

629.11.011.1

Б 98

Р. БЮССИЕН

629.11

Б 98

0 АПР 1951

У  
к 629  
Б 98  
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА БССР

АВТОМОБИЛЬНОЕ ШАССИ

ДЕП

ПЕРЕВОД С НЕМЕЦКОГО  
инженера С. ТАГЕР

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,  
ПЕРЕСМОТРЕННОЕ И ИСПРАВЛЕННОЕ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА БССР

46014

2665

~~РЕСПУБЛИКАНСКАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА БССР~~

~~РЕСПУБЛИКАНСКАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА БССР~~

344. 6-25

ГОСМАШИНИЗДАТ

МОСКВА

1934

ЛЕНИНГРАД

---

**AUTOMOBILTECHNISCHES  
HANDBUCH**

HERAUSGEGEBEN  
VON  
RICHARD BUSSIEN

Справочник предназначен для инженеров и техников. Материал состоит из описательного курса автомобильного шасси. По целому ряду агрегатов показаны отдельные конструкции.

Весь труд насыщен графическим материалом, что значительно облегчает пользование книгой.

Второе издание переработано и исправлено.

## ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Большой спрос на данный труд побудил издательство выпустить в свет его второе издание.

При этом издательство сочло необходимым подвергнуть этот труд пересмотру и исправлению — главным образом в части математических выкладок оригинала, содержавших ошибки и частично недоброкачественных.

Пересмотр и исправление издательство поручило редколлегии в составе инженеров Б. О. Вераина, Б. В. Гольд, С. Н. Тагер и Н. А. Яковлева под общим руководством проф. Е. А. Чудакова.

В данном издании метод расчета сцепления и метод динамического расчета коробки передач заменены методом проф. Б. А. Чудакова.

## ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Ввиду большой потребности в справочниках издательство приступило к работе по составлению подробного автомобильного и тракторного справочника. Хотя в составлении последнего принимает участие большое количество специалистов, все же такой коллективный труд может быть издан только к концу 1934 г., почему издательство и сочло необходимым до выхода полного советского автомобильного и тракторного справочника срочно выпустить в свет некоторое количество справочной литературы.

Данный справочник «Автомобильное шасси» представляет собой подобранный и местами пополненный перевод глав одного из лучших в Европе справочников — немецкого автомобильного справочника Бюссена, 13-го издания, вышедшего в свет в 1931 г.

Выпуск в первую очередь справочника, посвященного шасси, объясняется тем, что вопросы о шасси наименее освещены в нашей литературе, в особенности вопросы о качающихся осях, приводе на передние колеса, червячном приводе и др. Математические выкладки оригинала нами полностью сохранены.

Некоторая неравномерность в трактовке материала (превалирование в одних главах расчетов над описанием конструкций, и наоборот) объясняется тем, что оригинал составлялся различными авторами, а редакция немецкого издания при сверстке всего материала справочника этого недостатка не выправила.

---

## МУФТЫ И СЦЕПЛЕНИЯ

### Глухие соединения

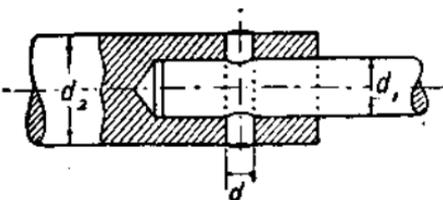
Для передачи незначительных усилий, например, для валков водяных насосов и других вспомогательных органов автомобиля применяется соединение штифтом (фиг. 1).

Принимая во внимание только срезающие усилия, получим размеры штифта из уравнения:

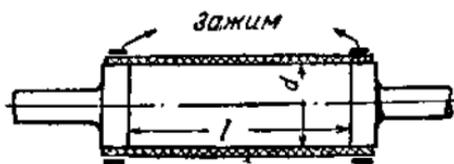
$$d = 0,02 \sqrt{\frac{M_d}{r}}$$

где  $M_d$  — передаваемый крутящий момент, а  $r$  равно радиусу у плоскостей среза, т. е.  $\frac{d_1}{2}$ .

Соединение шлангом (фиг. 2) отличается дешевизной и гибкостью. Оно применяется для привода магнето, динамо и водяного насоса.



Фиг. 1. Соединение штифтом.



Фиг. 2. Соединение шлангом.

Расстояние между фланцами соединяемых валков  $l$  должно равняться приблизительно  $2d$ .

Фланцевые соединения (фиг. 3) применяются в автомобиле для соединения маховика с коленчатым валом, для крепления шестерен на трансмиссионных валах и т. п.

### Подвижные соединения

На фиг. 4 показано скользящее соединение для двух валов, перемещающихся в осевом направлении. Для вала  $A$  имеем:

$$M_d = 0,208h^3k_d$$

Размер  $h$  следует округлить применительно к отверстиям стандартных гаечных ключей:

$$h = \sqrt[3]{\frac{9}{2k_d} M_d}$$

Для напряжения кручения

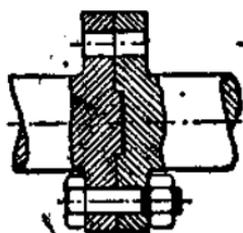
$$k_d = 1600; \quad h = 0,141 \sqrt[3]{M_d}$$

Тогда получим  $D$  из

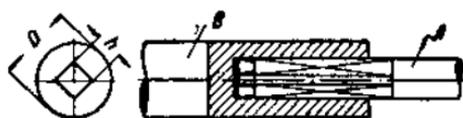
$$M_d = \frac{D^4 \pi}{32} \frac{h^4}{6} k_d \cdot \frac{2}{2}$$

Для передачи ударных нагрузок рекомендуется применение шпоночных (пазовых) валов с 4, 6 или 10 канавками.

На фиг. 5 изображена кулачковая муфта. Для наимыгоднейшего случая передачи, при наличии только одного работающего кулачка и при



Фиг. 3. Фланцевое соединение.



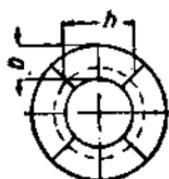
Фиг. 4. Скользящее соединение.

нагрузке последнего только по краю длина кулачка  $l$  получается из уравнения

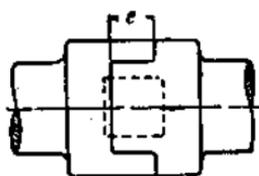
$$P \cdot l = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k$$

где  $k$  — напряжение на изгиб.

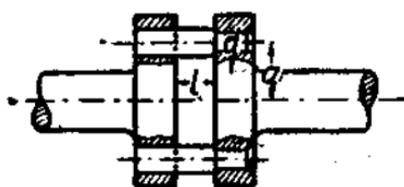
Для валов, расширяющихся от нагрева при работе, и для мало-мощных передач применимы штифтовые муфты (фиг. 6).



Фиг. 5. Кулачковая муфта.



Фиг. 6. Штифтовая муфта.



Считая, что вся нагрузка целиком падает только на один штифт, имеем:

$$\frac{M_d \cdot l}{a} = \frac{\pi d^3}{32} \cdot k_b$$

$$d = 0,2 \sqrt[3]{\frac{M_d \cdot l}{a} \cdot k_b}; \quad k_b = 1600.$$

Во всех формулах: длина в см; силы в кг; напряжение в кг/см<sup>2</sup>; моменты в кгсм.

## Карданные сочленения

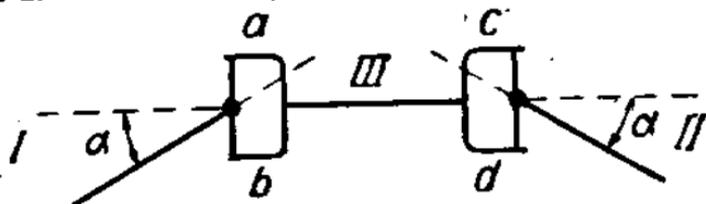
Универсальные шарниры — карданные сочленения — служат для соединения пересекающихся валов под переменным углом (фиг. 7). Угол между валами —  $0 - 30^\circ$ . Передача движения неравномерная. Это значит, что при постоянной угловой скорости ведущего вала скорость ведомого вала будет периодически изменяться. Чем больше угол между осями валов, тем резче выражено это явление.

Обозначим угол между валами через  $\alpha$  (фиг. 7). Крайние соотношения угловых скоростей обоих валов будут  $\frac{1}{\cos \alpha}$  и  $\cos \alpha$ , причем  $\frac{1}{\cos \alpha}$  будет соответствовать максимуму, а  $\cos \alpha$  — минимуму.

Для равномерной передачи от вала I к валу II (фиг. 8) их соединяют с помощью промежуточного вала III не одним, а двумя карданами. В этом случае периодические изменения скорости вала III по отношению к валу I будут компенсироваться изменениями скорости вала II по отношению к валу III и в результате вал III будет вращаться так же равномерно, как вал I, причем, однако, только в том случае, если углы между осями валов III, II и I, III будут равны и если выгнуты  $ab$  и  $cd$  промежуточного вала III будут лежать в одной плоскости с положениями валов I, III и II, III.



Фиг. 7. Схема карданного соединения.



Фиг. 8. Схема карданного соединения.

### Жесткие карданы

На фиг. 9 показан кардан Спейсера. Шарообразные скользящие друг по другу в масле поверхности концентричны оси шарнира. Этот кардан вследствие открытой конструкции нуждается в защитном кожухе, предохраняющем смазку от вытекания.

Кардан Механик (фиг. 10) работает тоже в масле, но в отличие от кардана Спейсера герметически закрыт.

