. Ротенберга, помещенную в журнале «Автомобильная промышленность» № 5 за 1960 г.

² «Экспресс-информация ААТ» № 30, 1959.

где M — математическое ожидание;

$\tau = t_1 - t$ — разность двух значений аргумента.

На рис. 1, б изображен профиль дорожного участка со средней высотой неровностей 12 см и длиной неровностей около

дороги, т. е. по ней можно судить о высоте и о длине неровностей дорожного участка. При $\tau=0$ корреляционная функция имеет максимальное значение $R(0)$, которое равно дисперсии случайной функции, описывающей дорожный профиль. Дис-

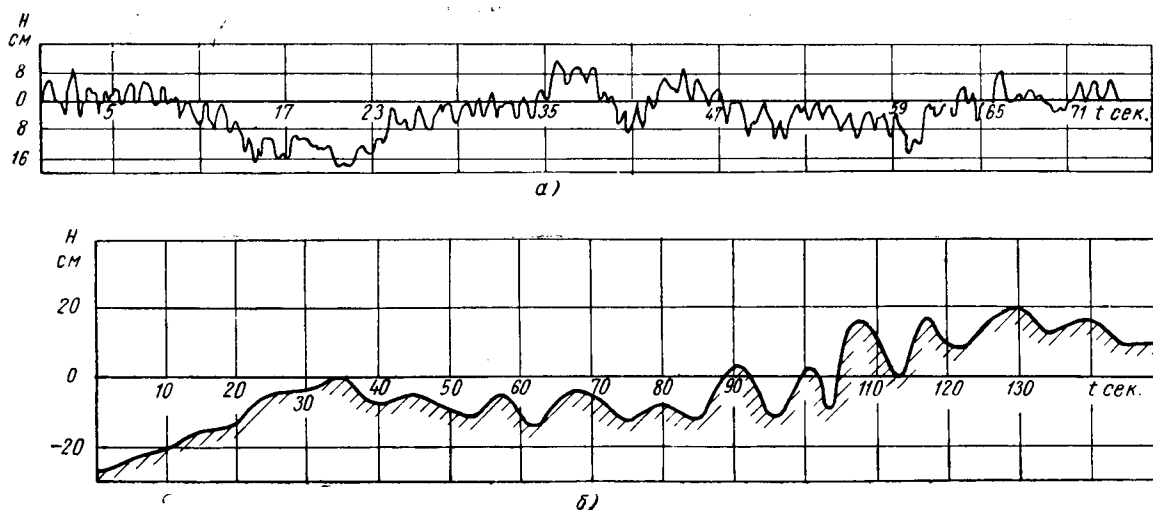


Рис. 1.

12 м. Корреляционная функция этого дорожного участка представлена сплошной линией на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что корреляционная функция является симметричной, крупные неровности дороги отражаются на ее

персия характеризует высоту и глубину неровностей дорожного участка.

Квадратный корень из дисперсии, взятой со знаком плюс, представляет собой среднюю квадратичную высоту неровности данного дорожного участка $\sigma = +\sqrt{R(0)}$. На оси абсцисс корреляционная функция [полученная экспериментально (а) и по формуле (б)] отсекает отрезок τ_0 (рис. 3), который определяет время корреляционной связи. При значениях $\tau > \tau_0$ случайные величины $H(t)$ и $H(t+\tau)$ являются уже некоррелированными и даже независимыми друг от друга. Время корреляционной связи зависит от осредненной длины неровности и от скорости движения.

Если дорога содержит мелкие и короткие неровности, то дисперсии и время корреляционной связи τ_0 имеют малые значения, а если длинные и высокие неровности, то дисперсия $R(0)$ и время корреляционной связи τ_0 имеют большие значения.

На рис. 3 представлена корреляционная функция дорожного участка, содержащего неровности в виде борозд от вспашки тракторным плугом (рис. 1, а). Эта функция имеет узкую полосу $\tau_0=10$ сек. и сравнительно малое значение дисперсии $R(0)=37,8 \text{ см}^2$

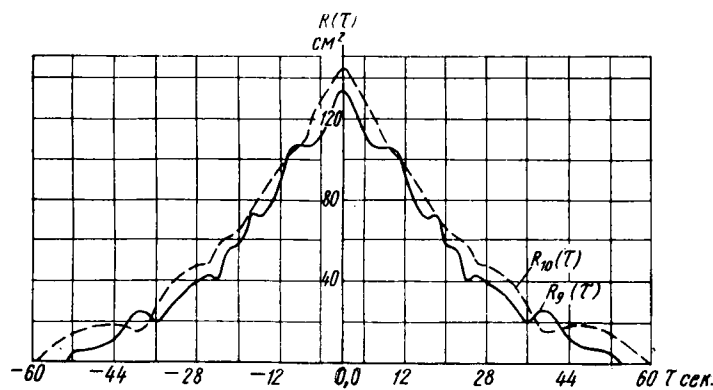


Рис. 2.

гладкости, т. е. функция имеет волнообразность значительно меньшую, чем профиль.

Корреляционная функция отражает все основные свойства

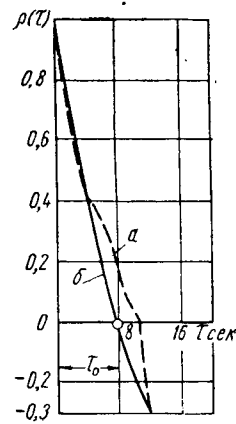


Рис. 3.

τ сек.	0,0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56
$1-0,032(\tau)$	1,0	0,880	0,775	0,683	0,538	0,538	0,465	0,410	0,360	0,316	0,277	0,245	0,215	0,190	0,167
$\cos \frac{\pi}{108} \tau$	1,0	0,990	0,970	0,940	0,890	0,837	0,765	0,681	0,601	0,500	0,405	0,292	0,173	0,070	-0,050
$\rho(\tau)$	1,0	0,870	0,760	0,641	0,533	0,451	0,356	0,280	0,214	0,153	0,112	0,071	0,037	0,013	-0,006

$R(0) = 134,4 \text{ см}^2;$
 $D_H = 144 \text{ см}^2;$
 $\sigma_H = 12,0 \text{ см}^2$

$\Delta\delta = 66\%$

На рис. 4 представлена нормированная¹ корреляционная функция дорожного участка, вычисленная экспериментально (а) и по формуле $l^{-0,032(\tau)} \cos \frac{\pi}{108} \tau$.

Эта функция имеет более широкую полосу $\tau_0=54$ сек. и большую величину дисперсии $R(0)=134,4$ см². Эти большие значения $R(0)$ и τ_0 (рис. 1, б) обусловлены большей длиной и высотой неровностей дорожного участка по сравнению с изображенными на рис. 1, а.

Корреляционная функция дороги зависит только от ее свойств, а корреляционная функция воздействия является статистической характеристикой возмущения, поэтому она зависит еще и от скорости движения автомобиля.

На том же рис. 4 представлены корреляционные функции воздействия для разных скоростей движения по одному и тому же дорожному участку. Скорость влияет в основном на время корреляционной связи (оно обратно пропорционально скорости движения).

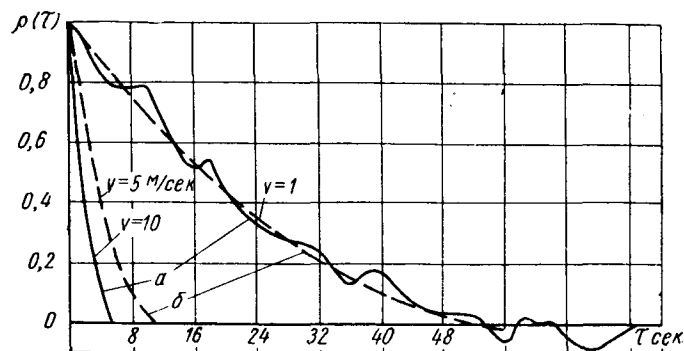


Рис. 4.

Экспериментальные корреляционные функции воздействия с точностью до 2% могут быть охарактеризованы следующей функцией:

$$R(\tau) = R(0) e^{-\alpha(\tau)} \cos \beta \tau.$$

Коэффициенты α и β назовем коэффициентами корреляционной связи, при каждой конкретной реализации случайного процесса они будут иметь разные значения. Эти коэффициенты обратно пропорциональны среднему значению длины неровности данного дорожного профиля и прямо пропорциональны скорости движения.

Корреляционная функция является основной статистической характеристикой стационарного случайного процесса во временной области. Она отражает все основные свойства воздействия дороги на автомобиль. Но для статистического (спектрального) анализа колебаний лучше применять основную статистическую характеристику стационарного случайного процесса в частотной области (спектральную плотность), которая является изображением Фурье корреляционной функции.

Зависимости спектральной плотности воздействия от частоты ω для различных скоростей движения, построенные по данным обмера реальных дорог с мелкими (а), средними (б) и крупными (в) неровностями, приведены на рис. 5. Эти графики являются также дорожными спектрами; они показывают, на какой частоте и с какой интенсивностью дорога возбуждает колебания автомобиля.

Дорога возбуждает колебания не одной какой-либо определенной частоты, а целый спектр колебаний с достаточно широким диапазоном частот. Спектральная плотность, так же как и корреляционная функция, является симметричной убывающей функцией. Следовательно, при увеличении частоты ω интенсивность возмущения уменьшается. Наибольшее значение возмущения наблюдается при частоте $\omega = \beta$.

Для расчета систем подвески с автоматическим регулированием необходимо знать границы регулирования. Поэтому требуется знать границы изменения спектральной плотности

¹ Нормированной корреляционной функцией называется отношение вида $\rho(\tau) = \frac{R(\tau)}{R(0)}$, где $R(0)$ — значение корреляционной функции при $\tau = 0$.

при изменении скорости движения и дорожных условий. Необходимо также отметить связь между статистическими характеристиками. Чем уже корреляционная функция $R(\tau)$, тем более широкой и пологой является спектральная плотность.

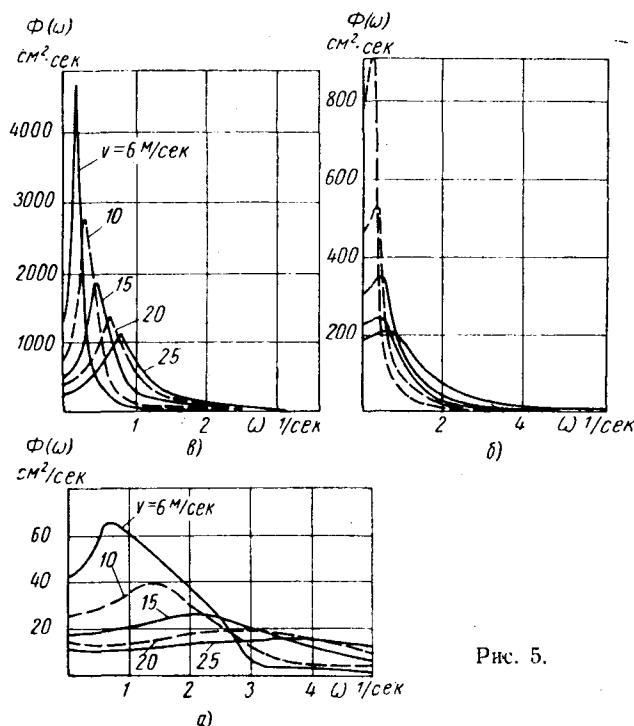


Рис. 5.

Для дорог с невысокими и короткими неровностями корреляционная функция является узкой и резко падающей (см. рис. 3), в то время как спектральная плотность изменяется очень плавно, а при больших скоростях движения приближается к постоянному значению (рис. 5, а).

При увеличении скорости движения у корреляционной функции максимальное значение остается постоянным, а ширина функции уменьшается; у спектральной плотности ее максимальное значение резко падает и смещается в сторону больших частот ω .

Статистические характеристики колебательного процесса. Интенсивность колебаний кузова автомобиля зависит от воздействия и склонности кузова к колебаниям. Третий принцип статистической теории подвески

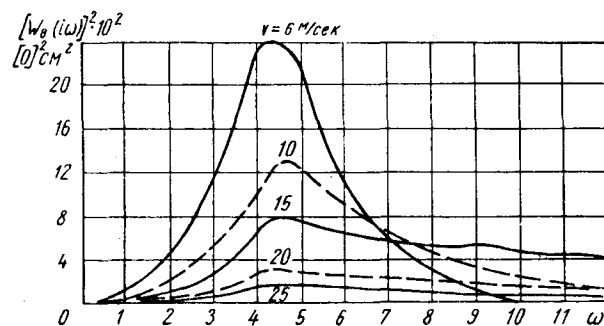


Рис. 6.

состоит в том, что поддресоренный кузов автомобиля можно рассматривать как разомкнутую систему автоматического регулирования (САР) и оценивать линейным оператором (совокупность математических действий, которую необходимо осуществить над входной функцией, чтобы получить выходную функцию данной системы). В качестве такого оператора, полностью характеризующего колебательную систему, принимается частотная характеристика. На рис. 6 представлены модульные частотные характеристики для простейшего слу-

чая продольно-угловых колебаний кузова автомобиля для различных скоростей движения.

Спектральная плотность перемещений кузова равна произведению спектральной плотности воздействия $\Phi(\omega)$ на квадрат модуля частотной характеристики $\omega(i\omega)$

$$S(\omega) = [\omega(i\omega)]^2 \Phi(\omega). \quad (3)$$

Спектральная плотность характеризует степень разброса (пределы изменения) амплитуд колебаний кузова авто-

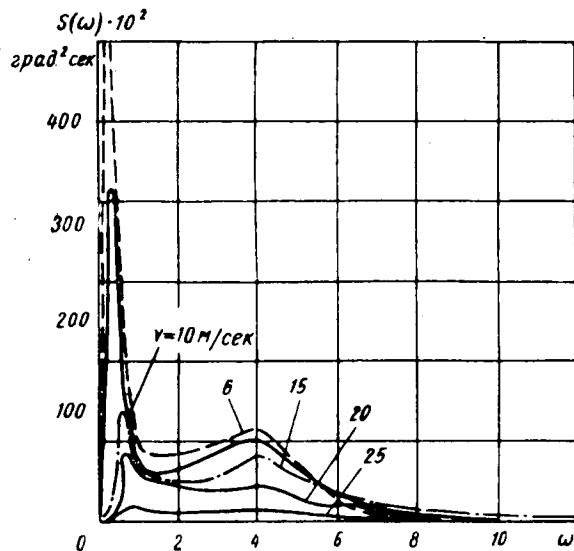


Рис. 7.

мобиля. График спектральной плотности характеризует интенсивность колебаний во всем диапазоне частот ω .

Кривые спектральной плотности угловых перемещений кузова, определенные по формуле (3), представлены на рис. 7. Эти кривые при установленных допущениях имеют две вершины. Одна из вершин обусловлена максимальным значением спек-

тральной плотности воздействия, а вторая — максимальным значением модуля частотной характеристики. При правильно выбранных параметрах системы подвески второе максимальное значение всегда должно быть меньше первого (рис. 7).

Оценка колебаний по средней квадратичной амплитуде. Спектральная плотность характеризует рассеивание и разброс (дисперсию) перемещений. Эта диспер-

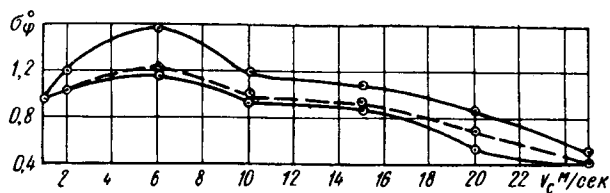


Рис. 8.

сия перемещений пропорциональна площади, заключенной между кривой спектральной плотности и осями координат,

$$\sigma^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega. \quad (4)$$

Средняя квадратичная амплитуда σ равна корню квадратному из дисперсии, взятому со знаком плюс. На рис. 8 представлены графики изменения средних квадратичных амплитуд продольно-угловых колебаний кузова автомобиля по скорости, определенных по формуле (4) для различных дорожных участков.

На средние квадратичные амплитуды влияет скорость движения, параметры подвески и качество дороги.

Статистическим методом можно определить не только средние квадратичные амплитуды, которые приняты измерителем интенсивности колебаний, но также и вероятность возникновения больших амплитуд и частотность их появления.

Как видно из краткого изложения вопроса, расчет колебаний статистическим методом ведется не на одно возмущение, не на одну гармонику, а на целый спектр, который возмущает дорога при данной скорости движения. Поэтому статистическую теорию подвески можно назвать еще спектральной теорией подвески.

Гидропневматическая подвеска, ее характеристика и особенности¹

Канд. техн. наук М. И. СМОТРИЦКИЙ

3 А ПОСЛЕДНИЕ годы в автомобильных подвесках все чаще стали применяться неметаллические упругие элементы — резиновые, пневматические, гидравлические и гидропневматические. До настоящего времени свойства гидравлических и гидропневматических подвесок еще недостаточно изучены, между тем как они, а также пневматические упругие элементы имеют существенные преимущества перед другими и позволяют значительно улучшить качество автомобильных подвесок.

Так, например, с помощью гидропневматических упругих элементов можно создать такую подвеску, которая при поджиге колес к кузову при наезде их на неровности пути передавала бы лишь незначительные возмущающие импульсы на кузов, но при поджиге колес к кузову, вследствие его опускания на колеса во время колебаний, оказывала бы этому перемещению максимальное сопротивление, достаточное для полного поглощения кинетической энергии колебаний кузова (за половину периода), без ударов в ограничители хода.

Кроме того, использование неметаллических упругих элементов дает возможность поддерживать уровень кузова и частоту колбаний постоянными при кренах на поворотах и изменении статической нагрузки.

¹ Отклик на статью Р. В. Ротенберга, помещенную в журнале «Автомобильная промышленность» № 5 за 1960 г.

Таким образом, создание неметаллической подвески может полностью удовлетворить самым высоким требованиям по плавности хода и скорости движения без жестких ударов, предъявляемым к подвескам автомобилей и других быстроходных машин.

Среди неметаллических упругих элементов, перечисленных выше, наибольшее распространение получили пневматические, так как они совершенствовались в течение очень длительного времени (более 50 лет). Однако нельзя считать, что пневматическим упругим элементам присущи наибольшие преимущества и возможности.

Гидравлические упругие элементы впервые появились в 1941 году, а гидропневматические сравнительно недавно — в 1952 году. В отечественной и, особенно, в иностранной технической литературе очень часто пневматические подвески ошибочно отождествляют с гидропневматическими.