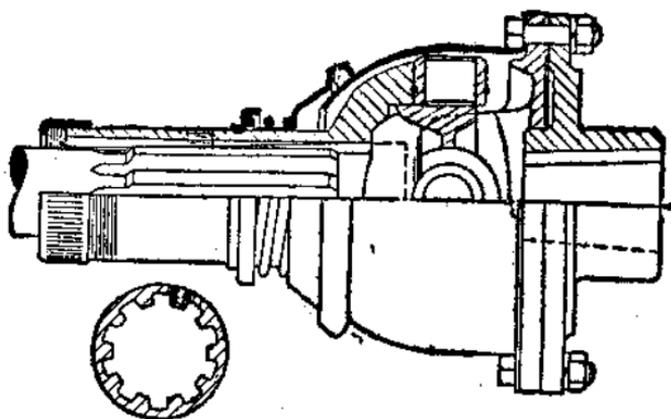
В кардане Вейса (фиг. 11) окружная скорость передается равномерно благодаря уравнению относительных движений частей шарнира, вращающимся по кругу и воспринимающим давление шаром.

### Упругие карданы

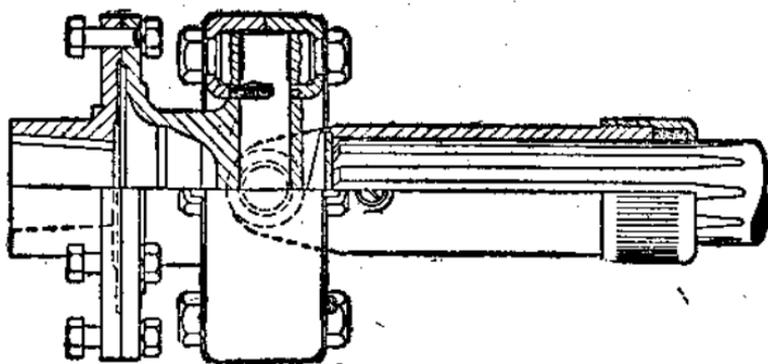
Упругие карданы изготовляются из прорезиненной ткани. В этой ткани основа и уток отдельных слоев смещены по отношению друг к другу для достижения равномерной прочности во всех направлениях на скручивание, центробежную силу и нагиб. Размеры мягких карданов определяются величиной передаваемого крутящего момента.

Крутящий момент берется из характеристики двигателя или его подсчитывают по формуле:

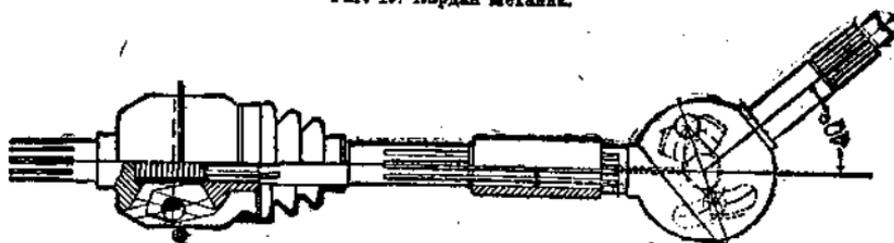
$$M_d = 716 \cdot \frac{N}{n},$$



Фиг. 9. Кардан Спайсер.



Фиг. 10. Кардан Механик.

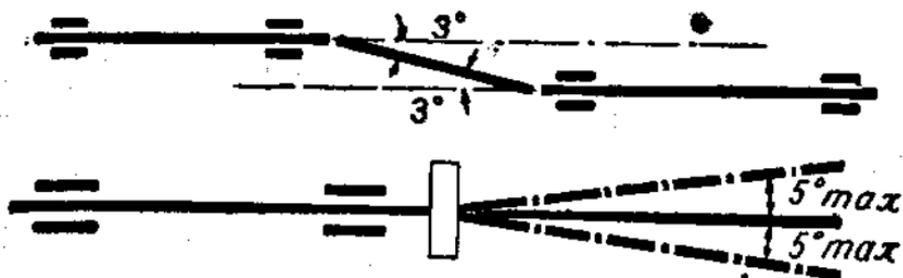


Фиг. 11. Кардан Вейс.

добавляя в полученному результату от 20 до 30%, ибо  $M_{d \max}$ , как известно, не совпадает с  $N_{\max}$ . Следует также учесть дополнительную нагрузку от толчков при внезапном включении сцепления. Полученную

равнодействующую надо помножить на максимальную передачу коробки передач. При наличии трансмиссионного тормоза следует еще учесть возможность появления сил в момент торможения намертво.

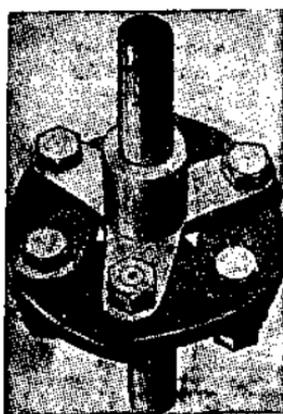
При применении упругих карданов угол пересечения лежащих в подшипниках валов не должен превышать  $3^\circ$  на кардан (фиг. 12). Кардан



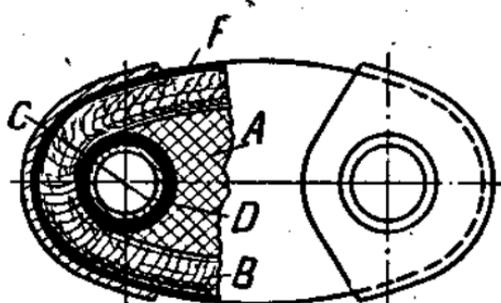
Фиг. 12 и 13. Допустимые углы пересечения валов при применении карданов.

ный вал в грузном автомобиле должен лежать по возможности на одной прямой линии, с тем чтобы кардан выравнивал только перемещения рамы от прогиба рессор. При большом прогибе рессор на очень шлохих дорогах допустим угол отклонения до  $5^\circ$  (фиг. 13). Лучшие условия получаются при размещении двигателя и трансмиссии наклонно к горизонтالي.

Упругий кардан, показанный на фиг. 14, составлен из отдельных звеньев. В конструк-



Фиг. 14. Звеньевой кардан.



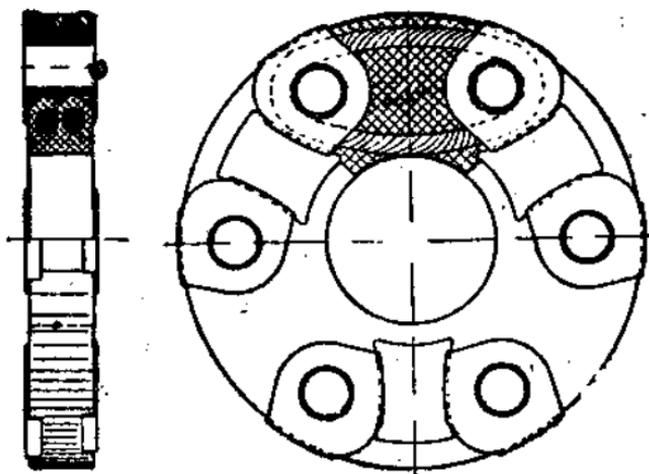
Фиг. 15. Деталь звена кардана; А—резина; В—трос; С—стальная втулка; D—втулка; F—оболочка.

цию звена (фиг. 15) входят: овальный резиновый буфер, стальной трос, стальные, ушки и накладки. Ушки, трос и буфер покрыты для защиты от воды резиновой оболочкой.

Вместо отдельных звеньев применяют и цельные шайбы. Шайба дискового кардана (фиг. 16) по конструкции подобна описанным звеньям. Центробежная сила воспринимается лентой, обернутой несколько раз вокруг шайбы.

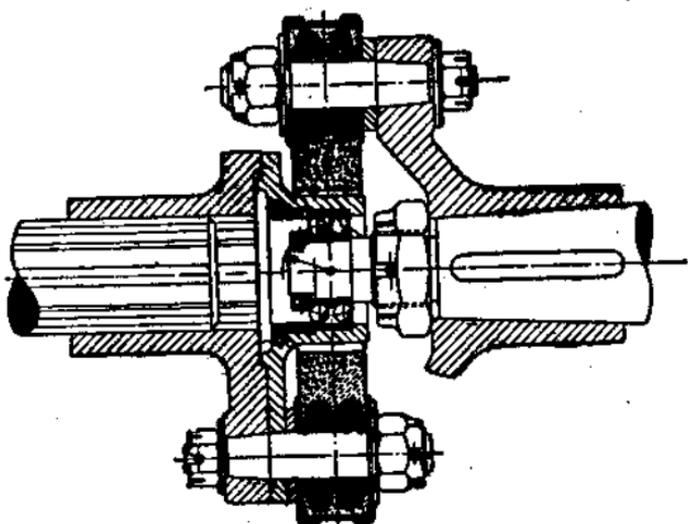
Развитие применения мультипликаторных коробок передач содействует распространению дисковых карданов. В этом случае число оборотов карданного вала превышает обороты вала двигателя; дисковые же карданы значительно лучше противостоят таким напряжениям, чем звеньевые.

Карданные валы и кулаки карданов должны быть центрированы (фиг. 17). Длина вала не должна по возможности превышать 1,70 м. Во избежание прогиба валиков под действием протибя рессор заднего моста сцепления



Фиг. 16. Дисковый угловой кардан.

карданного вала до  $1\frac{1}{2}$  м воспринимается самим карданом. При больших изменениях длины вал снабжается скользящим шлицевым соединением.



Фиг. 17. Центрирование дискового кардана.

Для предупреждения искажений ось шара центрирования должна совпадать с осью одного из шлицев (при двухвалых карданах) или проходить через линию соприкосновения двух наложенных друг на друга

шаром (трехшарный кардан). В дисковых карданах ось, проходящая через центр шара, должна совпадать с осью диска.

## Фрикционные сцепления

Фрикционные сцепления служат для возможности мягкого соединения двигателя с коробкой передач и обеспечения переключения шестерен без больших ударов между зубьями. Различают: 1) конусные сцепления; 2) многодисковые масляные сцепления; 3) многодисковые сухие сцепления; 4) однодисковые сухие сцепления.

### Конусные сцепления

#### Расчет конусного сцепления

Средний радиус конусной выточки в маховике не должен превышать  $R = 180-200$  мм (полусумма крайних радиусов).

Средние значения коэффициента трения конусной обшивки:

$$\mu = 0,2 - 0,3.$$

По условию отсутствия заклинивания конуса в маховике определяется допустимый угол конуса  $\operatorname{tg} \alpha \geq \mu$  (практически от  $9$  до  $14^\circ$ ).