С целью устранения путаницы в наименовании неметаллических упругих элементов и четкого их разграничения целесообразно принять за основу классификации рессор принцип группирования их по типу материала, используемого в качестве упругого элемента, а внутри групп — по конструктивным и другим признакам.

Следовательно, если в неметаллической рессоре воздух используется как упругий элемент, а жидкость — в качестве

При достижении расчетного давления в точке 3 открывается клапан 4, через который жидкость будет дросселироваться при постоянном давлении (прямая 3—е); на это затрачивается вся энергия, передаваемая гидравлической рессорой на длине хода 3—е. При остановке колеса в любой точке характеристики от 3 до е в гидравлической рессоре действует сила упругости $P_{упр}$ (клапан 4 закрыт), а при движении — сила сопротивления R (клапан 4 открыт).

Обе силы равны между собой, действуют последовательно и не суммируются, а только заменяют друг друга. Поэтому сила сопротивления p не является дополнительной к силе упругой деформации, как в обычных подвесках, амортизаторы

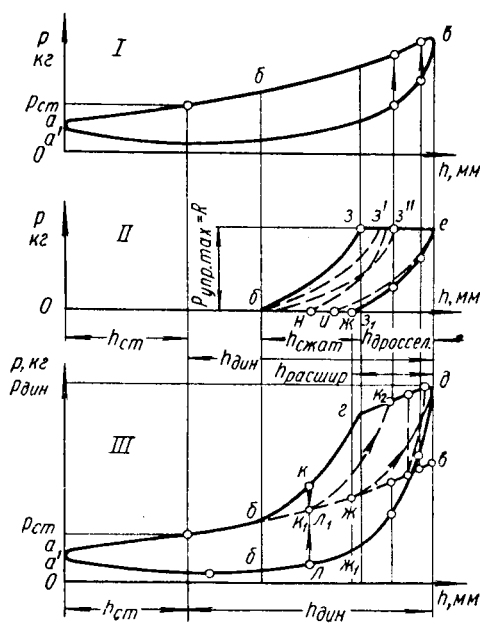


Рис. 3. Характеристика гидропневматической подвески.

которых не только гасят колебания, но и передают возмущающие импульсы (в случае, если хода сжатия происходят вследствие наезда колес на неровности пути). При ходе отбоя оставшаяся после дросселировки упруго сжатая жидкость успевает расширяться (кривая е—ж) на меньшей длине хода, чем ход сжатия. Поэтому возврат гидравлической рессоры в исходное положение (от точки ж до б) происходит за счет потенциальной энергии пневматической рессоры. Характеристика гидравлической рессоры протекает по линии б—з—е—ж—б (рис. 3, II). Площадь образовавшейся петли эквивалентна работе, поглощенной гидравлической рессорой при ходе сжатия без применения отдельных амортизаторов. Описанная характеристика получена в условиях отсутствия зазора в плунжерной паре или при наличии герметичного уплотнения¹. В подвеске описываемого типа имеется зазор, который умышленно не уплотняется. Поэтому характеристика б—з, названная внешней, может быть получена только при определенной скорости плунжера. На меньших скоростях сжатия происходит заметная утечка жидкости через зазор, и характеристики гидравлического элемента протекают тем более полого, чем меньше скорость плунжера. Эти характеристики типа б—з', б—з'' (рис. 3, II) называются внутренними. Таким образом, в гидравлическом элементе получается семейство характеристик в зависимости от скорости.

Следует заметить, что при возврате гидравлической рессоры в исходное положение открывается канал б (рис. 1), т. е. отверстие 10 в плунжере (рис. 2), и происходит автоматически, под давлением воздушного элемента, компенсация жидкости, ранее вытесненной при прямом ходе через клапан 4 и вытекший через зазор в плунжерной паре.

Так как гидравлический и пневматический элементы включены параллельно, то, сложив ординаты их отдельных ха-

рактеристик, можно получить суммарную внешнюю характеристику подвески а—б—г—д—ж—а₁—а и семейство характеристик на динамическом ходе колеса (рис. 3, III). Площадь описанной петли эквивалентна работе, поглощенной в подвеске за один цикл без применения отдельных амортизаторов.

Особенности работы подвески. При остановке колеса во время хода сжатия, например в точке к (рис. 3, III), нагрузка на колесе вследствие утечки жидкости через неуплотняемый зазор в плунжерной паре начнет падать. Уменьшение во времени нагрузки на неподвижном колесе названо прямой релаксацией подвески.

Характеристика прямой релаксации подвески в координатах h_k, P_k представляет вертикальную прямую типа к—к₁, направленную вниз.

При остановке колеса во время хода отбоя, например в точке л, нагрузка на колесе вследствие повышения давления жидкости на поршень при расширении ранее сжатого воздуха начнет увеличиваться до точки л₁к₁.

Увеличение во времени нагрузки на неподвижном колесе названо обратной релаксацией подвески.

Характеристика обратной релаксации подвески в координатах h_k, P_k представляет вертикальную прямую типа л—л₁, направленную вверх.

При ходе сжатия и дросселирования жидкости через клапан 4 (в гидравлическом элементе) нагрузка не меняется.

Это явление неизменной во время нагрузки на подвижном колесе названо последствием подвески. Характеристика последствия подвески в координатах h_k, P_k представляет горизонтальную прямую типа з—е (рис. 3, II).

При ходе сжатия из любой точки, например к₁л₁ на участке от б до ж, характеристика подвески может протекать различно — либо по линии к₁—к₂—д, если предшествовавший ход был ходом сжатия, а плунжер гидравлической рессоры все время производил давление на жидкость, либо по линии к₁—ж—д, если предшествовавший ход был ходом отбоя, при котором плунжер еще не открыл отверстие 10 (рис. 2), и компенсация недостающей жидкости в гидравлической рессоре не наступила.

Таким образом, характеристики описываемой гидропневматической подвески не только являются функцией скорости перемещения v_k и самого перемещения (деформации) h_k , но и зависят от направления предшествовавшего хода и времени. Следует заметить, что параметры характеристики подвески могут быть легко изменены в желаемом направлении без изменения конструкции подвески. Это позволит выбрать наиболее рациональные параметры поддрессирования и унифицировать как отдельные узлы, так и подвески в целом для различных типов автомобилей.

Учитывая возможность включения гидравлического элемента гидропневматической подвески в любой точке хода, можно осуществить в нужный момент автоматический переход подвески с одного режима работы на другой с резко увеличенной энергоемкостью. Этим может быть достигнуто полное поглощение кинетической энергии колебаний кузова за половину периода без пробоев в ограничителях хода.

Перечисленные особенности гидропневматической подвески позволяют ей самоприспосабливаться к условиям движения и значительно облегчают автоматическое регулирование характеристики подвески.

Но неметаллическим рессорам присущи и недостатки, одним из которых, общим для пневматической поршневого типа, а также гидравлической и гидропневматической рессор, является необходимость надежно уплотнять подвижное соединение поршня, штока или плунжера. В пневматической рессоре поршневого типа это соединение должно работать под давлением до 300 кг/см², в гидравлической — до 3000 кг/см².

Кроме того, каждая из неметаллических рессор имеет свои специфические недостатки, так например.

У пневматической (если она выполнена в жесткой оболочке поршневого типа и не имеет аккумулятора давления, компрессора или других вспомогательных устройств) наличие лишь одной упругой характеристики затруднительное получение гибкой характеристики требуемой формы и небольшая возможность изменения ее параметров.

У гидравлической подвески недостатками являются: высокое (в несколько сот атмосфер) давление от статической нагрузки и значительно более высокое (в несколько тысяч атмосфер) пульсирующее давление при динамической нагрузке; при этом требуется полная герметизация зазора подвижного соединения и преодоление возникающей в нем значительной механиче-

¹ Невозможность практически создать уплотнение с полной герметизацией подвижного соединения побуждает искать выход в применении различных компенсирующих устройств, что естественно усложняет конструкцию подвески и не всегда повышает ее надежность.

ской силы трения, что чрезвычайно затрудняет создание надежного, длительно работающего уплотнения; недопустимость утечки жидкости даже малого количества вследствие резкого искажения характеристики подвески; значительный вес, мало отличающийся от веса металлической рессоры той же энергоемкости; малая вероятность получения гибкой характеристики требуемой формы и изменения ее параметров; наличие одной упругой характеристики.

В гидропневматической подвеске необходимо тщательно отделять воздух от жидкости с целью недопущения их взаимного перемешивания и растворения.

В настоящее время решение задачи надежного уплотнения подвижного соединения для давлений порядка 300 кг/см^2 не представляет трудностей. Так, например, с помощью резиновой манжеты, опирающейся на кольцо-манжету из фторопласта, и в результате применения специального разгрузочного устройства удается обеспечить длительную работоспособность уплотнения подвижного соединения.

Таким образом гидропневматические подвески благодаря значительным преимуществам и важным особенностям рабочего процесса являются перспективными, могут существенно улучшить плавность хода автомобилей и увеличить их скорость движения по плохим дорогам.

Двухэлементные реле-регуляторы для автомобилей

Канд. техн. наук Ю. И. БОРОВСКИХ, Ю. И. МАЙЗЕНБЕРГ

НИИ Автоприборов

В СОВЕТСКОМ Союзе двухэлементные реле-регуляторы, устанавливавшиеся только на автомобилях «Москвич-401» и на некоторых автомобилях ЯАЗ, в настоящее время совсем не выпускаются, тогда как за рубежом они получили широкое распространение. Так, например, французская фирма Дюселье имеет 52 модели двухэлементных реле-регуляторов и 14 моделей трехэлементных. Из 42 моделей реле-регуляторов, выпускаемых фирмой SNA (Франция), 17 моделей — двухэлементные. Фирма Пари-Рон из 30 моделей реле-регуляторов выпускает 11 моделей двухэлементных.

Немецкая фирма Бош и английская Лукас с 1956 г. стали применять трехэлементные реле-регуляторы, но до настоящего времени основная масса реле-регуляторов выпускается

ими в двухэлементном исполнении. Мощность зарубежных генераторов с двухэлементными реле-регуляторами достигает 275 вт.

В США двухэлементные реле-регуляторы перестали применяться на автомобилях примерно в 1943 г. в связи с ростом числа потребителей электроэнергии, что привело к возрастанию мощности генератора до 200—250 вт и выше при системе питания 6 в.

Применение двухэлементных реле-регуляторов вместо трехэлементных дает большой экономический эффект и позволяет снизить вес реле-регулятора с 900 до 600 г.

От внедрения 1000 шт. двухэлементных реле-регуляторов на базе РР-24 взамен трехэлементных экономится около 300 кг материалов (на сумму 1612 руб.), из них 0,25 кг серебра, 43 кг обмоточной меди и 3 кг латуни.

Двухэлементный реле-регулятор отличается от трехэлементного способом защиты генератора от перегрузок.

На рис. 1 приведены принципиальные схемы двух- и трехэлементных реле-регуляторов, а на фиг. 2 — внешний вид этих реле-регуляторов без крышек.

Трехэлементный реле-регулятор имеет специальный элемент — ограничитель тока, который не позволяет увеличивать ток отдачи генератора выше номинального значения и тем самым защищает генератор от перегрузки. В двухэлементном реле-регуляторе ограничитель тока отсутствует, его роль выполняет серпесная обмотка 4 на регуляторе напряжения. При возрастании нагрузки генератора под воздействием серпесной обмотки напряжение его снижается. Это приводит к уменьшению зарядного тока аккумуляторной батареи и тем самым ограничивает общий рост тока. Снижение напряжения у двухэлементного реле-регулятора на рабочем участке внешней характеристики генератора может быть

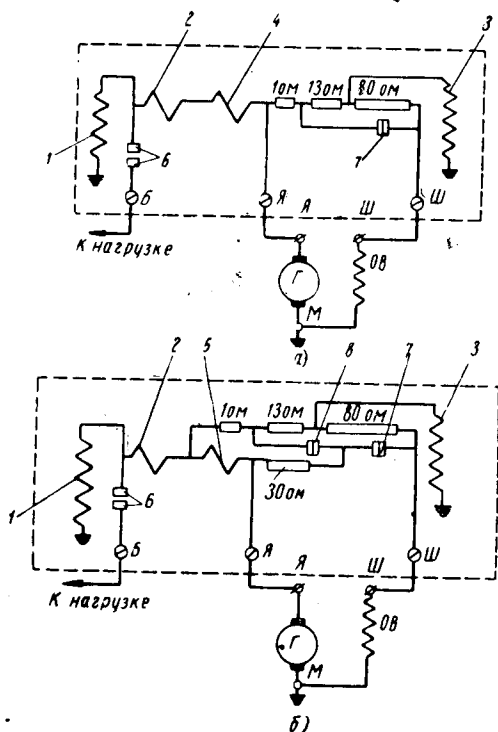


Рис. 1. Принципиальные схемы двухэлементного (а) и трехэлементного (б) реле-регулятора:

1 — шунтовая обмотка реле обратного тока; 2 — серпесная обмотка реле обратного тока; 3 — шунтовая обмотка регулятора напряжения; 4 — серпесная обмотка регулятора напряжения; 5 — серпесная обмотка ограничителя тока; 6 — контакты реле обратного тока; 7 — контакты регулятора напряжения; 8 — контакты ограничителя тока.

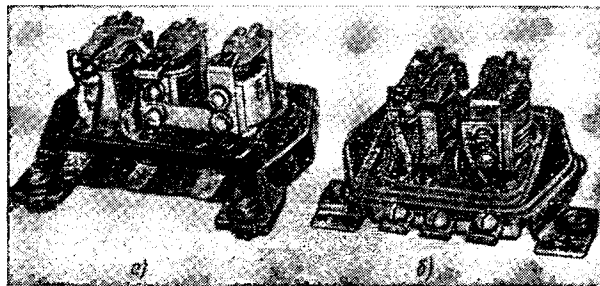


Рис. 2. Внешний вид двухэлементного реле-регулятора РР-24 (а) и трехэлементного РР-102 (б).

в пределах 1,7—2,5 в против 0,2—0,5 в для трехэлементных реле-регуляторов. Поэтому при малых нагрузках генератора (до 8—10 а) при двухэлементном реле-регуляторе заряд аккумуляторной батареи происходит при более высоком ре-

гулируемом напряжении, чем при трехэлементном реле-регуляторе, что обеспечивает лучший зарядный баланс батареи в условиях движения автомобиля днем. При нагрузках генератора выше 10—12 а, а напряжение у двухэлементного реле-регулятора несколько ниже, чем у трехэлементного, что приводит к некоторому снижению интенсивности подзаряда батареи. Однако, если батарея сильно разряжена, то ее подзаряд при двухэлементном реле-регуляторе некоторое время может происходить при больших значениях зарядного тока, чем при трехэлементном реле-регуляторе. Это происходит потому, что отсутствие ограничителя тока дает возможность генератору работать при нагрузках выше номинальных, что в условиях эксплуатации при циклическом режиме работы не приводит к перегреву генератора. В результате зарядный баланс батареи улучшается.

В НИИ Автоприборов в течение шести лет проводились стендовые и эксплуатационные испытания двух- и трехэлементных реле-регуляторов. Целью их было определить целесообразность применения двухэлементных реле-регуляторов на отечественных автомобилях и выяснить, как влияет наклон внешней характеристики реле-регулятора на срок службы аккумуляторной батареи.

Материалы стендовых испытаний показали, что более интенсивный подзаряд аккумуляторной батареи в зоне малых нагрузок и неполный заряд (при работе с двухэлементным реле-регулятором по сравнению с трехэлементным) в зоне больших нагрузок генератора сказываются только при высоких значениях температуры электролита (50—35°). При температуре электролита +20° и ниже различие в зарядных балансах аккумуляторной батареи для двух- и трехэлементного реле-регулятора незначительно. Эти данные подтверждаются также эксплуатационными испытаниями. В табл. 1

Таблица 1

Тип автомобиля	Тип аккумуляторной батареи	Регулируемое напряжение в в	Степень заряженности аккумуляторной батареи в %	
			при работе с двухэлементным реле-регулятором	при работе с трехэлементным реле-регулятором
ГАЗ-63	2×3-СТ-70	14,5	96	93
М-20 „Победа“	6-СТ-54	14	89	85
М-21 „Волга“	6-СТ-54	14	89,3	90
„Москвич-402“	6-СТ-42	14	53,3	51,7

приведены средние значения степени заряженности аккумуляторных батарей, испытывающихся на срок службы с двух- и трехэлементными реле-регуляторами.

Низкая степень заряженности аккумуляторной батареи на автомобиле «Москвич-402» объясняется не типом реле-регулятора, а высокими начальными оборотами генератора и тяжелыми условиями эксплуатации испытываемых автомобилей (назначение автомобиля — медицинская помощь на дому).

Испытания аккумуляторных батарей на срок службы с двух- и трехэлементными реле-регуляторами проводились на автомобилях с наружной установкой аккумуляторной батареи (автомобили ГАЗ-63) и подкапотной (автомобили М-20 «Победа», М-21 «Волга» и «Москвич-402»).

На автомобилях М-21 «Волга» и «Москвич-402» аккумуляторная батарея установлена под капотом в зоне наименьших температур (слева от радиатора), что по сравнению с автомобилем М-20 «Победа» дает снижение температуры электролита аккумуляторной батареи на 6—10°.

В табл. 2 приведены результаты эксплуатационных испытаний аккумуляторных батарей при работе с двух- и трехэлементными реле-регуляторами.

Из табл. 2 видно, что срок службы аккумуляторных батарей при работе генератора с двух- и трехэлементным реле-регулятором практически одинаков. Некоторое снижение (на 5%) срока службы аккумуляторных батарей при двухэлементном реле-регуляторе на автомобиле М-20 «Победа» и М-21 «Волга» объясняется интенсивными условиями эксплуатации автомобиля (средний дневной пробег на этих автомобилях был равен 196 км).

Необходимо учитывать, что срок службы аккумуляторной батареи зависит не только от пробега автомобиля, но и в

большой степени от условий хранения (температура, влажность, чистота) батареи при ее бездействии, во время которого также происходят процессы старения аккумуляторной батареи. Поэтому, чем меньше интенсивность эксплуатации автомобиля (малые дневные пробеги, большие простои), тем меньше влияет на срок службы аккумуляторной батареи тип реле-регулятора. Это влияние можно обнаружить лишь в условиях самой интенсивной эксплуатации автомобиля, которая характерна только для такси.

Наблюдения за расходом электролита при работе аккумуляторной батареи с двух- и трехэлементным реле-регулятором показали, что расход электролита не зависит от типа реле-регулятора (табл. 3).

Таблица 2

Показатели	ГАЗ-63 (грузовое такси)	М-20 „Победа“ (такси)	М-21 „Волга“ (такси)	Москвич-402 (скорая помощь)
Тип аккумуляторной батареи	2×3-СТ-70	6-СТ-54	6-СТ-54	6-СТ-42
Регулируемое напряжение в в	14,5	14	14	14
Средний дневной пробег в км	115	196	200	50
Средний срок службы аккумуляторной батареи:				
при двухэлементных реле-регуляторах в км	59 80*	112 900	98 600	45 100
	93 400			
в днях	500*	570	552	705
при трехэлементных реле-регуляторах в км	58 200*	118 700	104 000	38 200
	86 900			
в днях	470	600	606	677
	780			

* Цифры в числителе показывают срок службы до смены сепараторов, в знаменателе — до выхода их из строя.

Таблица 3

Показатели	Реле-регулятор	
	двухэлементный	трехэлементный
Изменение уровня электролита аккумуляторной батареи за 1000 км пробега:		
6-СТ-54 (автомобиль „Волга“)	3,3	3,9
6-СТ-42 (автомобиль „Москвич-402“)	6,9	6,9
Расход электролита в мл аккумуляторной батареи за 1000 км пробега (на один элемент):		
6-СТ-54 (автомобиль „Волга“)	16,5	19,5
6-СТ-42 (автомобиль „Москвич-402“)	27,6	27,6

Эксплуатационные испытания показали также, что применение двухэлементных реле-регуляторов не создает перегрузки генератора и почти не отражается на износе щеток генератора. Так, например, на автомобиле «Волга» износ щеток за пробег 10 000 км составил 0,535 мм для двухэлементного реле-регулятора и 0,57 мм для трехэлементного, а на автомобиле «Москвич-402» — соответственно 0,741 и 0,86 мм.

В результате стендовых и эксплуатационных испытаний установлено, что двухэлементные реле-регуляторы целесообразно применять в следующих случаях:

1. На всех автомобилях с мощностью генератора не выше 250 вт и наружной установкой аккумуляторной батареи. К таким автомобилям относятся автомобили ГАЗ-51, ЗИЛ-150, а также новые автомобили УАЗ-450 и его модификации, ГАЗ-56 и «Запорожец».

2. При подкапотной установке аккумуляторной батареи и той же мощности генератора в условиях малоинтенсивной (индивидуальные владельцы) и нормальной эксплуатации автомобиля. (Для автомобиля такси целесообразнее применять трехэлементный реле-регулятор с повышающей внешней характеристикой, который в отличие от ныне применяющегося трехэлементного реле-регулятора увеличивает срок службы батареи до 10%.)

3. На автомобилях и других типах машин, оборудованных двигателями внутреннего сгорания с электроспуском, отличающихся сезонным характером эксплуатации (самоходные комбайны, автопогрузчики, автокраны, пожарные автомобили и т. д.).

В настоящее время готовится применение двухэлементного реле-регулятора на автомобиле «Москвич-407». Разработанный заводом АТЭ-1 для этого автомобиля двух-

элементный реле-регулятор РР-102 полностью взаимозаменяем с реле-регулятором РР-24Б.

Основные технические данные двухэлементного реле-регулятора РР-102 следующие:

Напряжение включения реле обратного тока в а при + 20°	12,2—13,2
Обратный ток выключения реле обратного тока в а при + 20°	0,5—6
Напряжение в а, поддерживаемое регулятором напряжения, при + 20°, скорости вращения якоря генератора 3500 об/мин и токе нагрузки 16 а	12,6—13,6
Зазор в мм:	
между контактами реле обратного тока	Не менее 0,25
между якорем и сердечником реле обратного тока при разомкнутых контактах	0,6—0,8
между якорем и сердечником реле обратного тока в момент замыкания контактов	0,25—0,45
между якорем и сердечником регулятора напряжения в момент замыкания контактов	1,35—1,55
Рабочее положение реле-регулятора	Вертикальное, клеммами вниз

Технология

Применение хонингования отверстий в закаленных шестернях вместо шлифования

Н. И. ГОРАЕЦКИЙ

НИИТАвтопром

ДО НАСТОЯЩЕГО времени в отечественной промышленности при обработке отверстий в закаленных шестернях хонингование применяется лишь в качестве заключительной операции для повышения чистоты поверхности. При этом снимается припуск порядка 0,01—0,025 мм на диаметр и требуемая точность формы отверстия достигается предшествующей обработкой.

Такое применение хонингования со снятием наименьшего припуска объясняется относительно низкой производительностью и высокой стоимостью процесса [1], а также его ограниченными возможностями по устранению исходных погрешностей формы отверстия. Так, например, по данным С. М. Кедрова [1] при хонинговании отверстий в деталях из закаленной стали за один двойной ход инструмента снимается припуск по диаметру, равный 0,13—0,16 мм, а стоимость 1 см³ снятого металла составляет 60—80 коп., в то время как при внутреннем шлифовании — всего лишь 5—10 коп.

До сих пор широко распространено мнение, что хонингование автоматически, т. е. без участия рабочего, не устраняет исходных погрешностей формы отверстия.

Проведенные нами исследования показали, что, правильно используя технологические особенности хонингования, и в частности свойственные ему циклические изменения интенсивности износа брусков и интенсивности резания, можно при обычных хонинговальных станках и абразивных брусках значительно повысить показатели процесса по производительности, величине снимаемого припуска, точности и экономичности обработки. Это позволило подойти к практическому решению вопроса о замене хонингованием шлифования отверстия в закаленных шестернях автомобиля.

В 1959 г. НИИТАвтопром совместно с Горьковским автозаводом разработали и внедрили в производство этот технологический процесс для изготовления шестерни второй передачи коробки перемены передач автомобилей «Победа» и «Волга» (рис. 1).

Диаметр отверстия в шестерне (рис. 1) — $37^{+0,018}_{-0,008}$ мм, длина — 38 мм. Материал, из которого изготавливается шестерня, сталь 45Х (селект). Содержание углерода 0,38—0,43%, а величина зерна 5—8 баллов.

Шестерня цианируется на глубину 0,18 мм в расплавленных солях с содержанием свободного циана 20—25% при температуре 845° в течение 50—70 мин. Закалка производится в масле при температуре 40—80°, отпуск — в течение 90 мин. при температуре 200°. Твердость после термообработки составила RC 48—56.

Хонингование отверстия осуществляется на модернизированном хонинговальном станке модели ОФ-20.

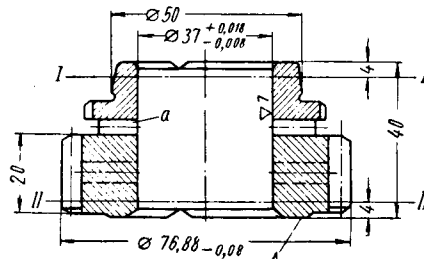


Рис. 1.

Перед хонингованием шестерня устанавливается на станке в кольцо приспособления с зазором по наружному диаметру порядка 0,2—0,3 мм, а прижимается торцом А к базовому торцу приспособления.

Эффективность хонингования данного отверстия была резко повышена благодаря увеличению рабочей площади и сечения абразивных брусков в хоне; увеличению удельного давления абразивных брусков на обрабатываемую поверхность с одновременным применением более твердых абразивных брусков; применению оснастки, обеспечивающей наибольшее исправление исходных погрешностей формы отверстия, а также подбору технологии и режима хонингования, сохраняющим режущую способность абразивных брусков на уровне, необходимом для снятия заданного припуска и исправления исходных погрешностей формы отверстия.

На рис. 2 показан внедренный в производство хон новой конструкции, при которой в державках 2, раздвигающихся

конусами 1, и корпусе хона 3 сделаны соответствующие пазы. Благодаря этому, можно увеличить рабочую площадь и высоту абразивных брусков (при одной и той же их длине), обеспечивая одновременно высокую жесткость деталей хона и хорошее направление державок 2 в пазах корпуса 3, что

(рис. 1) диаметр отверстия шестерни уменьшается, а форма его изменяется еще больше, чем в поясе II—II.

Наибольшая погрешность формы отверстия, т. е. разность между наибольшим и наименьшим размерами отверстия, близка к его конусности. При таких исходных погрешностях

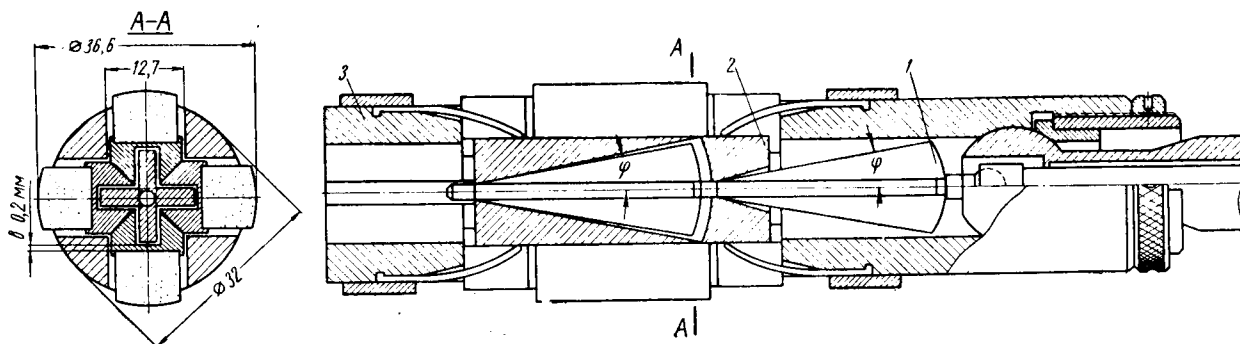


Рис. 2.

позволяет повышать удельное давление брусков на обрабатываемую поверхность.

Хон новой конструкции имеет четыре абразивных бруска шириной 11 мм и высотой 9 мм вместо 5 брусков шириной 4 мм и высотой 5 мм у обычного.

Таким образом, рабочая площадь брусков увеличена более чем в 2 раза, а их используемое сечение при наличии у державок буртика высотой 1 мм более чем в 4 раза.

Удельное давление абразивных брусков на обрабатываемую поверхность равно 15 кг/см^2 вместо 5 кг/см^2 , рекомендуемого [2] для предварительного хонингования, а твердость брусков СТЗ вместо рекомендуемой МЗ-С1 [2].

В связи с увеличением рабочей площади брусков и удельного давления был установлен для вращения шпинделя станка ОФ-20 электродвигатель мощностью 1,7 кВт (вместо 1 кВт).

Это значительно повысило интенсивность резания, величину припуска, снимаемого у отверстия до прекращения процесса, и стойкость комплекта брусков.

С целью наилучшего исправления исходных погрешностей формы отверстия при хонинговании угол ϕ у вершины конусов 1 принят равным 10° , что практически обеспечивает самоторможение конусов. При $\phi = 10^\circ$ для полного износа брусков конуса 1 необходимо перемещать на 42 мм (вместо 15—18 мм при обычных хонах), в связи с чем на станке ОФ-20 был значительно изменен механизм подачи (раздвижения) брусков.

Важным фактором, определяющим количество операций и режим хонингования, а также его производительность и экономичность, является припуск h_m , который при замене шлифования хонингованием должен быть наименьшим.

Этот припуск складывается из нескольких составляющих. Две из них связаны с исходной погрешностью формы отверстия.

Плохое исправление (копирование) исходных погрешностей формы отверстия наблюдается в тех случаях, если бруски прижимаются к обрабатываемой поверхности эластичными пружинами, детали инструмента недостаточно жестки и хонингование производится недостаточно острыми брусками.

Величина каждой из перечисленных составляющих зависит от точности и чистоты поверхности отверстия, достигнутых в результате механической обработки, предшествующей хонингованию, и деформации шестерни при термической обработке.

Для определения величины припуска h_m периодически в течение нескольких месяцев производственные партии шестерен (по 50—200 шт.) после термообработки подвергались хонингованию отверстия в промежуточный размер, после чего отверстие шлифовалось в окончательный размер по действовавшей технологии.

Благодаря этому, в достаточной степени проверена стабильность деформаций при данном процессе термической обработки.

В результате термообработки в поясе II—II (рис. 1) увеличивается диаметр отверстия шестерни против размера до термообработки и форма отверстия изменяется. В поясе I—I

для обеспечения после хонингования требуемой точности формы, равной 0,5 допуска на размер диаметра, необходимо снимать по наибольшему диаметру отверстия припуск $h_{m\Delta}$, равный $0,005 \div 0,015 \text{ мм}$, а по наименьшему диаметру — $0,055 \div 0,115 \text{ мм}$.

Для устранения следов протягивания у отверстия требовалось снимать при хонинговании припуск h_{mn} равный 0,02 мм.

Однако при обточке шестерни на станках МТ-31 в ряде случаев кулачки патрона портили поверхность протянутого отверстия, создавая вмятины и глубокие риски.

Поэтому после токарной обработки отверстие подвергалось дополнительному протягиванию со снятием припуска 0,1 мм (на диаметр).

Для устранения шероховатости поверхности после такого протягивания при хонинговании требуется снимать припуск h_{mn} равный $0,01 \div 0,015 \text{ мм}$.

При этом общий припуск на хонингование не возрастает, поскольку величина h_{mn} не превышает величины $h_{m\Delta}$.

Одновременно с этим было изменено расположение смазочных отверстий α (рис. 1), что позволило сверлить их до окончательного протягивания отверстия диаметром 37 мм и отменить операцию зачистки заусенцев после сверления. Благодаря этому введение окончательного протягивания не увеличило трудоемкости процесса изготовления шестерни.

В результате экспериментальной работы установлен размер отверстия после протягивания под хонингование равным $36,910 \pm 0,026 \text{ мм}$. После термообработки размер отверстия изменяется до $36,88—36,98 \text{ мм}$.

Применительно к такому припуску подобран следующий режим хонингования.

Скорость возвратно-поступательного движения хона в м/мин	6,8
Длина хода хона в мм	31
Число двойных ходов хона в минуту	110
Длина абразивных брусков в мм	37
Длина выходов брусков из отверстия в мм:	
вниз	8
вверх	13
Скорость вращения хона в м/мин	30
Число оборотов хона в минуту	260
Минимальное число оборотов хона в минуту до модернизации станка	310
Удельное давление абразивных брусков на обрабатываемую поверхность в кг/см ²	16
Охлаждающая жидкость	Керосин

Абразивные бруски ЭБ 120С2Е после закрепления (пропитки бакелитом) имеют твердость R 82—90.

Стойкость комплекта брусков 150—200, а в среднем 180 деталей.

Машинное время хонингования 10—12 сек. При этом от 12 до 30% деталей подвергаются повторному хонингованию в течение 3—6 сек. Производительность станка — 120 деталей в час. Производительность внутришлифовального станка при

шлифовании отверстия в данной шестерне с полуавтоматическим циклом составляет 40 деталей в час.

При замене шлифования хонингованием себестоимость обработки шестерни уменьшилась на 10 коп. (с учетом расходов на зарплату, амортизацию, электроэнергию, инструмент и охлаждающую жидкость).

Чистота поверхности отверстия после хонингования соответствует $\nabla\nabla\nabla 8$, в то время как после шлифования она соответствовала $\nabla\nabla\nabla 7$.

При хонинговании с поверхности отверстия удаляется закалированный слой, меньший чем при шлифовании, благодаря чему повышается износостойкость поверхности. Операцию хонингования автоматизировать значительно проще, чем внутреннее шлифование. При этом производительность станка может повыситься до 200—240 деталей в час.

В результате хонингования отверстия в закаленной шестерне положение оси отверстия относительно зубчатого венца изменяется меньше, чем при шлифовании.

По этой причине улучшаются следующие параметры шестерни: колебание межцентрового расстояния при проворачивании шестерни в беззазорном зацеплении с эталоном (эксцентricность), направление зубьев (непараллельность оси отверстия для прямых или отклонение от винтовой ли-

нии для спиральных зубьев) и контакт зубьев при зацеплении с эталоном.

После хонингования отверстия эксцентricность зубчатого венца у шестерен составляет 0,01—0,05 мм при средней (для партии) эксцентricности 0,0334 мм, в то время как после шевингования она находится в пределах 0,01—0,04 мм при среднем значении, равном 0,0288 мм.

Полученные данные показывают, что пределы распределения, а также среднее значение эксцентricности после хонингования примерно такие же, как после шевингования.

В процессе массового производства установлено, что в результате применения хонингования взамен шлифования отверстия в закаленных шестернях обеспечивается значительное уменьшение эксцентricности зубчатого венца.

Кроме того, выполняемое в настоящее время шлифование торца ступицы после термообработки можно исключить или заменить высокопроизводительным полированием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кедров С. М., «Станки и инструмент» № 5, 1949.
2. «Справочник нормировщика», вып. IX, Машгиз, 1949.

Обточка шестерен с установкой на три технологических отверстия

Я. Е. УРИНСОН

Ярославский автомеханический техникум

ПРИ МАССОВОМ производстве одновенцовых шестерен целесообразно всю токарную обработку, включая и обработку отверстия, выполнять за одну установку шестерни. Такой способ обработки возможен для шестерен, которые удовлетворяют двум основным условиям. Одно из них предусматривает, чтобы торец ступицы, который при токарной обработке находится ближе к шпинделю, можно было подрезать через центральное отверстие. Это условие определяется конфигурацией детали: диаметрами отверстия и ступицы, а также ее длиной, которая влияет на длину оправки и, следовательно, на ее жесткость.

Другое условие заключается в том, что деталь должна устанавливаться и закрепляться за поверхности, не подлежащие механической обработке.

Установка и закрепление детали чаще осуществляется за внутренний диаметр обода и реже за наружный диаметр ступицы, так как в последнем случае момент трения, предотвращающий проворачивание детали, значительно меньше.