Коэффициентом запаса сцепления называется отношение момента сцепления к максимальному крутящему моменту двигателя:

$$K = \frac{M_s}{M_{\max}} = 1,1 - 1,4.$$

Оценка коэффициента сцепления определяет  $M_s$ , а по  $M_s$  получается необходимая сила пружины при включенном сцеплении:

$$Q = \frac{M_s \cdot \sin \alpha}{\mu \cdot R}.$$

Удельное давление трущихся поверхностей колеблется в пределах:

$$q = 1,0 - 2,5 \text{ кг/см}^2.$$

Задавшись величиной  $q$ , определяют длину обшивки (по образующей конуса):

$$l = \frac{Q}{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}.$$

Валик сцепления рассчитывается по максимальному моменту двигателя.

#### Расчет пружины конусного сцепления

Размер валика дает основание к наметке размеров пружины. Напряжение пружины при включенном сцеплении:

$$k_1 = \frac{16 \cdot Q \cdot r}{\pi \cdot d^3}.$$

где  $r$  — средний радиус витка пружины в см,

$d$  — диаметр проволоки в см,

$k_{\max}$  —  $5000 - 6000$  кг/см<sup>2</sup>.

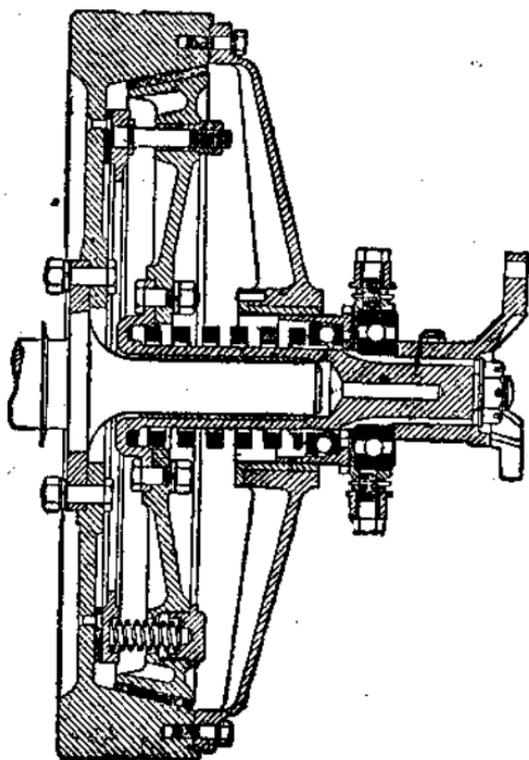
Предварительное сжатие пружины, обеспечивающее силу  $Q$ , равняется

$$\Delta_1 = \frac{64 r^3 \cdot Q_i}{d^4 G},$$

где  $i$  — число витков пружины,  
 $G$  — 800 000 кг/см<sup>2</sup>.

При выключенном сцеплении расстояние между трущимися поверхностями:

$$s = 1-2 \text{ мм.}$$



Фиг. 18. Комбинированное конусно-дисковое сцепление.

На фиг. 18 показано одно из современных конусных сцеплений английской фирмы Карриер, представляющее собой комбинацию конусного и дискового сцеплений. При включении сначала прижимается диск. Конус схватывает только после окончательного отпуска педали. Эта конструкция дает плавное трогание с места при самом резком бросании педали.

#### Многодисковые масляные сцепления

Эти сцепления состоят из серий дисков (стальных и латунных или стальных и латунных), работающих в масле (фиг. 19). Несмотря на значительную эластичность, эти сцепления применяются очень редко, ибо они капризны в отношении ухода и дороги в производстве.

Полный прогиб пружины при выключенном сцеплении:

$$\Delta_2 = \Delta_1 + \Delta_3$$

Максимальное напряжение пружины при выключенном сцеплении:

$$k_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} k_1.$$

Наибольшая сила давления пружины:

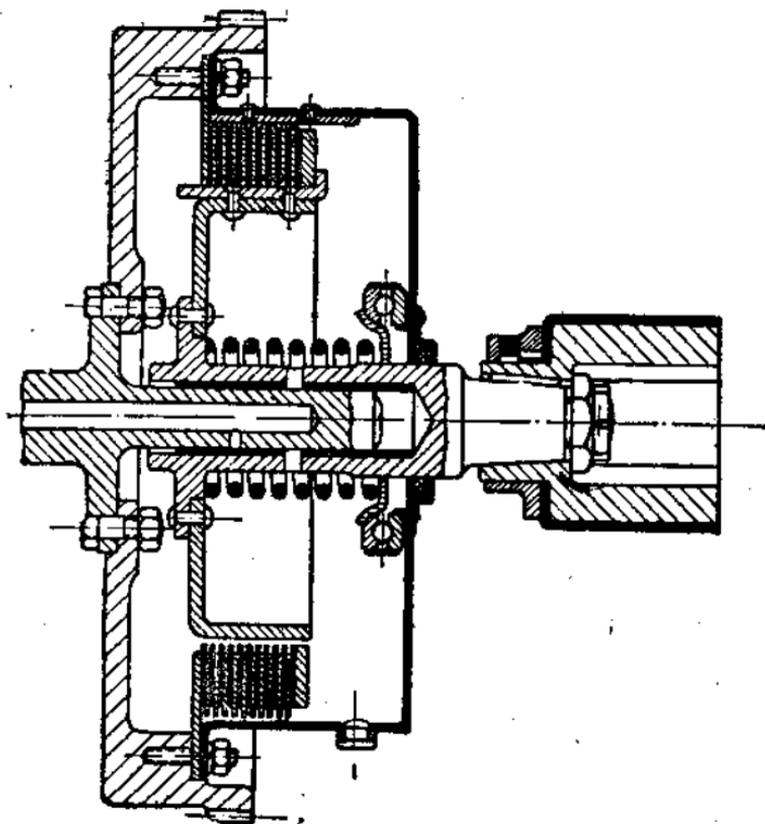
$$Q_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \cdot Q.$$

На величину этой силы рассчитываются детали отводки сцепления.

Конусные сцепления в настоящее время еще редко применяются на грузовиках. В этих сцеплениях конус, снабженный фрикционной накладкой, прижимается сильной пружиной к соответствующей конусной выточке в маховике. Отвод конуса, т. е. выключение сцепления осуществляется с помощью ножной педали.

## Сухие многодисковые сцепления

Сухое многодисковое сцепление является развитием конструкции однодискового сцепления. Многодисковые сцепления широко применяются в современном автостроении, так как они отличаются мягкостью работы, не слишком чувствительны, просты, легко монтируются и мало нуждаются в уходе. Диски работают не металлической поверхностью, а фрикционными обшивками (феррадо) (фиг. 20). Наличие обшивки исключает возможность пригорания дисков и обеспечивает эластичность работы сцепления.



Фиг. 19. Многодисковое масляное сцепление.

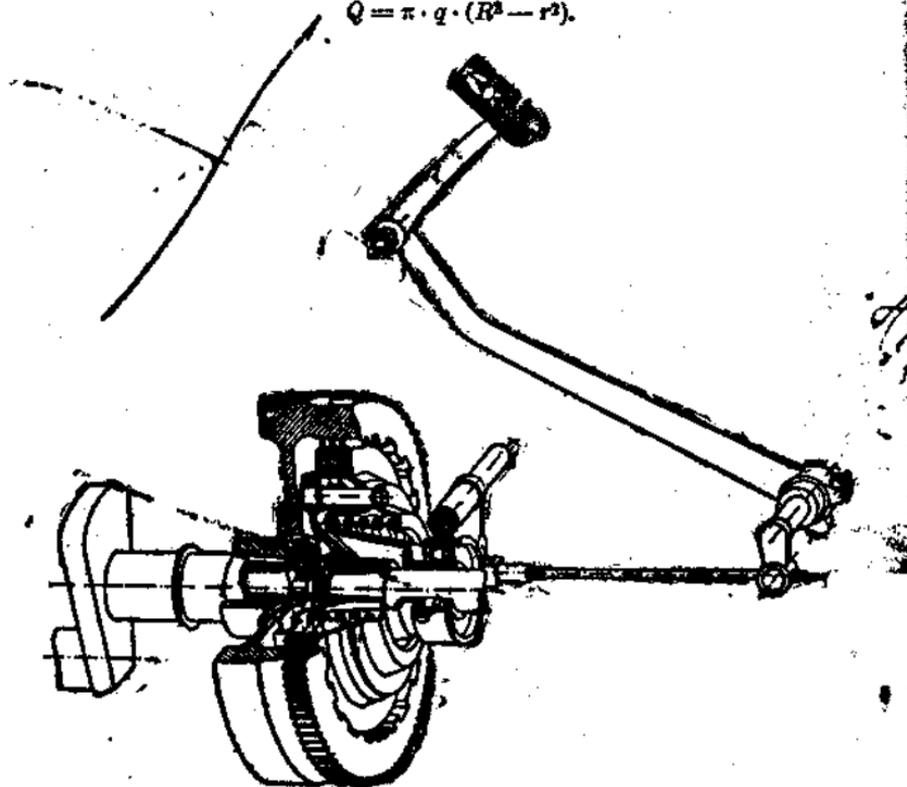
При случайном попадании в картер сцепления масла обшивка не портится, падает только коэффициент трения (приблизительно от 0,35 до 0,1). Последнее обстоятельство должно быть учтено при расчете конструкции. Принцип работы и управления сцеплениями, несмотря на значительное разнообразие типов, встречающихся на автомобильном рынке, в основном неизменен.

### Расчет многодискового сцепления

Значения:  $M$   $R$  (максимальный радиус диска),  $r$  (минимальный радиус диска),  $\mu$  и  $q$  оцениваются так же, как и для конуса.

Сила давления пружин:

$$Q = \pi \cdot q \cdot (R^2 - r^2).$$



Фиг. 20. Многодисковое сухое сцепление Даймлер-Бенц.

Число внутренних дисков:

$$i = \frac{2M}{\mu \cdot Q(R+r)}.$$

Напряжения и прогибы пружин находятся так же, как и для конусного сцепления. В последнем ставится одна пружина, а для дисков в большем ступе случаев шесть.

Дополнительное сжатие пружин при выключенном сцеплении:

$$\Delta_2 = 2 S \cdot i.$$

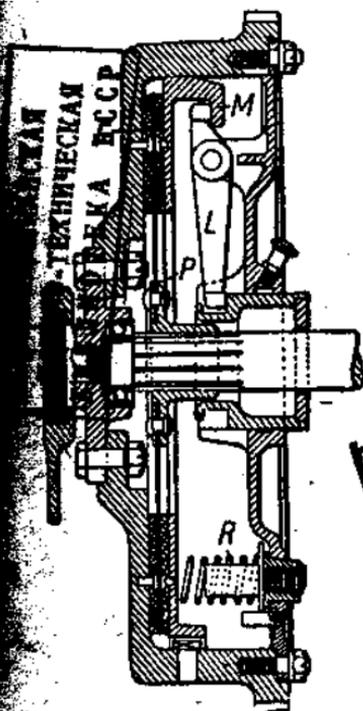
В остальном расчет не отличается от расчета конуса. Точное значение среднего радиуса диска:

$$R_m = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}.$$

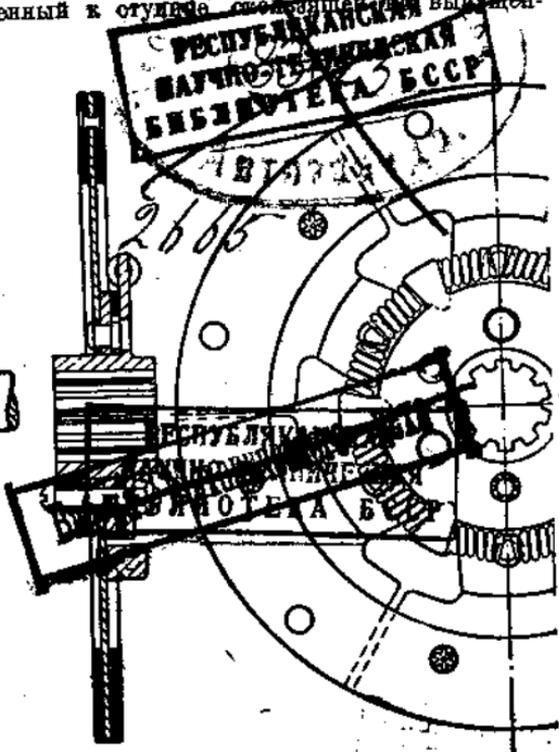
## Однодисковые сухие сцепления

Сухие однодисковые сцепления применяются на современных автомобилях чаще, чем многодисковые. Однодисковые сцепления, вообще, могут передавать меньшие моменты, чем многодисковые. При очень больших моментах пружины получают слишком сильными и включение таких сцеплений потребовало бы большого физического напряжения.

Пример конструкции однодискового сцепления показан на фиг. 21. Главной деталью является диск  $P$ , прикрепленный к ступице шлицевой втулки.



Фиг. 21. Однодисковое сухое сцепление



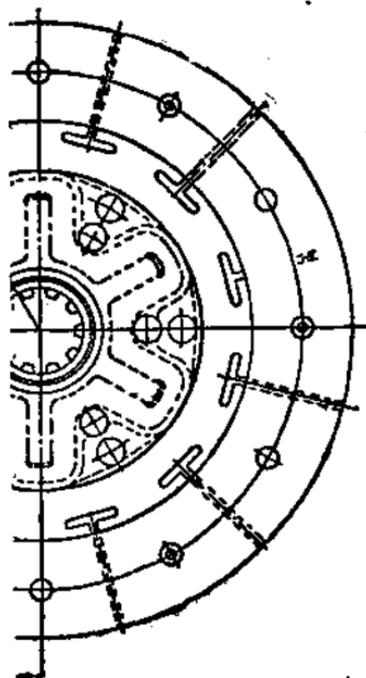
Фиг. 22. Пружинный диск сцепления Лонт.

ному концу вала коробки передач, сжимается пружинами  $B$  (в данном случае их 6) между двумя дисками  $P$ . Один из этих дисков прикреплен к маховику, второй — к кольцу  $M$ . Кольцо  $M$  может перемещаться внутри маховика. На кольцо давят упомянутые пружины  $R$ . Выключение сцепления осуществляется с помощью двух или более рычагов  $L$ , с плечами разных длин.

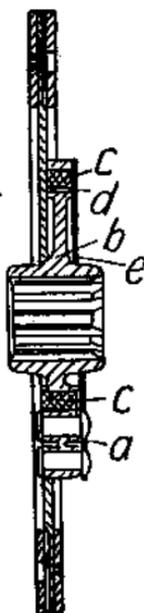
В сцеплении Лонт (фиг. 22) фрикционный диск снабжен пружинами для поглощения толчков при резком включении сцепления. Регулировка таких пружин довольно затруднительна, и в результате эти конструкции себя не всегда оправдывают. Хороши на практике оказались анти-вибраторы Борт и Бек (фиг. 23). На алюминиевом теле  $a$  сидит расходящаяся в шесть спиц ступица  $b$ . Между телом  $a$  и ступицей положено резиновое буферное кольцо  $c$  прямоугольного сечения. Это кольцо работает

голько под действием давления спиц. Для восприятия выдавливаемого материала кольца с имеются полости *d*. Снаружи антивибратор закрыт шайбой *e*. Шайба и тело *a* приклепаны к диску сцепления.

На фиг. 24 показана интересная конструкция сцепления Мекано. Пальцы рычагов сцепления лежат на плоских пружинах слегка подвижно. Сцепление отличается большой эластичностью и удобной регулировкой.



Фиг. 23. Диск сцепления Борг и Бек с антивибратором.



Фиг. 24. Сцепление Мекано.

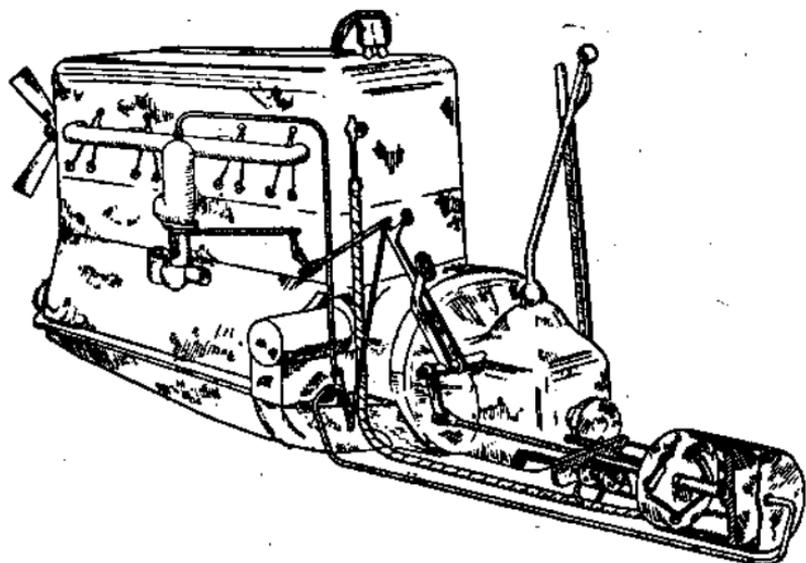
Однодисковые сцепления имеют наименьшую конструктивную длину и нуждаются в уходе меньше других типов сцеплений; они особенно пригодны для общепринятых сейчас объединенных агрегатов (двигатель с коробкой передач) и дешевы.

### Автоматические сцепления

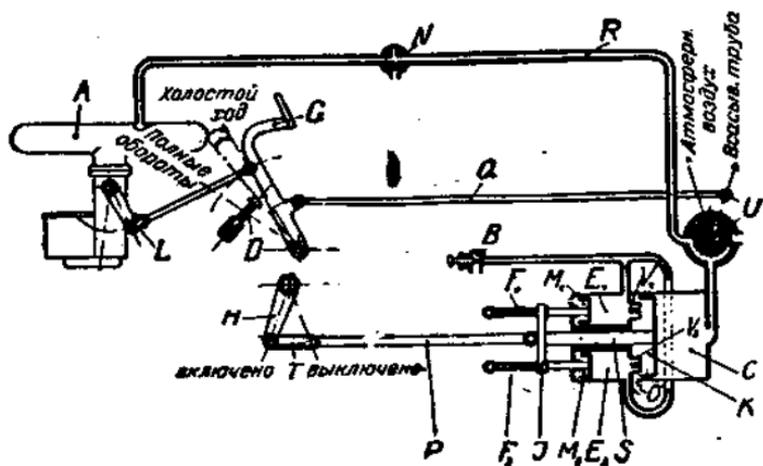
Применение автоматических сцеплений имеет целью упрощение процесса управления автомобилем. На фиг. 25 показано автоматическое пневматическое сцепление Ерделен.

Автомат Ерделен (фиг. 26) состоит из цилиндрика *C*, с поршнем *K*. Шток поршня *S* соединен через штангу *P* с поперечным валиком сцепления. Цилиндрик соединен трубкой *R* с всасывающим трубопроводом *A* двигателя. Клапан *U* в трубке *R* управляется педалью акселератора *G* через штангу *Q*. В траектории педали акселератора имеется холостой участок *L*, благодаря чему начальное перемещение педали не действует

сцепление. Во время прохождения этого участка происходит переключение клапана *U*. Сопротивление пружинного упора *D* показывает при выжимании или отпуске педали акселератора момент перехода холостого участка.



Фиг. 25. Пневматическое автоматическое сцепление Ерделея.



Фиг. 26. Схема пневматического автоматического сцепления Ерделея.