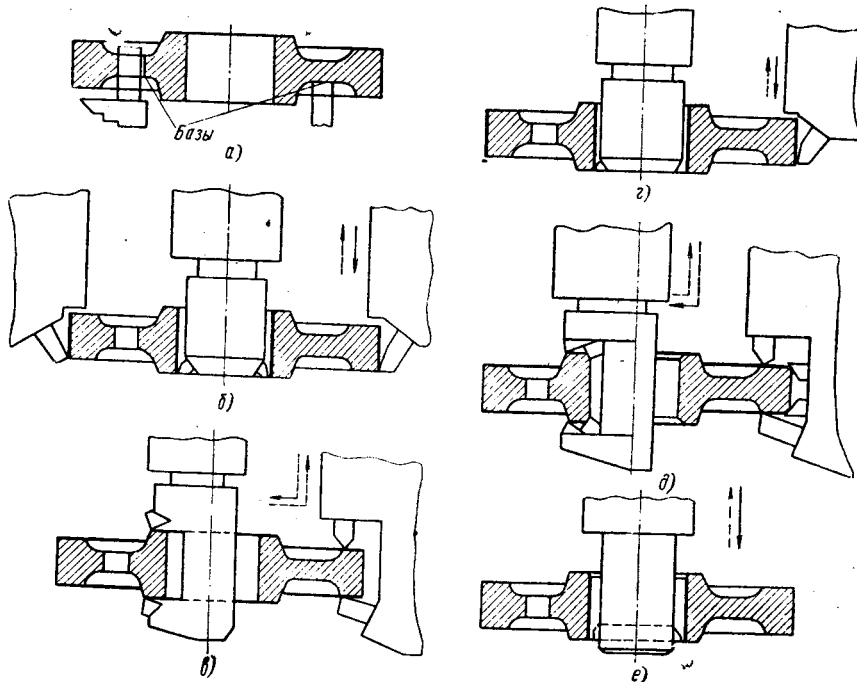
В обоих случаях должны быть предусмотрены упоры в плоскость диска, которая, как правило, не обрабатывается.

Часто встречаются шестерни, удовлетворяющие первому условию, но имеющие недостаточную протяженность необрабатываемых поверхностей обода и ступицы, что не позволяет осуществить токарную обработку всего контура за одну установку.

Для таких шестерен целесообразно сверлить в диске три равномерно расположенных технологических отверстия, а по ним устанавливать и закреплять деталь с упором в плоскость диска.

На Ярославском моторном заводе обточка ряда шестерен переведена на вертикальные многошпиндельные полуавтоматы за одну установку по следующему технологическому процессу (см. рисунок):

1. Сверление трех технологических отверстия диаметром 25 мм.
 2. Снятие на них фаски.
 3. Обточка контура (см. рисунок).
- Торцы, по которым шестерня устанавливается на зубообрабатывающих операциях, должны быть перпендикулярны от-



Технологические переходы при обточке шестерни:

а — установка и снятие детали; б — предварительная обточка венца и расточка отверстия; в — предварительная подрезка торца венца и ступицы; г — окончательная обточка венца и расточка отверстия; д — окончательная подрезка торцов венца и ступицы, снятие фаски на венце и ступице; е — развертка отверстия.

верстю. Для того чтобы выяснить, насколько рассматриваемый технологический процесс устойчиво обеспечивает перпендикулярность базовых торцов к отверстию, нами были измерены два наименования стальных шестерен коробки перемены передач, обработанных за одну установку. Шестерни обрабатывались на двух вертикальных многошпиндельных полуавтоматах; с каждого станка было измерено по 40 деталей. В таблице приведена краткая характеристика проверенных шестерен.

№ детали	Наружный диаметр в мм	Диаметр отверстия в мм	Длина ступицы в мм	Станок
200-1701053	231,08—0,185	64,77 ^{+0,03}	64,5—0,1	T1284
200-1701056	212,14—0,185	63,57 ^{+0,03}	64,5—0,1	Булард ¹ 2

Проверка производилась в центрах на тщательно изготовленных оправках с конусностью 1/10000.

В результате было установлено, что наибольшее биение торца обода составляет 0,09 мм, а 89% шестерен имеют биение торца не более 0,05 мм.

Для сравнения было проверено 40 заготовок шестерен 200-1701051, изготовленных по широко распространенному технологическому процессу:

1. Зенкерование отверстия на сверлильном станке.
2. Протягивание отверстия на протяжном станке.
3. Черновая обточка наружного контура на многолезцовом станке.
4. Чистовая обточка наружного контура на многолезцовом станке.

Шестерня 200-1701051, тоже стальная, имеет такую же длину ступицы, как шестерни 200-1701053 и 200-1701055, отверстие (диаметром 67,57^{+0,03} мм), а наружный диаметр (164,78—0,16 мм) — меньше, чем у двух упомянутых шестерен.

Методика измерения и оправка аналогичны описанным выше. Перед измерениями на многолезцовом станке для чистового точения были сменены центры. Оправка для обточки показала биение в пределах 0,01 мм.

Анализ результатов измерений показал, что наибольшее биение торцов обода при этом технологическом процессе доходит до 0,17 мм, а более 50% шестерен имеют биение торца обода, превосходящее 0,10 мм, что совершенно недопустимо для базовых торцов из-за их дополнительной обработки. Это согласуется с данными ЭНИМСа¹. В книге (табл. 6) указано, что биение торцов после чистового точения на станках типа 116 составляет 0,08—0,15 мм. В этой же таблице приводятся данные о биении торцов шестерен после обработки наружного контура на многошпиндельных вертикальных токарных полуавтоматах, причем биение торцов обода доходит до 0,5 мм, т. е. в 5—10 раз большее, чем обеспечивает обработка за одну установку.

Из вышесказанного следует, что, по сравнению с широко распространенной обработкой шестерен за несколько операций и установок, рассматриваемый способ обработки обеспечивает лучшую взаимную координацию обрабатываемых поверхностей. Это объясняется отсутствием погрешностей установок, а также высокой жесткостью системы. Полученное биение торцов обода удовлетворяет требованиям, предъявляемым к базовым торцам шестерен 7-й и 8-й степеней точности по ГОСТу 1643-56 без какой-либо дополнительной их обработки, что является основным преимуществом рассматриваемого технологического процесса.

На Ярославском моторном заводе четыре наименования шестерен коробки перемены передач переведены на обточку в одну установку на три технологических отверстия, в результате чего экономия по заработной плате только за 1959 г. составила около 15 000 руб.

Рассматриваемый технологический процесс особенно целесообразен для шестерен, у которых один или оба торца ступицы ниже обода, так как обработку этих торцов на многолезцовых станках нельзя совместить с обработкой остальной части наружного контура.

При точении на оправках шестерен, у которых посадочные отверстия не имеют шпоночных пазов или шлицев, вращение обрабатываемой шестерни осуществляется только за счет натяга, полученного при запрессовке.

Учитывая соотношения между наружным диаметром шестерни и диаметром отверстия, приходится применять большие натяги, что вызывает ускоренный износ оправок, но не обеспечивает безаварийной работы. Рассмотренный процесс устраняет эти недостатки. Он применим для некоторых других деталей, например шкивов, из класса дисков, если они удовлетворяют упомянутым выше двум условиям или если возможно просверлить три установочных отверстия. В мелкосерийном производстве аналогичный процесс обработки может быть осуществлен на револьверном станке.

¹ М. О. Яковсон. Современные методы обработки цилиндрических зубчатых колес, Трудрезервиздат, 1958.

Шаблоны для окраски кузова в два цвета

А. А. ДМИТРИЕВА, С. Д. КОКИН

Московский завод малолитражных автомобилей

СОВМЕСТНЫМ трудом рационализаторов-производственников и инженерных работников МЗМА разработан прогрессивный метод нанесения эмали второго комплектующего цвета и защиты неокрашиваемых поверхностей кузова от запыления эмалью другого цвета. Это выполняли с помощью шаблонов для боковых поверхностей кузова, изготовленных из соответствующих его деталей и подрезанных до линии раздела цветов, закрываемой в готовом кузове декоративной накладкой (рис. 1).

Верхнюю часть кузова закрывают чехлом, заправляя его под металлические шаблоны, которые прикрепляются к кузову стандартными листонами, употребляемыми для закрепления хромированных декоративных накладок на готовом автомобиле (рис. 2).

Применение чехлов и шаблонов резко снизило трудоемкость работ по предохранению неокрашиваемой поверхности от попадания на нее эмали второго комплектующего цвета.

Вопросы повышения производительности окрасочного цеха и значительного сокращения физического труда при прохождении цикла частичной окраски поверхности вторым цветом решились только после организации обособленного участка.

На этот участок кузов поступает с напольного конвейера, производящего одноцветную окраску, и при помощи мою-

рельса передается на напольный конвейер (производящий двухцветную окраску), где на кузов надеваются шаблоны, а поверхность, подвергающуюся покрытию эмалью второго комплектующего цвета, слегка зашкуривают (всухую) водо-

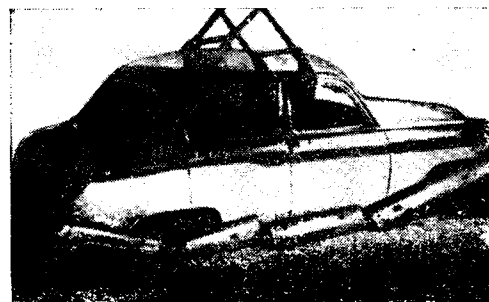


Рис. 1.

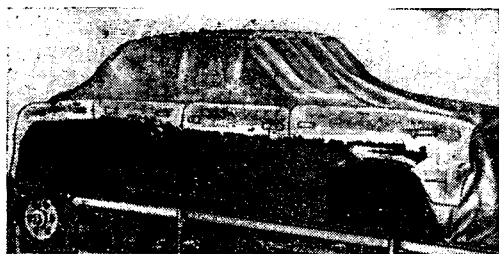


Рис. 2.

стойкой шкуркой № 180. Зашкуренную поверхность протирают, а щели продувают сжатым воздухом. Подготовленный к окраске эмалью второго комплектующего цвета кузов пе-

реставляется на следующий напольный конвейер для выполнения последующих технологических операций.

Напольный конвейер транспортирует кузов к окрасочной камере, где на него наносятся последовательно два полных малярных слоя (1-й слой справа; 1-й слой слева; 2-й слой справа; 2-й слой слева) синтетической эмали второго комплектующего цвета, вязкостью 24—26" по воронке № 4 при температуре 18—20°, после чего кузов подвергается сушке.

После выхода из сушилки с кузова снимают чехлы и направляют его в обойное отделение для прохождения сборки.

Двухцветная окраска украшает кузов. Декоративные хромированные накладки выгодно оттеняют линию раздела цветов, а также имеют технологическое значение, так как скрывают некоторую нечеткость линии стыка двух цветов окраски.

В результате внедрения прогрессивной технологии окраски двухцветных кузовов производительность труда возросла в 5—6 раз.

Автоматическая подача ленты в штамп

А. Н. КИСЕЛЕВ, В. Ф. МОШКОВ

Ярославский моторный завод

АВТОМАТИЗАЦИЯ изготовления деталей большой длины при малой толщине материала, требующих больших подач, и является поэтому одним из наиболее труднодоступных видов автоматизации холодной штамповки.

К таким изделиям относятся листы и фольга масляных радиаторов двигателей с воспламенением от сжатия ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (рис. 1).

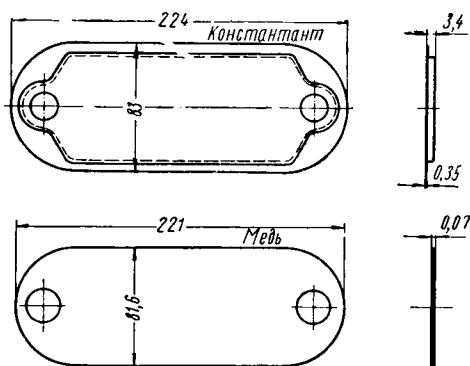


Рис. 1. Штампуемые изделия.

До внедрения автоматической подачи штамповка производилась на прессе 50 т с ручной подачей материала и удале-

раходу материала, браку изделий и быстрой утомляемости работников.

Сравнительно большая величина шага подачи (до 230 мм) позволила отказаться от обычных валковых подач в пользу пневматической, которая значительно повышает производительность и улучшает условия труда.

Автоматическая подача (рис. 2) состоит из следующих основных узлов и деталей: цилиндра 1 с поршнем 2, подвижного зажима 3, неподвижного зажима 4, направляющего лотка 5 и тянущих валков 6.

Зажимы 3 и 4 работают от диафрагмы, сделанной из маслостойкой резины.

Возвращение прижимной планки зажимов в исходное положение производится пружинами.

Тянущие валки 6 приводятся рейкой 7, соединенной со штоком поршня.

Посредством муфты обгона валки передают движение только в одну сторону.

Верхний валок прижимается к нижнему пружинами и при заправке ленты поднимается рычагом 8.

Упор 7 имеет резиновую прокладку, смягчающую удары. Направление подачи изменяется двумя электропневматическими клапанами, которые управляются путевым выключателем, установленным на прессе. Один из клапанов управляет движением подачи, другой — зажимами подвижным и неподвижным.

При ходе ползуна вниз подвижный зажим 3 перемещает ленту в зону штамповки. В конце хода путевого выключатель переключает электропневматические клапаны, подвижной зажим выключается и возвращается в исходное положение, а

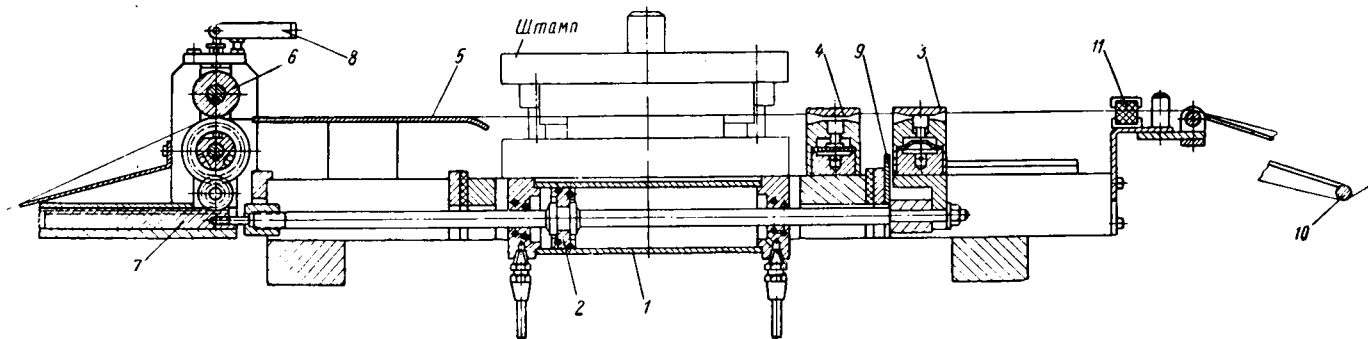


Рис. 2. Автоматическая пневматическая подача.

нием готовых изделий пневматическим присосом. Работа была малопродуктивной, подача ленты вручную не давала стабильной переменной обоя; это приводило к пере-

неподвижный включается и удерживает ленту от перемещения назад.

Величина подачи тянущих валков несколько больше шага

подачи, что устраняет провисание облож. Изменение величины шага подачи происходит в зависимости от перестановки упора 9.

Ролик 10 предохраняет от провисания ленты и гарантирует стабильность подачи.

Удаление изделия из зоны штампа производится обычным рычажным сбрасывателем, установленным на штампе.

Лента перед штамповкой очищается войлочными прокладками 11. Заправка ленты происходит при верхнем положении ползуна и включенном подвижном зажиме. Зажим в момент заправки ленты выключается специальным краном.

Автоматическая подача установлена на пресс с числом ходов 35 в минуту, так как проходные сечения для воздуха в электропневматических клапанах не обеспечивают работы подачи с большой скоростью.

При штамповке фольги лента пропускается в штамп в два слоя, что значительно повышает производительность труда.

К числу достоинств автоматической подачи следует отнести также высокую стабильность и возможность легко и быстро изменять величину шага. Точность подачи при шаге 220—230 мм находится в пределах 0,05—0,1 мм.

Опыт эксплуатации показал, что стойкость резиновых манжет поршня доходит до 200—300 тыс. двойных ходов и обеспечивает бесперебойную работу подачи.

С внедрением автоматической подачи штамповка ленты и фольги полностью автоматизирована. Производительность труда возросла в 2,5 раза. Созданы условия для многостаночного обслуживания.

Информация

ЗАРУБЕЖНЫЕ БЕНЗОНАСОСЫ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

В НАСТОЯЩЕЕ время на некоторых зарубежных моделях грузовых и легковых автомобилей начинают применяться бензиновые диафрагменные насосы с электромагнитным приводом (пульсационные) и центробежные насосы с электрическим приводом.

На рис. 1 приводится описание устройства и работы центробежного насоса с

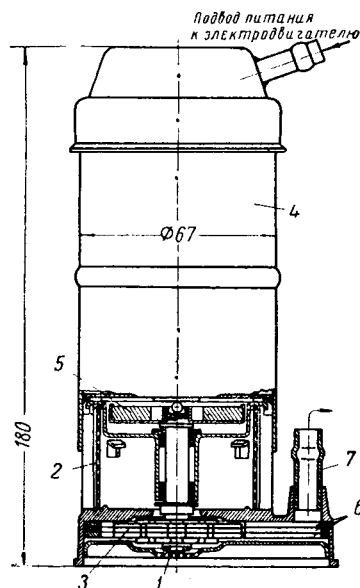


Рис. 1.

электрическим приводом, устанавливаемого на американском грузовом автомобиле Форд. Основные параметры двигателя следующие:

Рабочий объем цилиндров в л	8,75
Максимальная эффективная мощность при 3400 об/мин коленчатого вала в л. с.	260
Максимальный расход топлива в кг/час	65

Бензин через фильтры 1 и 2 грубой очистки поступает в центральную часть крыльчатки 3. При быстром вращении крыльчатки, передаваемом электродвигателем 4 через магнитные диски 5, топливо из спиральной камеры 6 через выходную трубку 7 и фильтр тонкой очистки направляется к поплавковым камерам четырехдиффузорного карбюратора двигателя. Вращение валика крыльчатки осуществляется в двух подшипниках скольжения, изготовленных из графита.

Так как лопатки крыльчатки 3 расположены радиально, давление нагнетания остается все время постоянным и не зависит от производительности насоса.

Насос устанавливается непосредственно в бензиновом баке автомобиля таким образом, чтобы его фильтры и крыльчатка постоянно находились в бензине.