Карбюратор регулируется так, чтобы при отпущенном акселераторе он был установлен на холостой ход. При запуске вакуум во всасывающем трубопроводе двигателя доходит до цилиндрика *C*. Поршень *K* в нем

отходит назад и держит сцепление в выключенном состоянии. При выжимании педали до точки *D* карбюратор продолжает стоять на холостом ходу, но клапан *U* соединяет цилиндр *C* теперь уже с атмосферным воздухом; поршень *K* уходит в начальное положение; сцепление включается.

При трогании с места следует сильно выжать педаль акселератора. Для езды таким ходом или для торможения можно отпустить ее до точки *D*. Сцепление выключается только при полном отпуске педали. Для обеспечения плавности работы в систему включены два маленьких буферных цилиндрика *E*<sub>1</sub> и *E*<sub>2</sub>, поршни которых *M*<sub>1</sub> и *M*<sub>2</sub> подвижно соединены через пружины *F*<sub>1</sub> и *F*<sub>2</sub> и соединительное звено *J* с поршневым штоком *S*.

При выключении сцепления буферные поршни разгружаются клапанами *V*<sub>1</sub> и *V*<sub>2</sub>, соединенными через открытую сторону *O* цилиндра *C* с атмосферой.

При включении сцепления буферные поршни оказывают дополнительное сопротивление перемещению основного поршня благодаря растущему под действием пружин *F*<sub>1</sub> и *F*<sub>2</sub> противодействию. Поршни буферных цилиндров только постепенно захватываются в движение, и тогда разгружаются пружины. С помощью клапана *B* процесс может быть так регулирован, чтобы замедление было таково, чтобы при переключении с высшей на низшую скорость можно было в промежутке коротко дать газ и поднять обороты двигателя до того, как включится сцепление. Автомат работает очень гибко, но конструктивно довольно сложен и имеет много чувствительных деталей.

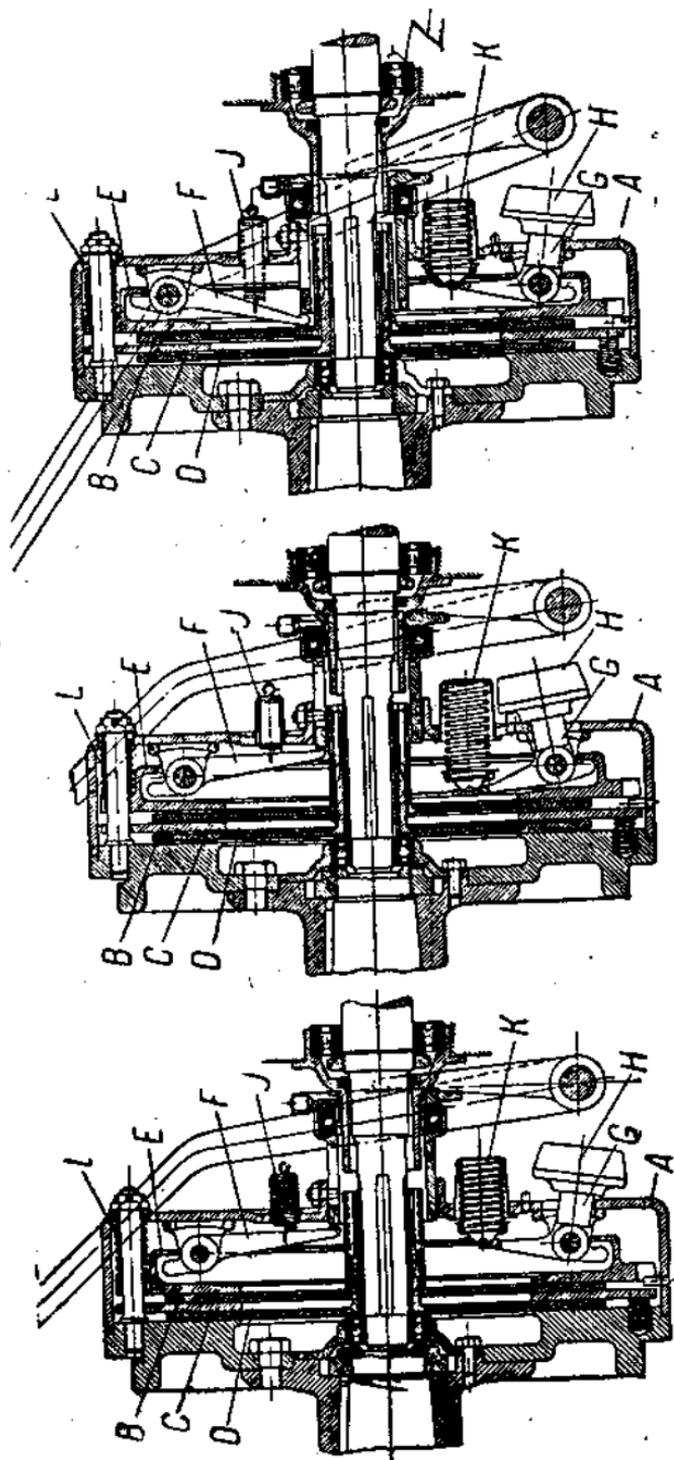
Значительно проще чисто механическое центробежное автоматическое сцепление НАГ (фиг. 27). Это сцепление состоит из картера *A*, дисков *B* и *C*, промежуточного диска *D*, кольца *E*, расцепляющих рычагов *F*, угловых рычагов *G* с центробежными грузиками *H*, компенсационных пружин *J* и *K* и пружин сцепления *L*.

Сцепление работает следующим порядком.

При остановке автомобиля компенсационные пружины *J* снимают давление пружин сцепления *L*. Сцепление стоит на свободном ходу. Может быть включена любая скорость. Простое выжимание педали акселератора, т. е. повышение оборотов двигателя, вызывает превышение центробежной силой грузиков *H* натяжения компенсационных пружин *J*. Сцепление под действием пружин *L* включается, и автомобиль трогается с места без пробегания к педали сцепления. Иначе говоря, сцепление включается очень мягко и плавно автоматически при достижении двигателем определенных оборотов.

Автомобиль останавливают простым торможением, не выжимая педали сцепления. Под влиянием вызываемого торможением снижения оборотов двигателя сцепление автоматически выключается. Чтобы вновь тронуться с места, достаточно нажать на акселератор.

В гористой местности смену скоростей приходится производить обычным порядком, т. е. с помощью педали сцепления. На спусках и на шоссе сцепление НАГ дает возможность езды на свободном ходу с вытекающей отсюда экономией горючего и бережением двигателя. В нормальных автомобилях своего рода свободный ход можно получить только постоянным выключением сцепления или переводом рычага коробки передач в нейтральное положение. Здесь же достаточно кратковременно выключить сцепление, чтобы автомобиль и дальше продолжал работать на свободном ходу; двигатель и коробка передач будут оставаться до тех пор расцепленными, пока вновь не будет подбавлено газа. Своевременное включение нижней скорости может на крутых спусках, несмотря на промежуточное применение свободного хода, повысить эффект торможения самим двигателем.



Фиг. 27—28. Автоматическое центробежное соединение НАГ.

## Обшивки для сцепления

В настоящее время в качестве обшивок в сцеплениях применяются асбестовые волокнистые ткани с медным переплетением типа феррадо или прессованная асбестовая волокнистая масса. Эти обшивки отличаются высоким коэффициентом трения даже при высокой температуре ( $200^{\circ}$ ).

Обшивки должны иметь следующую характеристику:

1. При температуре поверхности трения в  $20^{\circ}$ :

а) коэффициент трения покоя при удельном давлении в  $1 \text{ кг/см}^2$  должен равняться 0,3; при  $2 \text{ кг/см}^2$  — около 0,35;

б) максимальный коэффициент трения движения при давлении в  $1 \text{ кг/см}^2$  должен равняться около 0,5; при  $2 \text{ кг/см}^2$  — около 0,4.

2. При температуре поверхности трения около  $200^{\circ}$  и скольжении в  $2 \text{ м/сек}$  коэффициент должен равняться 0,35—0,40.

Эти цифры уменьшаются до одной трети при попадании на обшивку масла.

Обшивки приклеиваются к дискам сцепления медными или алюминиевыми заклепками впотай.

## КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

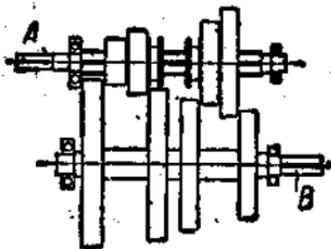
Двигатели внутреннего сгорания отличаются от паровых машин и электромоторов тем, что у них максимум мощности достигается только на определенных оборотах. Вместе с тем двигатель автомобиля должен развивать высокую мощность, а значит и высокие обороты, независимо от скорости передвижения. Поэтому автомобиль (в отличие от судового и авиационного двигателя) должен иметь специальный механизм, который позволял бы получать при постоянном числе оборотов двигателя различные обороты ведущих колес.

Коробка передач предназначена для изменения соотношения между оборотами двигателя и ведущих колес во время движения автомобиля. Это достигается увеличением крутящего момента на ведущих колесах за счет соответственного уменьшения скорости автомобиля при тех же оборотах двигателя.

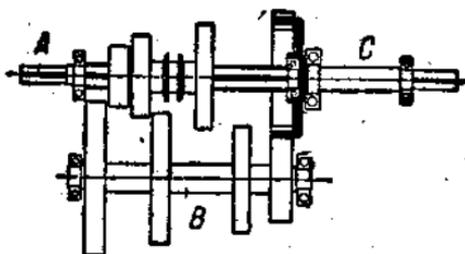
Механизмы для этой цели могут быть различными. Существуют, например, электрические и гидравлические передачи мощности, которые большого распространения не получили. Фактически в настоящее время применяются почти исключительно коробки передач со скользящими шестернями или каретками. Передачи с планетарными шестернями — планетарные — встречаются редко.

### Коробка передач со скользящими шестернями

В нормальных коробках передач со скользящими шестернями имеется два параллельных вала, расположенных в направлении движения автомобиля. На одном из валов шестерни заклинены; на втором размещены



Фиг. 29. Четырехскоростная коробка передач (прямой передачи нет).