В результате лабораторных испытаний электрического центробежного насоса были получены следующие данные:

Максимальная фактическая производительность без противодавления на выходе бензина в л/час	120
Максимальное давление нагнетания при нулевой головке бензина (с закрытой иглой поплавковой камеры карбюратора) в мм рт. ст.	145
Число оборотов крыльчатки насоса при различных противодавлениях на выходе бензина в мин.	3500—3700
Число оборотов крыльчатки насоса без бензина (вхолостую) в мин.	5500
Вес насоса в сборе в г	1580
Напряжение электродвигателя в в	12
Сила тока в а	1,9

Насос испытывался на бензине А-74 ($\gamma_T \approx 0,720$) с трубопроводом, идущим к карбюратору (мерному сосуду), длиной 2 м и внутренним диаметром 6 мм. Высота нагнетания составляла 1 м.

На рис. 2 показана конструктивная схема диафрагменного бензинового насоса с электромагнитным приводом английской фирмы Люкас. Этот насос предназначен для установки на автомобили с микро- и малолитражными двигателями. Принцип работы насоса, за исключением

привода диафрагмы, почти не отличается от диафрагменного насоса с механическим приводом.

Такт всасывания бензина происходит при движении диафрагмы 1 вниз, которое осуществляется стальным диском 2

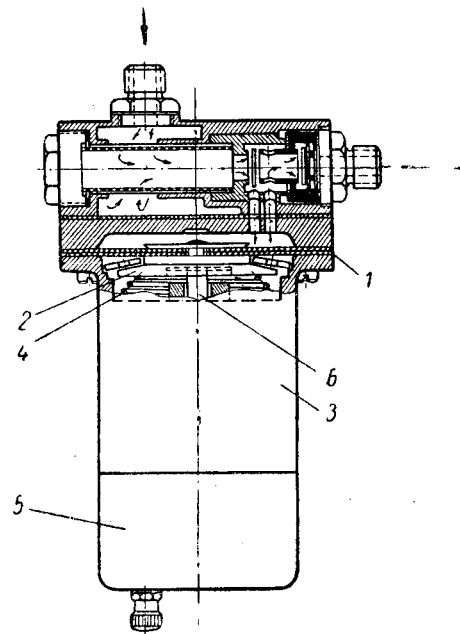


Рис. 2.

под действием электромагнита. Соленоид обычного типа с сердечником помещен в корпусе 3. Такт нагнетания бензина в поплавковую камеру карбюратора происходит при движении диафрагмы вверх под действием пружины 4 после того, как разомкнется цепь электромагнита. Разомкание и замыкание цепи осуществляются контактом, помещенным под крышкой 5 корпуса. Контакт управляется штоком 6.

Частота колебательного движения диафрагмы с электромагнитным приводом зависит от сопротивления на линиях всасывания, нагнетания и величины противодействия запорной иглы поплавковой камеры карбюратора, т. е. от величины расхода топлива двигателем.

Проведенные лабораторные испытания диафрагменного насоса с электромагнитным приводом показали, что он создает максимальное давление нагнетания при нулевой подаче топлива (с закрытой иглой поплавковой камеры—33 мм рт. ст.) и максимальное разрежение на линии всасывания при нулевой подаче топлива (с закрытым входом бензина в насос) — 160 мм рт. ст.

Производительность насоса в значительной мере зависит от высоты нагнетания, так как давление на линии нагнетания, создаваемое пружиной диафрагмы, сравнительно низкое. Например, фактическая производительность насоса при высоте нагнетания 0,1 м равна 38 л/час, при 0,3 м — 24 л/час.

При работе насоса без противодействия на линии нагнетания бензина подводимое напряжение составляет 12 в, сила тока — 0,4 а.

Проанализировав конструкции центробежного и диафрагменного насосов с электрическим приводом, можно указать на следующие их общие основные преимущества перед диафрагменными бензиновыми насосами с механическим приводом.

1. Возможность установки бензинового насоса в удобном и безопасном в пожарном отношении месте автомобиля.

2. Отсутствие специального привода диафрагмы насоса, усложняющего конструкцию двигателя.

3. Заполнение поплавковой камеры карбюратора бензином без ручной или ножной подкачки при его испарении во время стоянки автомобиля и т. п. Это особенно удобно для комфортабельных автомобилей высокого класса («Чайка», ЗИЛ-111). Как известно, после прекращения работы двигателя значительное количество бензина, находящегося в поплавковой камере карбюратора, испаряется.

Используя автоматическое заполнение поплавковой камеры карбюратора бензином, можно экономить топливо путем самопроизвольного слива его в бензиновый бак после прекращения работы двигателя и насоса (выключение зажигания).

Кроме того, центробежный бензиновый насос с электрическим приводом имеет ряд преимуществ перед диафрагменными насосами как с механическим, так и с электромагнитным приводом. Известно, что подача бензина в поплавковую камеру карбюратора диафрагменным насосом, независимо от его привода, происходит неравномерно вследствие возвратно-поступательного (колебательного) движения диафрагмы. Это может привести к переполнению поплавковой камеры, а значит, к неравномерной работе двигателя и излишнему расходу топлива.

Подача жидкости, осуществляемая центробежным насосом, а на линии нагнетания происходит равномерно, независимо от величины расхода топлива дви-

гателем. Давление нагнетания топлива у диафрагменных насосов (с постоянной упругостью) создается специальными пружинами, изготовление которых в условиях крупносерийного и массового производства весьма затруднительно.

Непостоянное давление на линии нагнетания приводит к недостаточному уровню топлива в поплавковой камере, а также к ее переполнению.

В центробежном насосе детали и их элементы, от которых зависит давление на линии нагнетания, могут быть выполнены с необходимой точностью и стабильностью из легких сплавов путем штамповки или механической обработки. Однако точность изготовления деталей центробежного насоса в отличие от диафрагменного не оказывает большого влияния на величину и стабильность давления нагнетания.

Итальянская фирма «Фиспа» и некоторые американские фирмы начинают применять на автомобилях с диафрагменными насосами регуляторы для получения постоянного давления нагнетания и равномерной подачи топлива в поплавковую камеру. Регулятор устанавливается на линии нагнетания между насосом и карбюратором.

Недостатком электрических бензиновых насосов является их большой вес и относительно высокая стоимость изготовления электрической части. Однако эти недостатки не снижают достоинств бензиновых насосов с электрическим приводом, особенно центробежных.

В. Ф. МИНЯЙЛОВ

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ И АВТОБУСЫ НА ЖЕНЕВСКОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ВЫСТАВКЕ 1960 г.

На 30-й Женевской автомобильной выставке 996 фирм из 19 стран представили автомобили всех типов, а также продукцию, связанную с автомобильным производством, испытаниями и эксплуатацией. Демонстрировались также велосипеды, мопеды, мотоциклы, мотороллеры, мотокосилки, строительные, дорожные и комбинированные машины и др.

Впервые на Женевской выставке экспонировались автомобили отечественного производства: «Москвич-407», «Волга», «Чайка», ЗИЛ-111, а также автобусы ЛАЗ-695, ПАЗ-652, РАФ-8 и РАФ-10.

Всего было представлено 330 моделей легковых автомобилей различных классов и назначений. Из них 155 основных моделей автомобилей (без учета мелких модификаций) со следующими рабочими объемами цилиндров двигателей (в л):

	Количество моделей
До 0,5	6
От 0,5 до 1	28
1	58
2	32
Свыше 3	31

Основные параметры характерных зарубежных автомобилей приведены в табл. 1.

Американские автомобильные корпорации наряду с большими автомобилями и двигателями рабочим объемом 5—7 л и объявленными мощностями 250—350 л.с. экспонировали новые автомобили средней размерности Форд-Фал-

14 моделей двигатель расположен спереди и ведущие колеса передние и у 23 моделей двигатель расположен сзади и ведущие колеса — задние.

Новая компоновка осуществлена у автомобиля Шевроле-Корвэйр — двига-

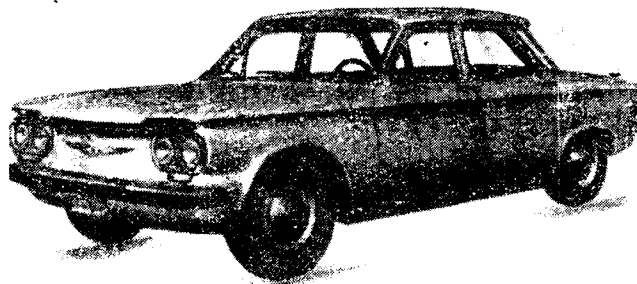


Рис. 1.

кон, Шевроле-Корвэйр (рис. 1), Крайслер-Волллант (рис. 2).

В компоновке легковых автомобилей за последнее время не произошло существенных изменений.

У 128 моделей двигатель расположен спереди и ведущие колеса — задние, у

тель расположен сзади и ведущими являются задние колеса.

На автомобилях с двигателями рабочим объемом до 1 л наиболее широко применяется заднее расположение двигателя с приводом на задние колеса (табл. 2).

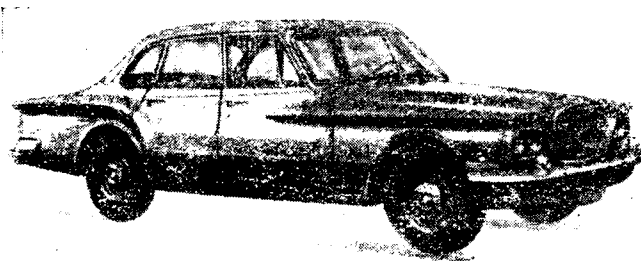


Рис. 2.

Интересна компоновка английского автомобиля Моррис-850 (Остин-850) с поперечным расположением двигателя в передней части автомобиля и с приводом на передние колеса (рис. 3). Такая компоновка позволяет уменьшить длину автомобиля, упрощает механизмы управления коробкой передач и двигателем.

На ряде моделей наблюдается дальнейшее стремление к понижению высоты автомобиля за счет уменьшения размеров шин и дорожного просвета, уменьшения высоты сидений над полом кузова. Последнее изменение снижает комфортабельность посадки и затрудняет вход в автомобиль и выход из него.

Большинство автомобилей имеет несущий кузов (92 модели) и рамную конструкцию (45 моделей).

На больших американских автомобилях Кадиллак, Бюик, Олдсмобил, Шевроле, Понтиак и др., а также на автомобилях европейских фирм Роллс-Ройс, Бентли, Ягуар, БМВ и др. применяют рамную конструкцию шасси. Кузов многих европейских автомобилей (Остин, Боргворт, Фиат, Хамбер Опель, Рено, Симка, Воксхолл и др.), а также новых американских автомобилей массового выпуска, кроме Студебекер-Ларк, имеющего раму,—несущий. Кроме того, корпорация Крайслер выпустила ряд больших автомобилей с несущими кузовами: Плимут-Фьюри; Додж (модели Феникс и Полара); Крайслер-Нью-Йоркер (рис. 4).

У всех представленных на выставке автомобилей, за исключением Роллс-Ройса, двухрядное расположение сидений.

Следует отметить стремление фирм уменьшать диаметр рулевых колес. Так например, диаметр рулевых колес большинства моделей не превышает 410 мм, а на некоторых автомобилях, в основном корпорации Крайслер, устанавливаются овальные рулевые колеса, что улучшает посадку водителя, видимость панели приборов и обзорность дороги.

По-прежнему на легковых автомобилях применяются четыре типа трансмиссий: фрикционное сцепление и обычная трехскоростная или четырехскоростная коробка передач, повышающая передача дополнительно к обычной коробке, автоматические передачи: механические (типа Гидроматик), гидромеханические и гидравлические, фрикционное сцепление с автоматическим управлением.

Автоматические передачи, как стандартное оборудование, установлены только на больших моделях американских фирм, а также на заказных английских автомобилях Роллс-Ройс и Бентли.

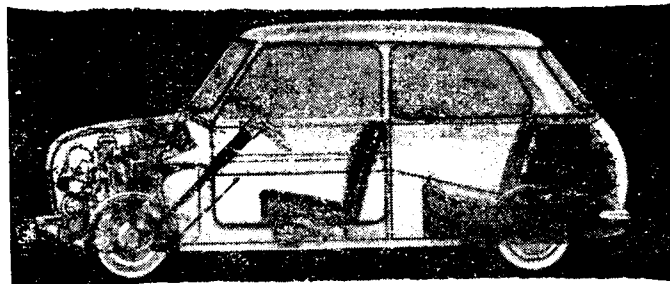


Рис. 3.

По желанию потребителей автоматические передачи могут устанавливаться на все другие модели американских автомобилей (в том числе и на автомоби-

надлежащих корпорации Дженерал-Моторс.

Применяющиеся на легковых автомобилях подвески весьма разнообразны

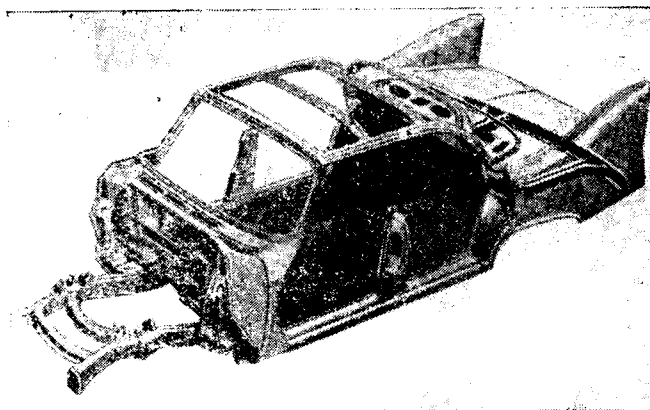


Рис. 4.

ли среднего размера) и некоторые модификации европейских автомобилей фирм Остин, Ситроен, Хиллман.

Среди новых автоматических передач наибольший интерес представляют передачи Изидрайв с двухвальной коробкой и электромагнитными муфтами, а также передача Пауэрглайд с трансформатором, отделенным от планетарной коробки, установленная на автомобиле Шевроле-Корвэйр.

Автоматическое управление сцеплением применяется как дополнительное оборудование на 19 моделях европейских автомобилей фирм Мерседес-Бенц, Опель, Рено, Ситроен, Лянча, Шкода и др. Как правило, автоматические устройства поставляются специализированными фирмами Хиллман и Зингер.

Повышающая передача (Овердрайв) как стандартное оборудование устанавливается на 17 моделях таких фирм, как Ровер, Студебекер, Рамблер, Форд и др. Кроме того, на 8 моделях американских и европейских автомобилей по желанию потребителя также может ставиться повышающая передача.

На большинстве европейских легковых автомобилей любого литража и класса устанавливаются четырехскоростные коробки передач с синхронизаторами на трех или четырех передачах. Трехскоростные коробки передач применяются только на 9 моделях главным образом фирм Опель и Воксхолл, при-

по типам и особенно по конструкции. Однако по-прежнему наиболее распространены передние независимые пружинные подвески (на 120 моделях) и задние подвески на двух полуэллиптических рессорах (72 модели).

Задние независимые подвески различных конструкций устанавливаются на 35 моделях главным образом из-за улучшения компоновки при заднем расположении двигателя (22 модели) или из-за отсутствия силовых элементов в задней части кузова (13 моделей).

Расширяется применение торсионных подвесок. Так, например, передние торсионные подвески установлены на 22 модели, а задние — на 11. Они устанавливаются на европейских автомобилях Фиат, БМВ, ДКВ, Моррис, Ягуар, Фольксваген и др. Передние торсионные подвески применяются также на автомобилях корпорации Крайслер, в том числе и на автомобиле Крайслер-Воллиант.

Гидропневматические подвески по-прежнему устанавливаются только на двух моделях автомобилей Ситроен. Объясняется это, по-видимому, сложностью конструкции и большими затратами.

Автомобили с пневматическими подвесками на выставке 1960 г. не экспонировались.

Из подвесок новых конструкций представляет интерес независимая подвеска

Параметры	Марки американских легковых автомобилей среднего размера					Марки малолитражных	
	Форд-Фалкан	Шевроле-Корвайр	Крайслер-Волиант	Рамблер-Супер	Студебекер-Ларк	Остин А-55	Фиат-1200
База в мм	2730	2743	2700	2540	2756	2520	2340
Колея колес в мм:							
передних	1400	1372	1420	1387	1457	1230	1232
задних	1397	1372	1410	1397	1437	1270	1215
Размеры в мм:							
длина	4600	4570	4670	4530	4440	4590	3920
ширина	1785	1700	1790	1854	1810	1610	1460
высота	1330	1300	1350	1460	1460	1520	1400
Сухой вес в кг	1100	1100	1194	1150	1250	1045	905
Расположение и число цилиндров	Рядное 6	Оппозитное 6	Рядное наклонное 6	6	Рядное		
Расположение двигателя	—	—	—	—	—	—	—
Привод на колеса	—	—	—	—	—	—	—
Диаметр и ход поршня в мм	88,9×63,5	85,7×66	86,3×79,3	79,4×108	76,2×101,6	73—89	72×75
Рабочий объем в л	2,36	2,29	2,79	3,2	2,82	1,49	1,22
Степень сжатия	8,7	8	8,6	8	8,3	8,3	8
Мощность (по САИ) в л.с. и число оборотов в минуту	51 4200	81 4400	100/4400	91/3300	91 4000	56/4750	60,5 5300
Крутящий момент в кгм и число оборотов в минуту	19 2000	17,3/2400	—	20,7/3600	20/2000	11,2/2200	—
Расположение клапанов		Верхнее		Нижнее		—	—
Система охлаждения	Водяная	Воздушная		Водяная		—	—
Передаточное число главной передачи с синхронизатором (цифры в скобках) и без него	3,56	3,89	3,55 (3,25)	3,31÷3,78 (3,31)	3,54÷3,73; 4,1	4,55	4,3
Количество передач коробки перемены передачи с синхронизатором (цифры в скобках) и без нее	3 (2)*	3 (2)*	3 (2)*	3 (2)**	3 (2)**	4 (3)	(4 3)
Подвеска:							
передняя	Независимая пружинная		Независимая торсионная	Независимая пружина			
задняя	Полуэллиптические рессоры	Независимая пружинная	Полуэллиптические рессоры				
Размер шин	6,00—13"	6,50—13"	6,50—13"	6,40—15"	5,90—15"	5,90—14"	5,90—14"
Конструкция кузова	—	—	—	—	—	—	—

* Может устанавливаться гидромеханическая автоматическая передача.

** Может устанавливаться повышающая передача или гидромеханическая автоматическая передача.

* Может устанавливаться гидромеханическая автоматическая передача.

** Может устанавливаться повышающая передача или гидромеханическая автоматическая передача.

передних и задних колес с резиновыми упругими элементами в виде полых круглых буферов, работающих на сжатие, которая устанавливается на автомобили Моррис-850 и Остин-850 (рис. 5).

Абсолютное большинство экспонировавшихся автомобилей оборудовано ко-

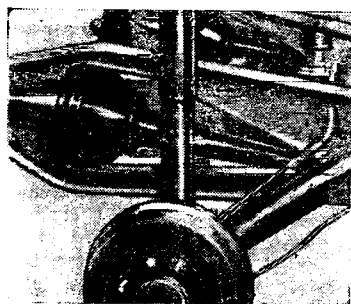


Рис. 5.

лочными тормозами барабанного типа.

Уменьшение диаметров колес и повышение скорости движения, особенно на больших американских автомобилях, привело к увеличению ширины тормозных накладок, повышению жесткости колодок и тормозных барабанов и применению на них специальных охлаждающих устройств (корпорации Крайслер, Форд, Джeneral-Моторс). Для этих же целей устанавливаются алюминиевые барабаны с залитым чугуном кольцом (передние тормоза на автомобиле Бюик).

Все большее распространение получают дисковые тормоза, особенно на передних, более нагруженных при торможении, колесах. Дисковые тормоза с гидравлическим приводом (рис. 6) установлены на передние колеса 25 моделей и на все колеса 7 моделей. Преимущественно эти тормоза используются на спортивных и туристических моделях, однако ряд европейских фирм устанавливает их и на обычных автомобилях (Ягуар, Ровер, Ситроен).

Дисковые тормоза обладают весьма активным охлаждением рабочего диска,

что предотвращает возможность их перегрева в напряженных условиях при относительно малых его размерах и весе. Основными фирмами, изготовляющими дисковые тормоза, являются английские фирмы Гирлинг и Дэнлоп.

Фирма Дэнлоп выпускает также устройства, предотвращающие юз, что повышает безопасность движения.

Для повышения безопасности движения автомобиля на высоких скоростях и снижения усилий на органах управления большие модели американских автомобилей оборудованы гидроусилителями руля и вакуумными усилителями тормоза. На автомобилях среднего размера усилители не устанавливаются.

Усилителями руля и тормоза оборудованы также большие европейские автомобили Роллс-Ройс, Бентли, Ягуар-Марк IX, Ситроен DS-19. У последнего автомобиля усилительные устройства работают от общей гидравлической системы, включающей в себя и гидропневматическую подвеску.

Усилители тормоза установлены на 25

Таблица 1

автомобилей класса „Москвич“				Марки микролитражных четырехместных автомобилей класса „Запорожец“				
Форд—Таунус-12М	Опель-1200	Симка—Аронд 1300 Делюкс	Воксхол Виктор-11 Супер	Остин Фронт-850	DKW Джетинор	Фиат-600	Длloyd—Александр	Рено 4CV
2490	2540	2443	2489	2030	2175	2000	2000	2100
1220	1260	1255	1270	1206	1180	1150	1066	1221
1220	1270	1250	1270	1164	1200	1160	1130	1224
4060	4430	4120	4260	3050	3965	3230	3360	3640
1570	1620	1560	1610	1400	1580	1380	1410	1430
1460	1490	1440	1472	1350	1400	1350	1400	1420
833	867	895	1020	590	630	600	565	570
Рядное 4				4	3	4	2	4
—	—	—	—	Спереди		Сзади	Спереди	Сзади
—	—	—	—	Передние		Задние	Передние	Задние
63,5×92,5	72×74	74×75	79,4×76,2	62,9×63,3	63×63	60×56	77×64	54,5×80
1,17	1,2	1,29	1,5	0,843	0,741	0,633	0,596	0,747
7,4	7,5	7,2	7,8	8,3	8	7,5	6,6	7,75
43 4250	46 4700	52 4900	56 4200	37 5500	39 4300	28,5 4600	24 4500	26,4 4100
7,8 2200	88 2400	9,6 2700	11,7 2400	6,1 2900	6,5 2500	—	3,9 2500	5,6 2000
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	Водяная		Воздушная		Водяная
4,11 (4,44: 3,9)	4,22	4,44	4,62 (4,125)	3,765	3,875	5,375	4,176	4,714
4 (3)	3 (3)	4 (3)	3 (3)	4 (3)	4 (4)	4 (3)	4 (4)	3 (2)*
Независимая пружинная				Независимая резиновая	Независимая торсионная	Независимая с поперечной рессорой		Независимая пружинная
Полуэллиптические рессоры		—	Полуэллиптические рессоры	Независимая резиновая	Независимая пружинная			
5,60—13"	5,60—13"	5,60—14"	5,90—13"	5,20—10"	5,20—12"	5,20—12"	4,25—15"	145—380"
—	—	—	—	Несущая	Рамная	Несущая	С несущим основанием	Несущая

моделях европейских спортивных автомобилей.

Электрическими приводами стеклоподъемников оборудованы только дорожные модели американских автомобилей.

Стремление некоторых фирм к уменьшению высоты автомобиля, улучшению комфортабельности подвески за счет снижения веса неподрессоренных масс и к повышению динамических качеств автомобиля за счет уменьшения момента инерции вращающихся масс приводит к дальнейшему уменьшению диаметра обода колеса и размера шин.

Представленные на выставке автомобили имеют ободы колес следующих диаметров: микролитражные — 10—13", малолитражные — 12—14", автомобили среднего литража 13—15" и большого литража — 14—15".

Ободы больших размеров устанавливаются на микролитражных и малолитражных автомобилях, находящихся в производстве уже несколько лет.

Особого внимания заслуживают шины со съёмным протектором фирм Фаэрстон и Пирелли (рис. 7). На наружной рабо-

чей поверхности их предусмотрены четыре кольцевых выступа. Боковые выступы — непрерывные, а два средних имеют равномерно расположенные разрывы. В углублениях между кольцевыми выступами вмонтированы три протекторных кольца со стальным каркасом, состоящим из 10—12 тросиков. Наружная поверхность колец имеет различные рисунки протектора. Кольца на шине удерживаются от проворачивания трением, а от бокового смещения — кольцевыми выступами.

По данным фирм, износостойкость съёмных кольцевых протекторов не уступает обычным, а возможность смены их 2—3 раза до полного износа шин способствует увеличению срока службы шин.

В настоящее время такие шины выпускаются только размером до 5.60—13", однако ведутся работы по созданию шин больших размеров.

Среди всех установленных на автомобилях двигателей наибольший интерес представляют двигатели Шевроле-Корвэйр и Крайслер-Воллиант (рис. 8).

Таблица 2

Расположение двигателя	Ведущие колеса	Число моделей
Спереди	Задние	8
Сзади	Передние	19
	Задние	16

Двигатель Шевроле-Корвэйр — шестицилиндровый опозитный с воздушным охлаждением — установлен в задней части автомобиля. Коробка передач и главная передача жестко связаны с блоком цилиндров двигателя. Все точки, требующие обслуживания, находятся в легко доступной зоне.

Двигатель Крайслер-Воллиант — шестицилиндровый рядный с цилиндрами, наклоненными под углом 30° к вертикали, что дает компоновочные преимущества по высоте и обеспечивает возможность снижения линии капота. Карбюратор удален от головки блока на значи-

тельное расстояние. Водяной насос двигателя расположен в боковом приливе блока цилиндров, что позволяет уменьшить длину двигателя на 60—70 мм. Впервые в американском автомобиле-

Этот двигатель выполнен в одном блоке с коробкой передач и главной передачей и расположен поперек, как уже указывалось, что значительно улучшает компоновку автомобиля. Однако при ре-

переднее расположение двигателя. Из двух городских автобусов у одного (фирмы Шиндлер) — подпольное расположение двигателя, у другого (фирмы Гесс) — заднее продольное.

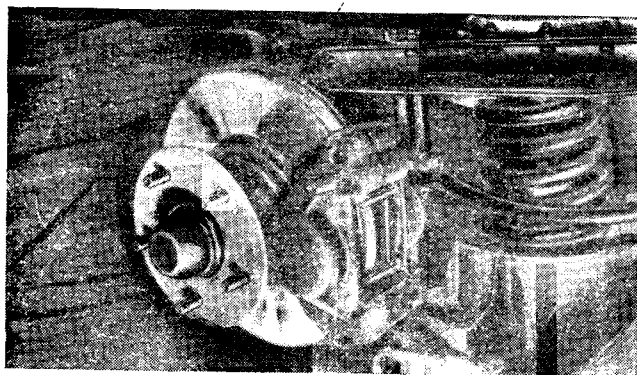


Рис. 6.

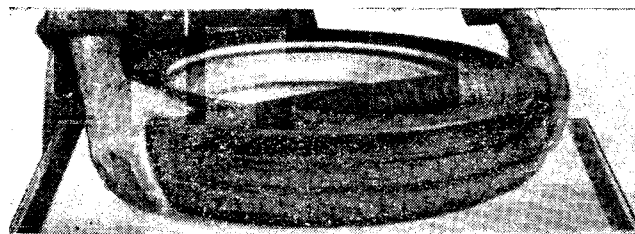


Рис. 7.

Почти все автобусы с несущими основаниями и только 14-местный автобус фирмы Рено рамного типа несущей системы. Несущее основание всех западно-германских автобусов и ряда других

строении на данном двигателе установлен генератор переменного тока напряжением 200 в с встроенным в него трансформатором и кремниевым выпрямителем.

На автомобиле Форд-Фалкон установлен рядный шестицилиндровый короткоходный двигатель.

монте любого узла в этом агрегате двигатель необходимо снимать с автомобиля.

Автобусы были представлены в значительно меньшей степени, чем легковые и грузовые автомобили. Кроме СССР, автобусы экспонировали Швейцария, ФРГ, Италия, Австрия, Франция.

Т а б л и ц а 3

Параметры	Шевроле-Корвэир	Крайслер-Воллиант	Форд-Фалкон
Цилиндры:			
число	6	6	6
расположение	Оппозитивное	Рядное	Рядное
Диаметр и ход поршня	85,7×66	86,3×79,3	88,9×69,5
в мм	2,29	2,79	2,36
Рабочий объем в л	8	8,6	8,7
Степень сжатия			
Максимальная мощность			
в л. с. и число оборотов в минуту	81	100	91
	44 000	4400	4200
Литровая мощность в л. с./л.	35,4	35,9	38,5
Максимальный крутящий момент в кгм и число оборотов в минуту	17,3	21,4	19
	2400	2400	2000
Расположение клапанов		Верхнее	
Система охлаждения	Воздушная	Водяная	

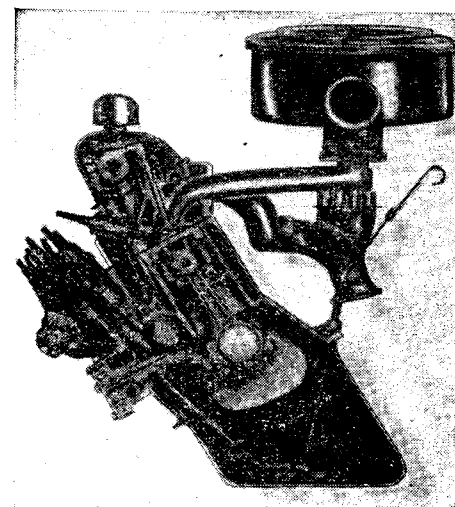


Рис. 8.

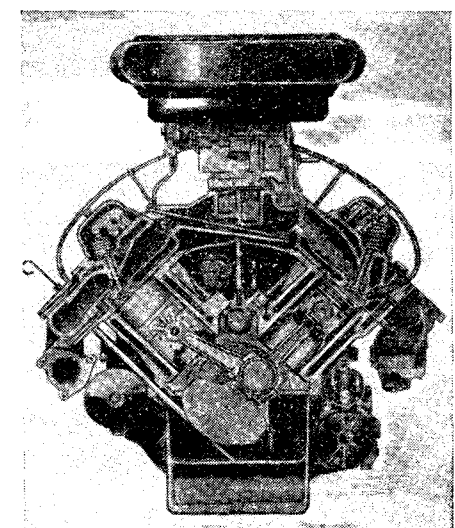


Рис. 9.

В табл. 3 приведена краткая техническая характеристика двигателей американских автомобилей.

На двигателях больших американских автомобилей для повышения топливной экономичности уменьшаются пульсационные потоки в карбюраторах. На двигателе Олдсмобил-88 для этой цели устроены большие полости во всасывающем тракте в широкой головке блока (рис. 9). На двигателе Крайслер-300 карбюраторы разнесены далеко в стороны, а всасывающие трубы переплетены (рис. 10).

Среди новых европейских двигателей заслуживает внимания двигатель Остин-850, устанавливаемый на микролиitraжные автомобили Остин-850 и Моррис-850 (рис. 11).

В табл. 4 приведена техническая характеристика зарубежных автобусов.

Из показанных 17 автобусов 15 предназначались для туристских и междугородных перевозок и 2 — для городских перевозок.

В обоих городских автобусах число мест для сидения — 26. Полная вместимость автобуса Гес 65 чел., а автобуса Шиндлер — 86 чел.

Все представленные автобусы — вагонного типа, цельнометаллические, двухосевые, в большинстве случаев с задним продольным расположением двигателя. Так, например, у 11 туристских и междугородных автобусов — заднее продольное расположение двигателя, у трех — подпольное и только у одного (14-местного) автобуса фирмы Рено —

Таблица 4

Страна	Фирма и модель	Назначение	Количество мест	Длина в см	База в см	Ширина в см	Максимальная скорость в км/час	Коробка передач	Подвеска	Тормозы			Шины	Сухой вес	Несущая система
										ножной	ручной	третий			
ФРГ	Кассборер Сетра-6	Туристский	22	670	315	225	100	Пятиступенчатая с синхронизатором	Резиновая независимая	Пневматический	Механический и пневматический с усилителем	Двигателем	7,50—20"	3900	Несущее основание
ФРГ	Аувертер Неоплан.	..	26	775	360	230	105	То же	Пневматическая передняя независимая Рессорная	Пневмогидравлический	..	..	7,50—20"	4600	То же
Швейцария	Лаубер	..	36	780	370	230	130	Четырехступенчатая с синхронизатором	..	Пневмогидравлический	Механический	Электрический	8,25—20"	5150	..
Италия	ФИАТ-314	..	33	768	375	250	78,5	Пятиступенчатая с синхронизатором	То же	То же	..	Двигателем	8,25—20"	—	Несущее основание равно-объединенного типа Рама
Франция	Рено-„Фрегат“	..	14	548	256	212	90	Четырехступенчатая с синхронизатором	..	Гидравлический	..	..	7,50—16"	2300	..
ФРГ	Мерседес-Бенц О-321	..	30	923	418	250	—	—	Передняя	—	—	..	8,25—20"	5800	Несущее основание
ФРГ	МАН 420HOC1	..	35	926	450	250	100	Пятиступенчатая с синхронизатором	..	Пневматический	Гидравлический	..	8,25—20"	5500	То же
ФРГ	Кассборер Сетра-9	..	30	963	442	250	92	То же	..	То же	..	Механический с пневмоусилителем	8,25—20"	—	..
Швейцария	Гесс	Городской	26,65	1020	407	250	105	..	..	Пневмогидравлический	То же	..	8,25—20"	6900	..
..	Заурер V2H	Туристский	35	995	480	—	—	..	..	..	..	..	9,60—20"	—	..
..	Берна-V2H	..	34	990	480	225	92	Шестиступенчатая с синхронизатором	..	То же	Механический	..	8,25—20"	900	Несущее основание
..	Лаубер	..	30	860	450	230	—	Четырехступенчатая с синхронизатором	..	..	..	Электрический	8,25—50"	5300	То же
Италия	ФИАТ-309	..	41	928	460	250	70	Четырехступенчатая	..	..	..	Двигателем	9,00—20"	—	Несущее основание равно-объединенного типа
Австрия	Репль H42S	..	30	905	420	250	135	Пятиступенчатая с синхронизатором	..	..	..	..	8,50—20"	5900	Несущее основание
ФРГ	Кассборер Сетра-11	..	45	1112	549	250	113	То же	..	..	Пневмомеханический	Механический с пневмоусилителем	9,00—20"	—	То же
Швейцария	Заурер	..	42	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..	Несущее основание равно-объединенного типа
..	Шиндлер	Городской	26,86	1126	540	240	55	Автоматическая	Пневматическая передняя независимая	..	—	—	10,00—20"	900	Несущее основание

(13 и 16) имеет безрамную конструкцию.

На выставке представлено три автобуса с несущим основанием равно-объединенного типа. В качестве материала для несущей системы широко применяются тонкостенные стальные профили прямоугольного сечения.

Компоновка городского автобуса фирмы Шиндлер характеризуется трехрядным расположением сидений с односторонними сиденьями справа, просторными накопительными площадками, трехдверной планировкой с расширенными дверями.

На всех представленных автобусах, кроме 14-местного фирмы Рено, установлены двигатели с воспламенением от сжатия (табл. 5). Мощность двигателей для туристских и междугородных автобусов малой вместимости 90—105 л. с. при крутящем моменте 28—

37 кгм, средней вместимости — соответственно 105—125 л. с. и 37—42 кгм и большой вместимости — соответственно 25—140 л. с. и 42—48 кгм.

Мощность двигателей на городских автобусах достигает 165 л. с.

Применение указанных двигателей обеспечивает туристским и междугородным автобусам удовлетворительную динамику. В частности, по каталожным данным максимальная скорость представленных западногерманских автобусов 100 км/час и более, а австрийского туристского автобуса фирмы Перль, модель H42S — 135 км/час.

Большинство туристских автобусов оборудовано пятиступенчатыми коробками перемены передач с синхронизированным включением четырех передач. Только на четырех автобусах установлены четырехступенчатые коробки передач, из них на трех автобусах — синхро-

низированные. Городской автобус фирмы Шиндлер оборудован автоматической гидромеханической коробкой передач, а фирмы Гесс — пятиступенчатой синхронизированной коробкой передач.

Значительный интерес представляет применение на автобусе фирмы Верна (Швейцария) штампованной балки заднего моста и гипоидной передачи с передаточным числом 4,71, а на туристских автобусах фирмы Лаубер (Швейцария) — двухскоростных задних мостов.