Фиг. 30. Четырехскоростная коробка передач (четвертая передача — прямая)

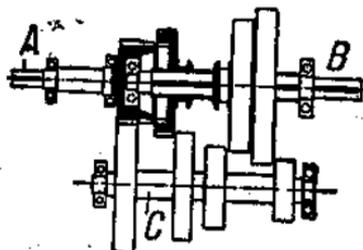
скользящие шестерни. На фиг. 29—31 показаны три основных вида четырехскоростных коробок передач.

На фиг. 29 дана четырехскоростная коробка передач. Вал А соединен с двигателем. Вал В идет к главной передаче (задний мост). Две каретки обеспечивают получение четырех различных передач. Передача отлич-

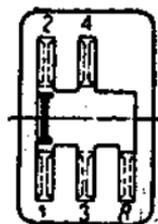
чается большой простотой и дешевой в производстве. Недостатки: шум при работе и меньший по сравнению с коробками на фиг. 30 и 31 (хотя и не на много) средний коэффициент полезного действия. Этот тип коробок применяется для тягачей и автошлупов.

На фиг. 30 дана та же четырехскоростная коробка передач. На первых трех передачах вал *A* вращается в шлуме вала *C*. На четвертой передаче вал *A* соединяется с валом *C* непосредственно, давая прямое сцепление вала двигателя с дальнейшей трансмиссией. Вал *B* тогда вращается вхолостую. Коэффициент полезного действия на первых трех передачах в связи с включением двух пар промежуточных шестерен невелик. На прямой же передаче промежуточные шестерни не работают, так что потери невелики.

На фиг. 31 мы имеем вал *A*, соединенный с валом двигателя и находящийся в постоянном зацеплении с валом *C*. На первых трех передачах передача производится также через две пары промежуточных шестерен; четвертая передача прямая. Вал *A* (в противоположность валу *C* на фиг. 30) подвержен только одностороннему давлению зуба от постоянной передачи, по величине незначительному и легко воспринимаемому. В схеме на фиг. 30 восприятие тех же давлений может быть достигнуто только за счет значительного удлинения вала. Наибольшим распространением пользуются коробки передач, построенные по схеме фиг. 31.



Фиг. 31. Четырехскоростная коробка передач (нормальная схема).



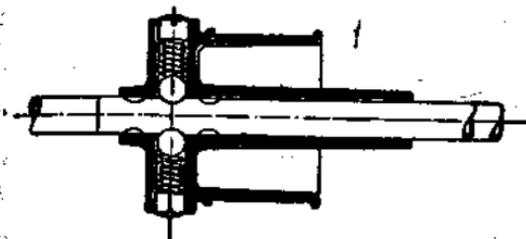
Фиг. 32. Трехходовая кулиса.

На приведенных схемах коробки передач имеют четыре передачи. Маломощные и большие шести- и многочлиновые автомобили иногда снабжаются трех- и двухскоростными коробками передач. Встречаются также коробки с числом передач больше четырех, каковые применяются только для тяжелых грузовиков, тягачей и автомобилей высокой проходимости (вездеходы). Усовершенствование двигателя — повышение эластичности его работы — позволяет ограничиться четырьмя или тремя передачами. Отношение крайних передаточных чисел коробок передач уже более или менее установилось. Очень редко применяется отношение крайних передач выше 1:4, в крайнем случае — 1:5. Увеличение этого отношения возможно только за счет увеличения расстояния между валами и увеличения веса коробки передач.

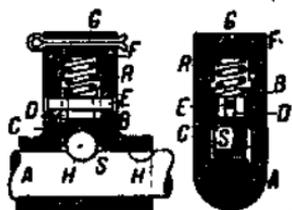
Современные коробки передач, как правило, делаются многоходовыми, т. е. имеют две или три каретки. Все коробки имеют также дополнительную каретку для заднего хода. Для получения заднего хода обычно используются шестерни первой скорости путем сцепления их с шестерней, вращающейся на дополнительном третьем валу. Передаточное число на заднем ходу берется ниже передаточного числа первой передачи. Последнее имеет значение для получения большой передачи при высвобождении задним ходом автомобиля, застрявшего на мягком грунте. В многоходовых коробках передач возможно включение любой передачи на

холостого положения и, наоборот, переход с любой передачи на холостое положение без необходимости последовательности перевода скользящих муфтер через шестерни других передач.

Перевод кареток скользящих шестерен должен производиться ручным рычагом. В настоящее время применяется центральное расположение рычага непосредственно на коробке передач, т. е. в середине автомобиля.

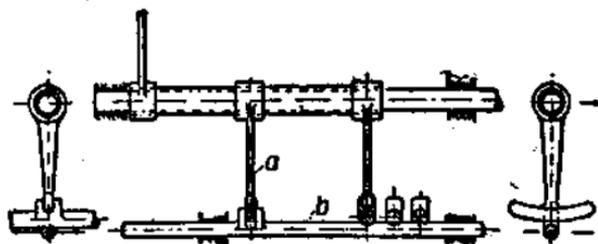


Фиг. 33. Шариковые стоперы.



Фиг. 34. Пружинный роликовый стопор.

Направление рычага параллельной кулисы (фиг. 32) встречается сейчас редко. Обычно применяется качающийся рычаг с шаровым переключением. Расположение скоростей в коробке передач стандартизировано<sup>1</sup>. Для предупреждения самопроизвольного смещения на ходу скользящих шестерен они фиксируются пружинными или иными стопорами, заходящими в выемки в стержнях вилок переключения. Различные конструкции



Фиг. 35. Рычажный сегментный стопор.

стопоров-фиксаторов показаны на фиг. 33—36. Коробки передач размещаются как можно ближе к двигателю, чаще всего объединяются с ним в одно целое — силовой агрегат. Таким путем упрощается общая сборка шасси, и отпадает необходимость в шарнирных соединениях между сцеплением и коробкой передач.

### Конструкция и расчет коробок передач

Для уменьшения шума, увеличения к. п. д. и достижения большей долговечности желательно применение широких шестерен с малым шагом, т. е. большим количеством зубьев. С другой стороны, для уменьшения веса и получения незначительных размеров шестерен желательно иметь зуб узким и шаг большим. Большой шаг и тщательное закругление зубьев шестерен на специальных станках облегчают процесс переключения скоростей. Большие зубья лучше противостоят напряжениям от толчков

<sup>1</sup> Американский и германский стандарты идентичны, см. фиг. 37.

при переключении. Большое количество зубьев при малом шаге применимо для постоянно сцепленных шестерен, которые для обеспечения бесшумности иногда снабжаются косым зубом.

### Расчет передач

Коробка передач, в зависимости от сопротивления дороги, в той или иной степени дает возможность снизить обороты двигателя и соответственно повысить крутящий момент, идущий на преодоление указанных сопротивлений.

Последовательный переход с одной передачи на другую в направлении их возрастания (первая, вторая, третья и т. д.) представляет собой процесс разгона автомобиля. Для снижения времени разгона необходимо, чтобы двигатель, в процессе повышения скорости, работал в среднем на возможно большей скорости.

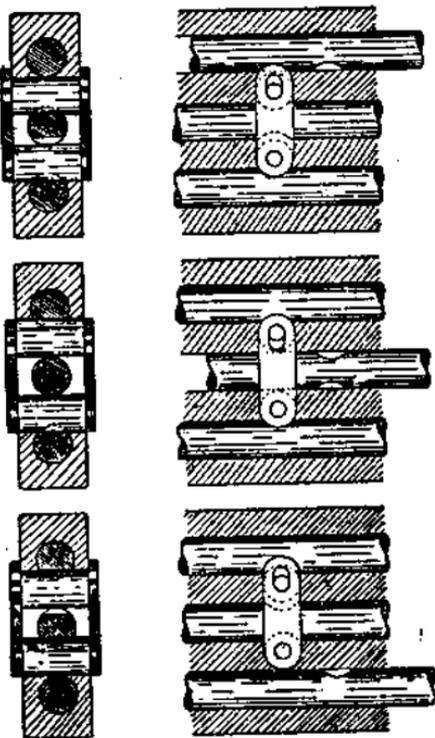
Максимальная скорость автомобиля может быть получена на некоторых максимальных оборотах  $n_{\max}$  двигателя (фиг. 38).

При разгоне автомобиля на какой-либо одной передаче обороты двигателя изменяются в пределах от некоторых  $n_1$  (начальных) до  $n_{\max}$ , с соответствующим изменением мощности двигателя от  $N_1$  до  $N_2$  (фиг. 38).

Чтобы средняя мощность двигателя при разгоне была наибольшей, необходимо разгон начинать с оборотов  $n_1$ , как можно ближе лежащих к  $n_{\max}$ . Эти минимальные начальные обороты разгона связаны с числом передач в коробке скоростей и их величинами.

Назначение  $n_1$  выполняется выбором передаточных чисел в коробке передач.

Чем больше количество передач в коробке передач, тем в меньших пределах будет меняться крутящий момент двигателя. Коробка передач, имеющая бесконечное число передач, позволит двигателю на протяжении всего разгона работать с максимальной мощностью.



Фиг. 38. Прокладчатый стопер Бюссинга.

Процесс переключения передач с изменением скорости движения и мощности двигателя графически изображен на фиг. 39.

Кривая  $N_{\max}$  представляет собой характеристику двигателя. Прямые из начала координат (I, II, III, IV) дают соотношения между скоростью автомобиля  $V_a$  и оборотами двигателя  $n$  для различных передач в коробке по уравнению:

$$V_a = 0,377 \frac{\delta \cdot R_h \cdot n}{i_0 \cdot i_k}$$

где  $i_{R_1}$  — действительный радиус деформированной ведущей поверхности в  $M$ ,

$i_0$  — передаточное число в дифференциале,

$i_A$  — то же в коробке передач.

Ступенчатая ломаная линия дает скорости на различных передачах при наиболее интенсивном разгоне автомобиля.

На каждой передаче скорость автомобиля доводится до той, которая соответствует максимальным оборотам двигателя, и затем происходит переключение на следующую передачу при постоянной скорости (горизонтальные участки ломаной линии).

Точки пересечения этих горизонтальных линий с линией передачи располагаются на некоторой линии, направление которой характеризует соотношение передач в коробке.

Вертикальная линия представляет собой геометрическую прогрессию передач.

Такое соотношение дает:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4}$$

Отсюда:

для 2-й передачи трехскоростной коробки

$$i_2 = \sqrt{i_1}$$

для 2-й передачи четырехскоростной коробки

$$i_2 = \sqrt[3]{i_1}$$

для третьей передачи четырехскоростной коробки

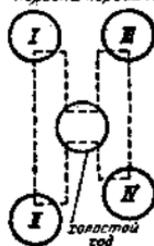
$$i_3 = \sqrt[3]{i_1}$$

Последние передачи равны единице.

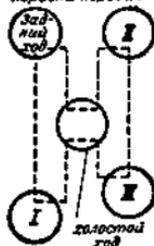
Ввиду затруднений в подборе зубьев для шестерен последние формулы точно не соблюдаются; однако, большинство автомобилей имеет соотношение передач, близкое к указанному.

Величина передаточного числа первой скорости устанавливается по соображениям:

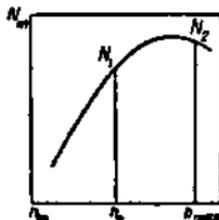
Четырех-скоростная коробка передач.



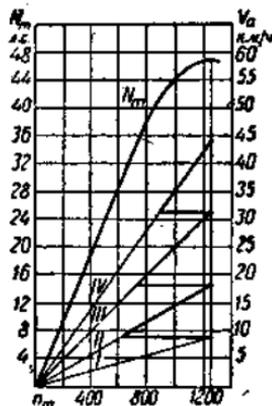
Трех-скоростная коробка передач



Фиг. 37. Стандартная схема расположения передач в коробках передач.



Фиг. 38.



Фиг. 39.

- 1) преодоления максимального сопротивления дороги и
- 2) отсутствия буксования

$$\frac{G \cdot \psi \cdot R}{\eta_m M_m i_0} < i_1 < \frac{G_2 \cdot \varphi \cdot R}{\eta_m M_m i_0}$$

или

$$G\psi < i_1 < G_2\varphi$$

где  $G$  — полный вес автомобиля в кг;  
 $\psi$  — максимальное сопротивление дороги =  $f + i$ ;  
 $i$  — подъем;  
 $f$  — коэффициент сопротивления качению;  
 $R$  — действительный радиус деформированной ведущей покрышки;  
 $\eta_m$  — механический к. п. д. трансмиссии;  
 $M_m$  — максимальный крутящий момент двигателя;  
 $i_0$  — передаточное число в дифференциале;  
 $G_2$  — вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса;  
 $\varphi$  — коэффициент сцепления дороги (0,4 — 0,5).

### Обычные передаточные числа

#### Трехскоростные коробки передач

	1-я	2-я	3-я	Задний ход
Легковые автомобили	1:3 — 1:4	1:1,6 — 1:2	прямая	1:3,5 — 1:5
Грузовики и автобусы	1:3 — 1:4	1:1,6 — 2:2	"	1:4 — 1:5

#### Четырехскоростные коробки передач

	1-я	2-я	3-я	4-я	Задний ход
Легк. автомоб.	1:3,75 — 1:4,25	1:2,5 — 1:2,75	1:1,4 — 1:1,6	прямая	1:3 — 1:5
Грузов. и автоб.	1:4 — 1:5,5	1:2,5 — 1:3	1:1,6 — 1:8	"	1:4 — 1:7

Пятая передача (у грузовиков) служит либо для получения еще большей передачи (до 1:9) либо, наоборот, для увеличения оборотов карданного вала по сравнению с валом двигателя (ускоряющая ход, мультипликатор).

### О расчете на прочность

По минимально возможному количеству зубьев шестерни (14—18) и передаточным числам коробки передач намечается количество зубьев всех шестерен коробки.

Уравнения прочности зуба (см. главу «Шестерни») определяют модуль зацепления и длину зуба для шестерни 1-й скорости.

Нагрузка этой шестерни устанавливается по максимальному крутящему моменту двигателя и количеству зубьев, участвующих в зацеплении.

Модуль определяет размер зуба и расстояние между осями валов. Последние рассчитываются на кручение от передаваемого момента и на изгиб от осевых усилий работающих шестерен.

Кроме того, валы проверяются на прогиб. Реакции опор валов от сгибающихся валов ушлипй вместе с оборотами вада позволяют подобрать подшипники.

В случае разъемных картеров, разрезанных в плоскости осей валов, шарикоподшипники устанавливаются в целых чугунных или стальных корпусах. Корпуса рекомендуется закрывать для того, чтобы осколки, случайно отскочившие при включении шестерен, не могли попасть в шарикоподшипники. Коробки передач лучше делать неразъемными с большой крышкой и размещать шарикоподшипники непосредственно в картере. Один из шарикоподшипников должен быть фиксирован от осевого перемещения под действием возникающих при переключении осевых усилий. Особого упорного шарикоподшипника, впрочем, не требуется.

Шлицевые (пазовые) валы для скользящих шестерен изготавливаются с 4, 6 или 10 пазами (шлицами).

В коробках передач, сконструированных по схемам, показанным на фиг. 29 и 30, вал В изготавливается с фланцами из одного куска. К фланцу прикрепляется на болтах закаленный зубчатый обод. Вообще рекомендуется у больших шестерен изготавливать зубчатый обод отдельно от ступицы. Это облегчает закалку обода и смену его впоследствии при ремонте.

Картеры коробки передач изготавливаются либо цельными с крышкой, либо разъемными из алюминия либо, где экономия в весе не имеет особого значения и где стремятся к удешевлению конструкции (грузовики, дешевые автомобили), из чугуна. Картеры снабжают большими смотровыми отверстиями. В самом глубоком месте помещают краник или пробку для спуска масла. В случае иногда еще применяемого раздельного крепления двигателя и коробки передач к раме коробка подвешивается чаще всего на трех точках. Подвеска, особенно у грузовиков, делается часто шарнирной для предупреждения воздействия на коробку искривлений рамы.

Рычаг переключения передач для защиты механизма от дополнительных напряжений крепят не к раме, а непосредственно к верхней части или крышке коробки передач.

## Конструкции коробок передач

### Коробки передач для легковых автомобилей

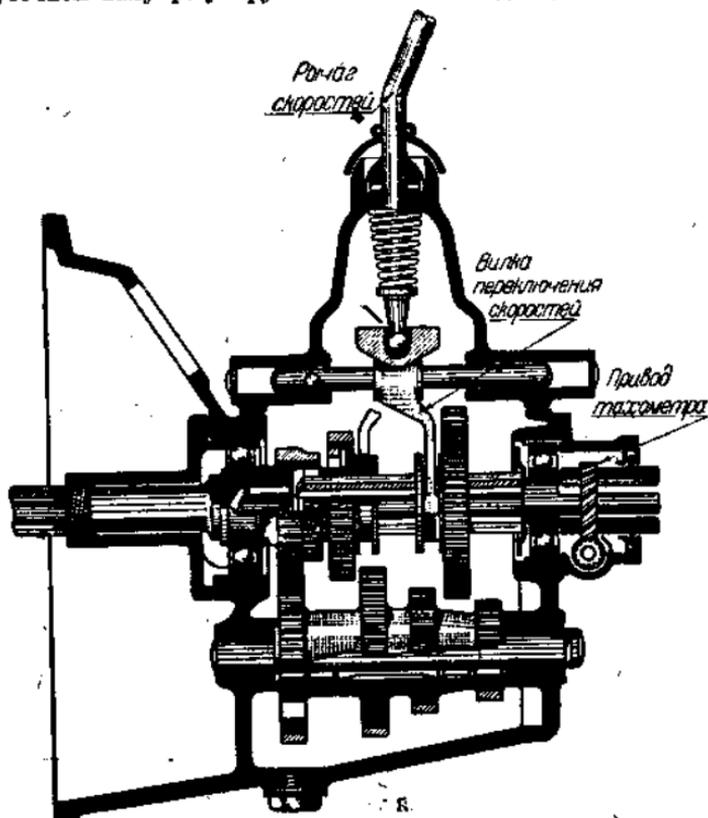
Подражание американской практике, снабжавшей мощные автомобили трехскоростными коробками передач, вывало одно время широкое распространение их применения и в Европе. Для городской езды трехскоростные коробки передач ценны возможностью скорейшего перехода с первой скорости на прямую передачу. Кроме того, трехскоростные коробки передач отличаются дешевизной, простотой и малой конструктивной длиной.

Высокие дорожные качества американских автомобилей с трехскоростными коробками могут быть объяснены еще применением двигателей с большим литражом по отношению к весу автомобиля. Кроме того, в Америке передаточные числа главной передачи берутся большими, чем в Европе.

На фиг. 40 показана обычная трехскоростная коробка передач. На фиг. 41 показана трехскоростная коробка, у которой шестерни второй передачи имеют спиральный зуб и находятся в постоянном зацеплении. Между свободно вращающимися шестернями второй и прямой передач помещена кулачковая муфта, передвигающаяся на шпонках вторичного

вала. При перемещении муфты назад она соединяется с зубчатым ободом промежуточной шестерни и тем фиксирует ее на валу. При обратном перемещении муфты таким же образом включается прямая передача. Первая скорость и задний ход включаются с помощью обычной скользящей шестерни.

Правая и левая шестерни из каждой пары шестерен со спиральным зубом имеют разный шаг. С помощью установочных гаек боковая игра промежуточной шестерни на вторичном валу и соответствующей шестерни на промежуточном валу регулируется с точностью до 0,025 мм.