Большинство автобусов оборудовано рессорной подвеской.

На автобусах фирм Аувертер и Шиндлер установлена пневматическая подвеска, причем передняя подвеска — независимая. Представители фирмы Аувертер гарантируют нормальную работу пневматической подвески в достаточно тяжелых условиях в течение 100 тыс. км

пробега. Опытные образцы этих автобусов совершили без ремонта пробег более 200 тыс. км.

Представлено также несколько моделей автобусов, оборудованных подвесками рессорного типа с прогрессивной характеристикой, получаемой за счет

Эти тормоза эффективны в работе, однако сложны по конструкции и значительны по весу (более 300 кг).

Примерно на 50% экспонировавшихся автобусов установлены ножные тормоза пневмогидравлического действия, на остальных — пневматического или гид-

сы имеют, как правило, хорошие весовые показатели. Так, сухой вес 22-местного автобуса Сетра-6 составляет 3900 кг, 30-местного автобуса фирмы Лаубер — 5300 кг и 35-местного автобуса фирмы МАН, модели 420 НОС 1 — 5500 кг. В среднем сухой вес 30- и 35-

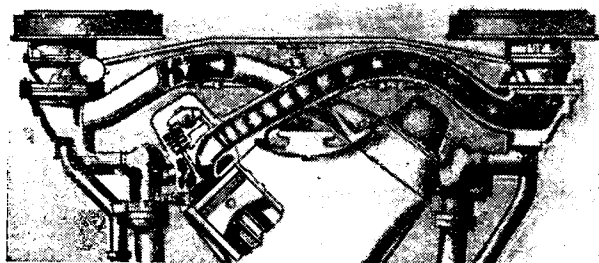


Рис. 10.

применения резиновых корректирующих элементов. Значительный интерес представляет экспонировавшаяся фирмой Кессборер (ФРГ) на туристском автобусе модели Сетра-6 независимая резиновая подвеска всех колес торсионного типа.

Наибольшее количество туристских (в том числе автобус вместимостью 45 че-

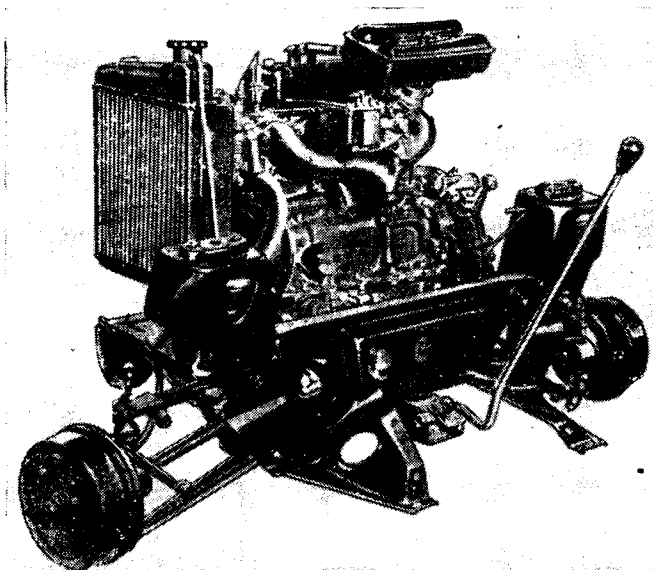


Рис. 11.

Таблица 5

Марка	Расположение двигателя	Максимальная мощность в л. с.	Максимальный крутящий момент в кг-м	Расположение цилиндров	Литраж в л	Количество цилиндров	Тактность
Мерседес-Бенц	Заднее	120	38	Рядное	5,89	6	Четырехтактный
М. А. Н.	—	120	—	—	—	—	—
Кессборер-6 (фирма Хеншель)	—	90	23,5	—	4,01	4	—
Кессборер-8	—	125	41,7	Рядное	6,13	6	—
Кессборер-11	—	140	44	V-образное	8,31	8	—
Аувертер	—	115	36	—	—	—	—
Гесс	—	115	43	—	—	—	—
Зауерер	Подпольное	160—200	—	—	—	—	—
Шиндлер	—	165	—	—	—	—	—
Берна (фирма Зауерер)	Заднее	115	48	—	5,82	4	—
Лаубер (фирма Рут)	—	105	37	—	—	—	—
То же	—	105	37	Со встречными поршнями	3,26	3	Двухтактный
Фиат-314	Подпольное	100	—	Горизонтальное	4,68	6	Четырехтактный
Фиат-309	—	115	—	—	7,30	6	—
Перль (фирма Хеншель)	Заднее	125	41,7	—	6,13	6	—
Рено	Переднее	64	16,7	Рядное	—	4	—

ловек длиной более 11 м) и междугородных автобусов по-прежнему оборудуются шинами от 8,25×20" до 9,00×20". Только на городском автобусе фирмы Шиндлер установлены шины 10,00×20". Характерно применение шин с нейлоновым кордом. На автобусе Фиат-309 установлены шины с металлическим кордом.

На выставке было представлено 10 автобусов с третьим тормозом двух типов: тормоз двигателем (8 моделей) и электрический. На швейцарских автобусах фирмы Лаубер установлены специальные электрические тормоза.

равлического действия. В конструкции ручного и ножного тормозов и рулевого управления ничего принципиально нового не представлено. Следует отметить большую мощность ножных тормозов и высокое качество материала тормозных накладок. Представляет интерес применяемый на западногерманских автобусах Сетра-9 и Сетра-11 ручной тормоз с пневматическим усилителем.

У большинства автобусов отсутствуют усилители руля, что повышает утомляемость водителя и снижает безопасность движения.

Туристские и междугородные автобу-

местных туристских автобусов составляет 5300—5800 кг. Хорошие весовые показатели европейских автобусов получены за счет рациональной несущей системы, отработки агрегатов, применения легких сплавов, меньшего размера шин и т. п.

На западногерманских автобусах Сетра-6, Сетра-9 и Сетра-11 фирмы Аувертер по желанию потребителей устанавливается централизованная система смазки агрегатов автобуса.

Обращает внимание различие в форме кузовов туристских, междугородных и городских автобусов. Кузовы туристских и междугородных автобусов имеют обтекаемую форму, большие окна, улучшающие обзорность, хорошую внутреннюю и внешнюю отделку (рис. 12).

Кузовы городских автобусов имеют угловатую прямоугольную форму, широкие и большие оконные проемы (рис. 13). Внутренняя отделка гораздо проще и дешевле, чем на туристских автобусах.

Фирма Зауерер представила два автобуса с кузовом оригинальной формы: средняя часть крыши приподнята, вдоль всей средней части крыши внутри салона проходят два канала для притока воздуха (рис. 14).

Кузовы всех автобусов окрашены в два цвета и, как правило, по границам красок проведена чертовка — шириной 3—5 мм. В ряде случаев границы перехода цветов разделяются алюминиевыми молдингами шириной 35—40 мм.

Автобусы окрашиваются в яркие контрастные цвета. Краски высокого качества обеспечивают блеск, чистоту и яркость окрашенной поверхности. Отсутствуют блики на поверхности автобусов, что свидетельствует о высоком качестве рихтовки и сборки наружных панелей.



Рис. 12.

Стены салона автобуса обиты пластиком или специальным материалом. Пол покрыт линолеумом под цвет серого или бело-желтого мрамора. Каркасы багажных решеток стальные хромирован-



Рис. 13.

ные или алюминиевые, полированные, поручни у входных и выходных дверей покрыты хлорвиниловым чехлом цвета слоновой кости. Особое внимание уделяется подбору цветов пассажирских сидений, обитых, как правило, двухцветным синтетическим материалом.

Сиденья регулируются в продольном и поперечном направлениях.

Вентиляция салона осуществляется установкой типа «Вебасто» и за счет естественной вентиляции через люки в крыше и через форточки в окнах автобуса.

На большинстве автобусов в передней части крыши устроены люки для забора воздуха и в задней части — для отсоса воздуха. На некоторых автобусах, как например Заурер, Карросери Гесс в передней части крыши предусмотрены специальные козырьки для забора воздуха.

У автобуса фирмы Заурер воздух, поступающий через козырек в передней части крыши, направляется в салон автобуса через воздушные каналы, проходящие вдоль салона по потолку автобуса. Приток воздуха в салон осуществляется также через 6—8 небольших люков, расположенных в крыше.

У большинства автобусов форточки продольно-скользящие и расположены в верхней части окна.

Отопление, как правило, комбинированное, за счет установки типа «Вебасто» и за счет использования тепла двигателей.

Почти у всех туристских и междуго-

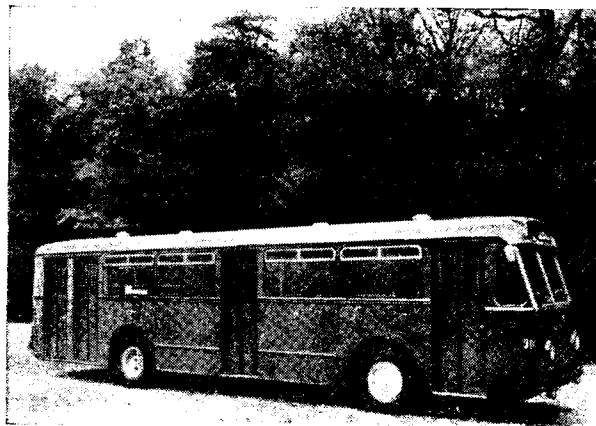


Рис. 14.

родных автобусов предусмотрена одна передняя одностворчатая дверь с выдвигающейся ступенькой, которая при закрывании двери убирается под пол автобуса. На некоторых автобусах с левой стороны предусмотрены аварийные двери. В случае отсутствия их могут быть использованы двери водителя.

Городской автобус «Шиндлер» имеет три двери: одну спаренную двухстворчатую входную вне базы и две двухстворчатых выходных — одну в базе, а другую вне базы, а автобус Карросери Гесс — одну входную двухстворчатую дверь и одну такую же выходную, обе двери вне базы.

Двери городских автобусов поворотного-раздвижные с электропневматическим приводом.

Наружное освещение осуществляется двумя фарами увеличенного размера. Все автобусы оборудованы верхними и нижними габаритными фонарями и указателями поворотов.

Салон освещается 8—12 узкими продолговатыми плафонами.

Стеклоочистители на автобусах параллелограммного типа с вертикальным расположением щетки.

**Д. В. ЛЯЛИН, К. М. АТОЯН,
А. Н. ЮШМАНОВ**

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РАБОТЫ, ВЫПОЛНЕННЫЕ ИНСТИТУТАМИ И ЗАВОДАМИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Перечень № 1, 1960 г.

НАМИ

ПРИМЕНЕНИЕ для некоторых деталей автомобиля высокопрочного чугуна с шаровидным графитом взамен ковкого чугуна. Вентиляция картера автомобильных двигателей. Обзор систем, Основы методики выбора оптимальной вместимости городских автобусов.

Лабораторные испытания шин 14,00—20" модели И-172. Исследование материала деталей автомобиля

«Фиат-600». Разработка и исследование резиновых жгутовых подвесок. Исследование распределения и величины напряжений в шатунах автомобильных двигателей.

Исследование двигателя Хорьх типа EM6-20.

Разработка воздухоочистителя для двигателя 965Г микрولитражного автомобиля «Запорожец».

Испытание двигателя СМД ДМА № 21.

Усовершенствование верхнеклапанных газораспределительных механизмов.

Исследование коэффициентов сцепления шин легковых автомобилей с дорогой.

Исследование систем турбонаддува четырехтактного автомобильного двигателя с воспламенением от сжатия.

Расчеты экспериментальных образцов турбоагнетателей.

Методика расчета центробежного компрессора.

Стендовые исследования турбины радиального центробежного типа.

Аэродинамическое исследование сопловых аппаратов центробежных турбин.

Испытание двигателя МАИ типа Д 1246 M_2T_2 (с «М» — процессом).

Исследование камер сгорания карбюраторных двигателей.

Лабораторно-стендовые испытания опытного образца двигателя с воспламенением от сжатия ИАМИ-019-6.

Конструкторско-экспериментальные работы по воздухоочистителю для двигателя «Москвич-407».

Расчет автоматических клапанов для сброса масла из вращающихся бустеров.

Лабораторные исследования новых образцов масел, применяемых для двигателей.

Испытание легкового автомобиля Гатра-603 выпуска 1957 г.

Исследование и разработка автомобильных газогенераторных установок, работающих на ископаемых углях различных месторождений.

Спектроскопический метод определения металлов в масле.

Дорожно-пробеговые испытания опытных образцов фильтров тонкой очистки масла с несменяемыми фильтрующими элементами.

Новые обивочные ткани, кожзаменители, прокладочные материалы и картон для автомобилей.

Исследование возможностей улучшения показателей двигателей с воспла-

менением от сжатия ДБ размерности $S 100$

$D 125$

Разработка рациональной конструкции кузова из пластмасс для массового производства.

Подбор и разработка материалов для резиновых деталей автомобилей в целях улучшения их эксплуатационно-технических показателей.

Разработка технико-экономических требований, предъявляемых к жидкостям для амортизаторов. Испытание опытных образцов амортизаторов жидкостей выпуска 1958—1959 гг.

Изучение влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на изнашивание деталей автомобиля с помощью радиоактивных изотопов.

Разработка технико-экономических требований, предъявляемых к жидкостям для амортизаторов. Испытание опытных образцов амортизаторов жидкостей выпуска 1957—1958 гг.

Исследовательские работы по процессам смесеобразования, воспламенения и горения. Работы по многотопливности, проведенные в 1958 г.

Самосвальные автомобильные поезда (обобщение опыта эксплуатации).

Испытания зарубежных микролитражных автомобилей.

Испытание опытных образцов четырехколесных мотоциклов С-3а за пробег 15 000 км.

Подбор и изыскание пластических материалов, обеспечивающих массовое и серийное производство автомобильных деталей.

Испытания глушителя шума выпуска двигателя автобуса ЗИЛ-158 с расширителем и без расширителя.

Создание глушителя шума выпуска двигателя 965Г.

Испытания автомобилей «Москвич-407», «Опель-Рекорд», «Воксхолл-Виктор» и «Симка-Аронде» с целью определения их шумности.

Заключение о тензометрических испытаниях кузова автобуса ПАЗ-652А.

Анализ систем электрооборудования зарубежных автомобилей выпуска 1958 г.

Эксплуатационные испытания витых стальных поршневых колец на двигателях ЗИЛ-120.

Экспериментально-исследовательские и конструкторские работы по предпусковым подогревателям.

Стендовые испытания двигателя БМВ-600.

Испытания автобуса ПАЗ-652 с целью оценки его шумности.

Испытания двигателя Даймлер Д65ОН.

Заключение о результатах тензометрических испытаний кузова автобуса ЗИЛ-Э159.

Заключение по результатам испытаний полуприцепа-фургона ИПП-784 Одесского автосборочного завода.

Новые составы высокопрочных конструкционных сталей для напряженных деталей автомобилей.

Исследование и разработка новой марки стали 20ХГНТР для шестерен автомобиля.

Заключение по определению величин динамических нагрузок в трансмиссии автобуса ПАЗ-652.

НОВЫЕ КНИГИ

Бармаш В. Н., Левин Д. И. и Фрейдберг В. З., **Ручные машины для монтажных и отделочных работ**, Машгиз, М. 1960, 268 стр., т. 6200, ц. 10 р. 75 к. в пер.

Конструирование, расчет, производство и эксплуатация ручных машин, рассчитанных на механизацию сборочных, монтажных и отделочных работ.

Для инженеров-конструкторов и технологов.

Болотин Х. Л. и Костромин Ф. П., **Станочные приспособления**. Конструирование и расчет. Учебное пособие для машиностроительных вузов, изд. 4-е, перераб., Машгиз, М. 1959, 300 стр., т. 25 000, ц. 10 р. 45 к. в пер.

Методы конструирования и расчета современных приспособлений для механической обработки деталей машин. Механизированные и автоматизированные приспособления.

Вопросы точности в машиностроении, под ред. В. М. Кована, Машгиз, М. 1960, 100 стр. (МВТУ), т. 5000, ц. 5 р. 15 к.

Методы расчета погрешностей при установке заготовок для обработки на металлорежущих станках. Расчет ожидаемой точности механической обработки деталей. Влияние нестационарного усилия резания на точность обработки. Факторы, влияющие на точность сопряжений при сборке прецизионных плунжерных пар.

Для инженерно-технических работников.

Высокопроизводительная технологическая оснастка, под ред. В. В. Кузьмина, Машгиз, М. 1960, 176 стр. (Московский дом научно-технической пропаганды), т. 8000, ц. 6 р. 75 к.

Методы изготовления и опыт внедрения высокопроизводительной оснастки при осуществлении различных технологических операций в машиностроении.

Для инженерно-технических работников.

Гусев А. Н., **Автоматизация ковочно-штамповочного пресса**, Машгиз, М. 1960, 48 стр., т. 5000, ц. 1 р. 25 к.

Конструкция, наладка и эксплуатация устройства для штамповки клапана автомобильного двигателя методом выдавливания (истечения) с индукционным нагревом т. в. ч. Схемы узлов автоматизации ковочно-штамповочного пресса.

Для работников машиностроительных заводов.

Конев Б. Ф., Аронов Д. М., Куров Б. А. и др., **Автомобильные карбюраторные двигатели**. Характеристики и методы их определения. Машгиз, М. 1960, 232 стр., т. 6500, ц. 8 р. 75 к. в пер.

Методы испытания карбюраторных двигателей на тормозных установках. Применяемая при испытаниях аппаратура. Обработка результатов испытаний и оценка с их помощью эффективности нововведений. Разбор влияния различных факторов на результаты испытаний.

Для инженерно-технических работников.

Корчемный Л. В., **Кинематика кулачковых механизмов газораспределения**, Машгиз, М. 1960, 36 стр. (НАМИ, вып. 89), т. 2225, ц. 1 р. 25 к.

Метод кинематического анализа и синтеза кулачковых механизмов широкого класса. Расчетные зависимости для всех практически встречающихся типов кулачковых механизмов газораспределения двигателей внутреннего сгорания.

Для конструкторов и лиц, занимающихся теорией механизмов и машин.

Костецкий Б. И., **Сопротивление изнашиванию деталей машин**, Машгиз, Киев 1959, 479 стр., т. 7000, ц. 17 р. 80 к. в пер.

Истолкование процессов трения и износа в металлах с точки зрения современных достижений в области металло-

дения, физики, твердого тела и химии поверхностных явлений. Методы исследования и закономерности процессов трения и износа в деталях машин. Эксплуатационные и технологические мероприятия по предупреждению и устранению нежелательных видов износа.

Для инженеров-конструкторов и технологов.

Менделенко И. И., **Механизация сборочных работ в автостроении**, Машгиз, М. 1960, 171 стр., т. 3000, ц. 6 р. 15 к. в пер.

Конструкции инструментов, приспособлений и установок, применяемых при сборке на заводах автомобилестроения. Рациональное использование средств механизации сборочных процессов.

Для инженерно-технических работников.

Мишин И. А., **Износостойкость деталей автотракторных двигателей**, Машгиз, Л. 1960, 140 стр., т. 3000, ц. 4 р. 75 к.

Обзор и анализ исследований в области физической сущности явлений трения и износа. Качественные изменения в поверхностных слоях металла деталей в процессе работы двигателей. Пути определения оптимальной шероховатости поверхности деталей и технологические мероприятия, направленные на повышение износостойкости деталей.

Для инженерно-технических работников.

Рокар И., **Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты, висячие мосты**. Перевод с франц. В. К. Житомирского, под ред. А. Н. Обморшева, Изд-во иностр. лит-ры, М. 1959, 287 стр., ц. 9 р. 80 к.

Описание поведения механических систем линейными однородными дифференциальными уравнениями, образованными не только с помощью кинетической энергии, потенциальной энергии и функции рассеяния, но и содержащими также и другие линейные члены, обусловленные неконсервативными системами. Исследование устойчивости автомобиля и висячих мостов, а также определение критических скоростей и продольной устойчивости самолетов.

Для инженерно-технических работников.

Теория, конструкция и расчет автомобилей и автотракторных двигателей. Сборник статей под ред. В. И. Сороко-Новицкого, Машгиз, М. 1960, 88 стр. (ВЗМИ, Труды кафедры «Автомобили и тракторы», вып. 2), т. 2200, ц. 2 р. 50 к.

Методика изучения влияния формы канала жиклера на его производительность; вывод формулы скоростной характеристики автомобильного двигателя и расчет его мощности и экономичности в зависимости от материала головки; графоаналитические методы расчета динамических качеств и топливной экономичности автомобиля с гидравлическими элементами трансмиссии; исследование разгруженных полусей автомобилей и другие статьи.

Для инженерно-технических работников.

Филиппов В. В., Шехтер В. Я. и Оленев В. И., **Механизация и автоматизация листовой штамповки**, Машгиз, М. 1960, 187 стр., т. 5000, ц. 7 р. 15 к. в пер.

Описание механизации штамповки мелких и крупных деталей из ленточного материала и штамповки на автоматизированных линиях. Эффективность механизации и автоматизации процессов листовой штамповки.

Для инженерно-технических работников.

Фридлендер И. Г., **Вопросы точности производства машин**. Изд-во Харьковского ун-та, Харьков, 1959, 292 стр., т. 3000, ц. 6 руб. в пер.

Комплекс основных мероприятий, направленных на обеспечение заданной точности обработки деталей и сборки их в узлы и изделия: расчет допусков при конструировании машин, качественный и количественный анализ погрешностей при подготовке производства и методы поддержания устойчивого уровня точности в процессе производства.

Для инженерно-технических работников.

Штурман А. А., **Пластмассы в инструментальном производстве**, Машгиз, Киев 1959, 84 стр., т. 9000, ц. 2 р. 20 к.

Обобщение опыта применения пластических масс на ряде заводов СССР и за рубежом для изготовления приспособлений, штампов холодной штамповки, пресс-форм, литейных моделей, копиров, различных инструментов и деталей. Ремонт, консервация и упаковка продукции инструментальных цехов пластмассой.

Для инженерно-технических работников инструментальных цехов.

Эрман Т. Б., Прошинский М. К. и Усанов А. Д., **Анализ систем электрооборудования некоторых зарубежных автомобилей выпуска 1958 г.**, М. 1959, 120 стр. (Труды НАМИ, вып. 11), т. 650, ц. 5 р. 75 к.

Анализ принципиальных схем электрооборудования, а также конструкции и параметров отдельных агрегатов и приборов иностранных автомобилей. Рекомендации для использования зарубежного опыта при проектировании электрооборудования отечественных автомобилей.

Для инженерно-технических работников.

Яковлев В. Ф. и Инютин И. С., **Измерение напряжений деталей машин**, Машгиз, Л. 1960, 116 стр., т. 3500, ц. 3 р. 60 к.

Оригинальный, разработанный авторами метод исследования напряжений в деталях и элементах конструкций с помощью проволоочных преобразователей.

Для инженерно-технических работников.



S.S. White

Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянство качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

Гибкость — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

Сопrotивление кручению — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

Деформация при кручении — угол поворота сечения троса на единицу его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

Допустимый момент кручения — рабочий крутящий момент в кг/см, который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25 % от разрушающей нагрузки,

Разрушающая крутящая нагрузка — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

Гистерезис вращения — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

Минимальный рабочий радиус — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводимыми испытаниями.

Изготавливаемым гибким тросам придаются необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.

С запросами обращайтесь по адресу:

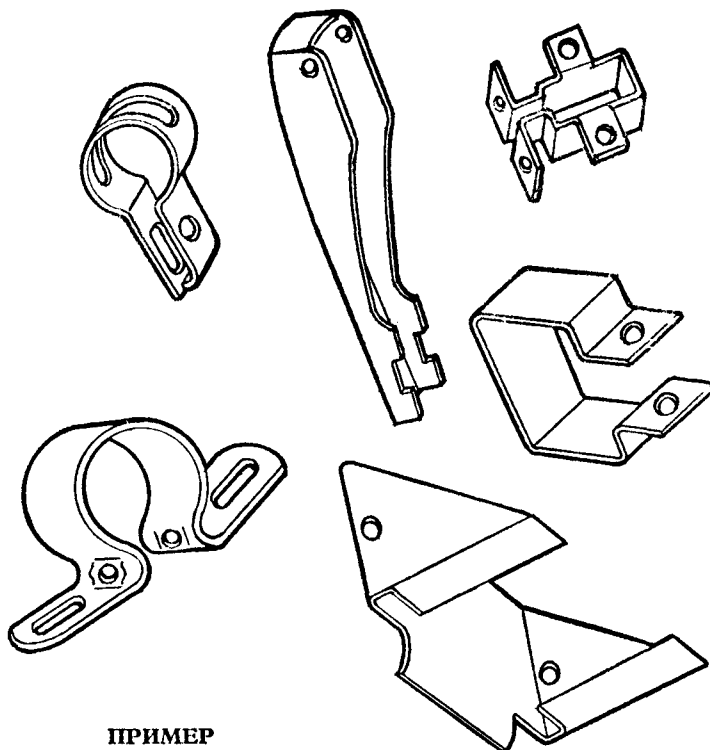
S.S. White

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD. •
INDUSTRIAL DIVISION
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия

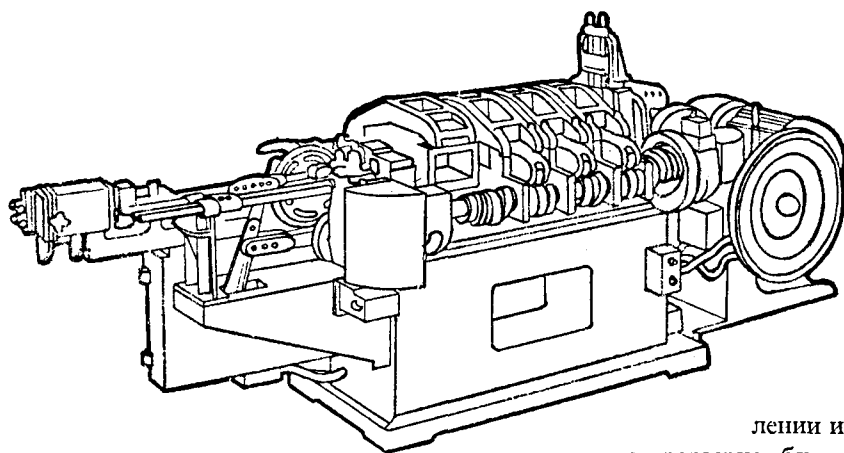
ALLTOOLS LTD

Выполняет особо точные работы для промышленности

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



ПРИМЕР



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

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

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

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

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

Запросы просьба направлять по адресу:

ALLTOOLS LTD

TRANSPORT AVENUE, GREAT WEST ROAD, BRENTFORD, АНГЛИЯ

INTOL

Бутадиенстирольные каучуки горячей и холодной полимеризации марки "INTOL"

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

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

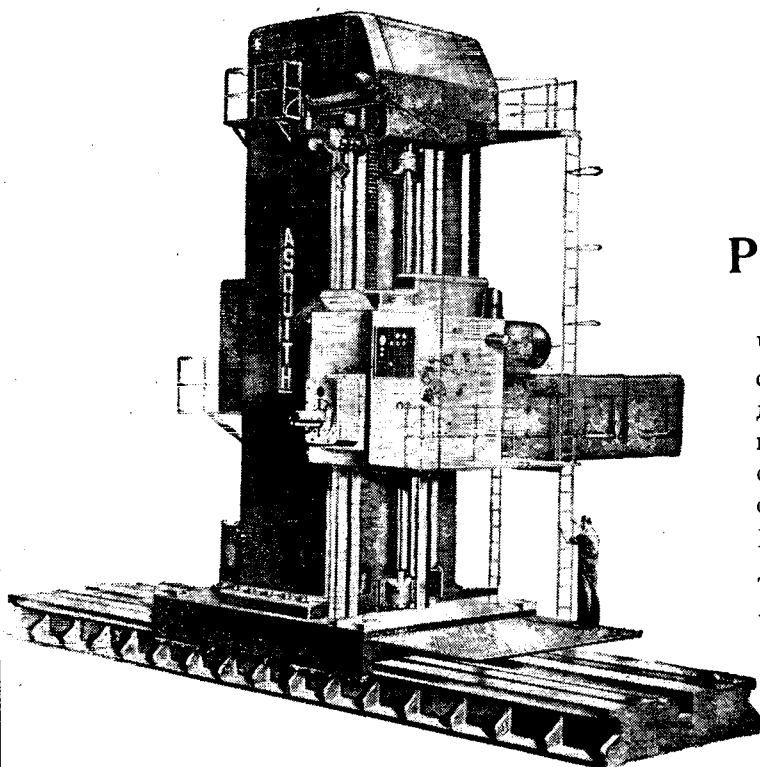
Доставка без замедления. Качество постоянное. Пены твердые и вне конкуренции. Обеспечиваются полные технологические данные и консультация.



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

НУТНЕ • SOUTHAMPTON • АНГЛИЯ

НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ ТИП RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

Подробные данные охотно высылаются по запросу.

WILLIAM ASQUITH LTD.

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.
Англия

Телефон: Trafalgar 7224-6 Телеграммы: Drillmach, London

MAXICUT

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

Запросите подробные данные

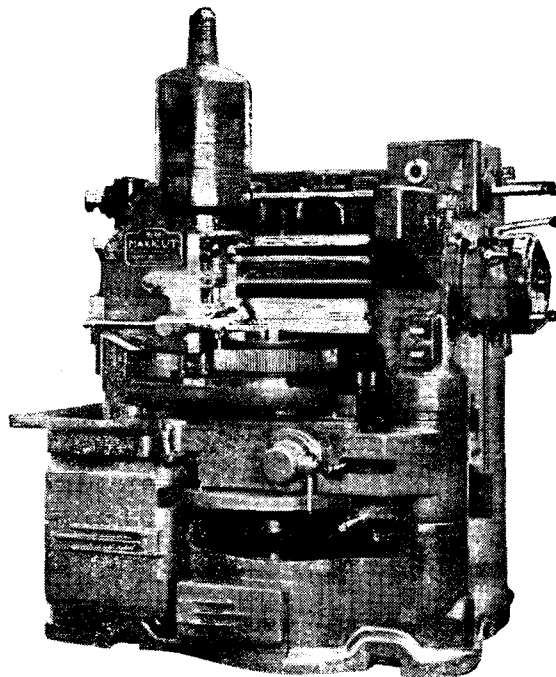
DRUMMOND BROTHERS LTD.

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. Англия

Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach London

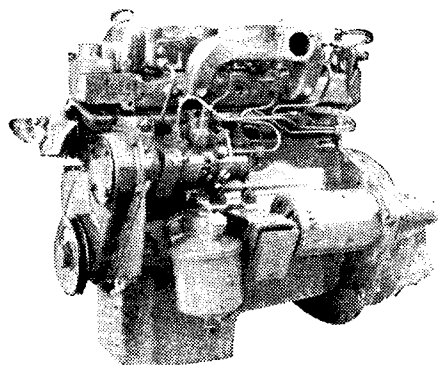


МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

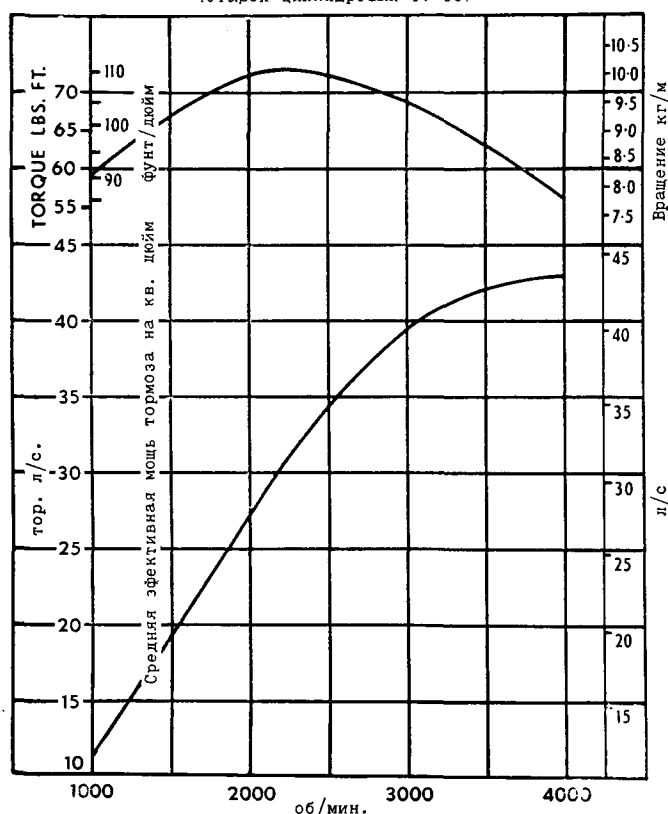
Высокооборотные дизельные двигатели PERKINS

ОБЛАДАЮТ РЕКОРДНО НИЗКИМ ВЕСОМ НА ЕДИНИЦУ МОЩНОСТИ

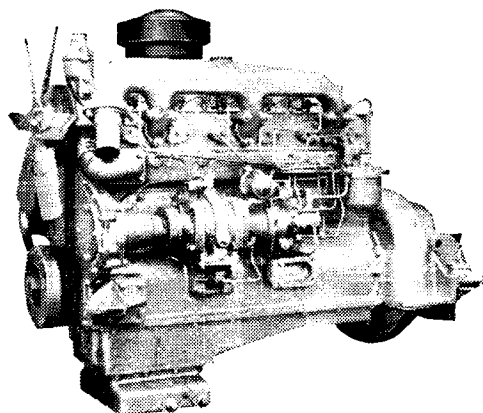
ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ (FOUR 99 V) для легких грузовых автомобилей. Диаметр цилиндра 76,2 мм. Ход поршня 88,9 мм. Максимальная мощность 42,3 л.с. при 3600 об/мин. Вес около 175 кг с маховиком и зубчатым венцом на нем. Поставляются также в качестве судовых, тракторных и стационарных двигателей.



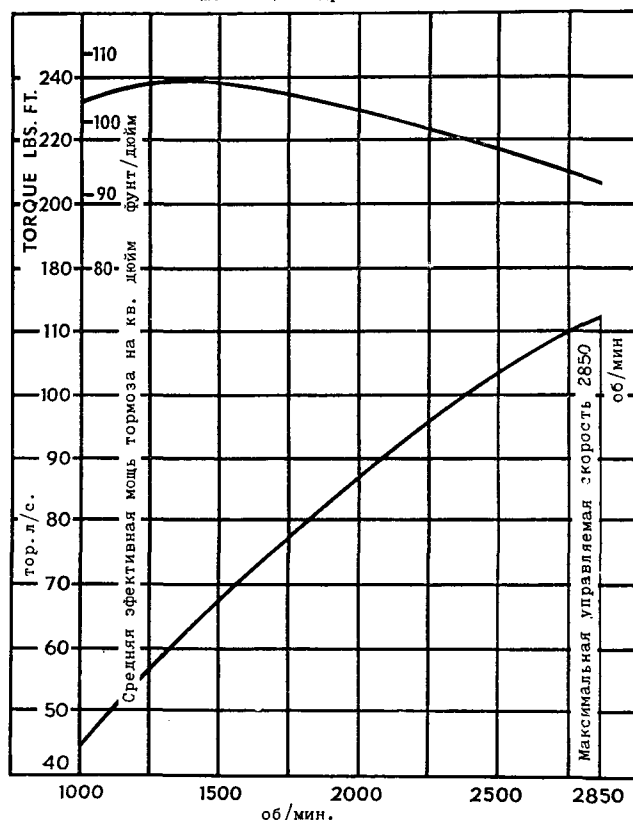
Четырех-цилиндровый т. 99.



ШЕСТИЦИЛИНДРОВЫЕ (SIX 340 V) для быстрого дорожного транспорта. Диаметр цилиндра 101,6 мм. Ход поршня 114,3 мм. Максимальная мощность 110 л.с. при 2850 об/мин. Сухой вес 415 кг без маховика.



Шести-цилиндровый т. 304.



ДВИГАТЕЛИ PERKINS ПОСТАВЛЯЮТСЯ МОЩНОСТЬЮ ОТ 19 ДО 110 лс



... ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ
ДВИГАТЕЛИ PERKINS ИСПОЛЬЗУЮТСЯ
КАК АВТОМОБИЛЬНЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ,
ТРАКТОРНЫЕ И СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.

Просим направлять все запросы по адресу:

PERKINS ENGINES LTD - PETERBOROUGH - АНГЛИЯ