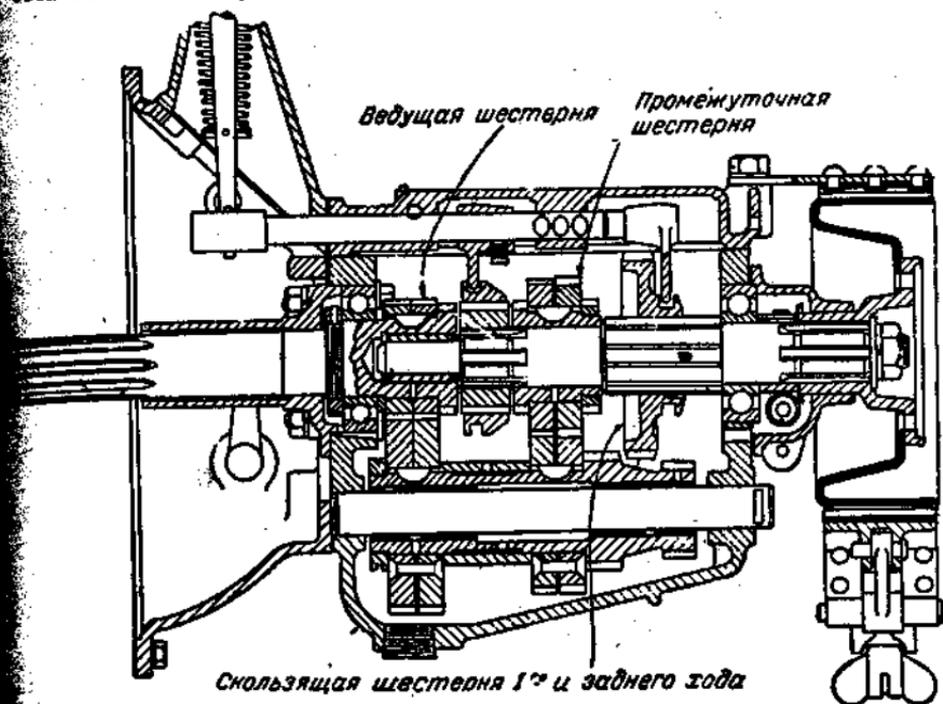
Фиг. 40. Трехскоростная коробка передач.

Трехскоростная коробка передач Студебекера (фиг. 42) имеет свободный ход. Шестерни второй бесшумной передачи имеют косой зуб. Вторая и третья передачи включаются с помощью муфты свободного хода 3. На заднем ходу и первой передаче свободный ход не работает. Осмещением муфты свободного хода совсем до конца направо или налево можно выключать свободный ход и на второй и третьей передачах, поскольку этим производится непосредственное сцепление шестерен с зубьями муфты 4.

К числу достоинств этой современной, но дорогой коробки передач относится бесшумный ход (широкие шестерни, косой зуб), отсутствие

обращии и незначительная сработка шестерен даже на тяжелой работе, например, на спусках с включенным сцеплением.

В настоящее время как в Америке, так и в Европе трехскоростные коробки вновь уступают место четырехскоростным. Как мы уже говорили, при трехскоростных коробках для предотвращения шума работы на слишком больших оборотах двигателя применялись задние мосты с высокой передачей. Крутящий момент, естественно, не в силах будет преодолевать большие подъемы. В результате потребуются частое переключение и работа на низших передачах, которая обычно сопровождается шумом и не



Фиг. 41. Трехскоростная коробка передач P10 с бесшумной 2-й передачей.

дает необходимой скорости передвижения. Отсюда — переход назад к четырехскоростным коробкам с бесшумной третьей передачей и меньшей передачей в заднем мосту.

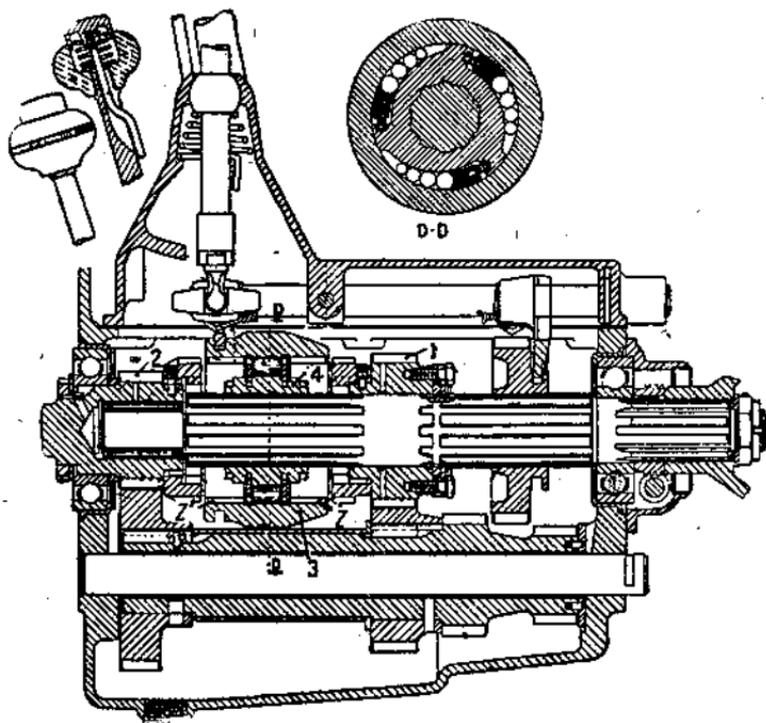
На фиг. 43 и 44 показана нормальная четырехскоростная коробка передач.

На фиг. 45 изображена современная четырехскоростная коробка передач Вернер с бесшумной третьей передачей. Включение первой и второй передач осуществляется обычным порядком — смещением скользящих шестерен I<sub>1</sub> и II<sub>1</sub> по шлицевому валу / до сцепления с шестернями I или II. Вал / кончается конусом, на который крепится центральный тормоз.

Внутренние концы валов i и a — полые. В этих полостях нарезаны внутренние зубья h, i, k. С помощью этих зубьев производится сцепление для включения, перемещаемого в продольном направлении, с валом a или валом / . В первом случае получают третью скорость, во втором случае четвертую скорость — прямую передачу.

На фиг. 46 показана еще одна интересная четырехскоростная коробка передач фирмы Джонсон.

На конце первичного вала *A* нарезана шестерня *B*, сцепленная с шестерней *C* на промежуточном валу. В довольно глубокой полости вала *A* выбраны прорези, в которых сидят шлицы вала включения *D*. На правом конце вала *D* нарезаны зубья *a* и *b*, действующие вместе с зубьями *c* как кулачковая муфта. Вся группа шестерен сидит на роликовых подшипниках.



Фиг. 42. Трехскоростная коробка передач Студебекер со свободным ходом.

Включение различных передач производится следующим порядком. Для получения четвертой передачи вал *D* смещают налево до сцепления *b* и *c*. Далее вращение передается через шестерни с внутренним зацеплением *d* и *e* на вал *F*, который будет вращаться быстрее вала двигателя (мультипликатор).

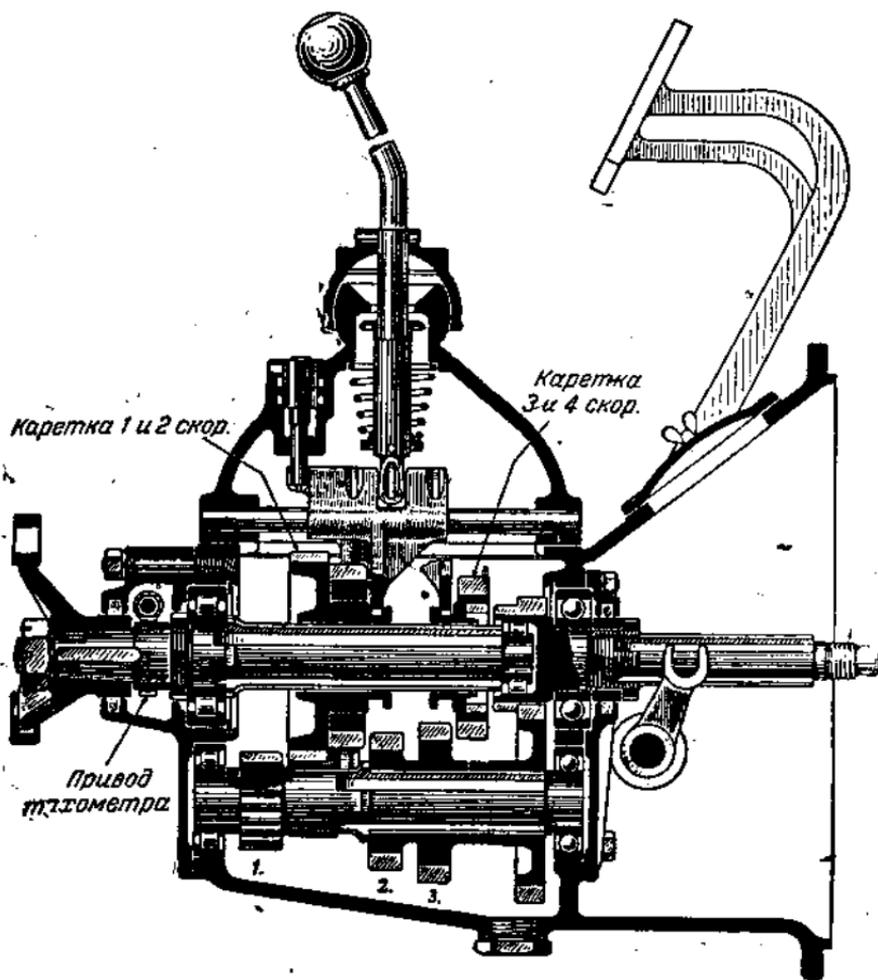
Третья передача получается смещением *D* направо до сцепления *a* с *f*. Вторая и первая передачи получаются смещением скользящих шестерен *I* и *G* до сцепления соответственно с шестернями *g* и *H*.

Задний ход получается с помощью шестерни *J* и дополнительной шестерни, не видной на разрезе, сцепляющейся с шестерней *H*.

Для улучшения смазки шестерня *I* помещена так, чтобы она забрасывала масло в кольцо *K*.

Еще одна коробка передач с внутренним зацеплением фирмы Матис показана на фиг. 47. На ведущем валу *a* имеется эксцентричная зуб-

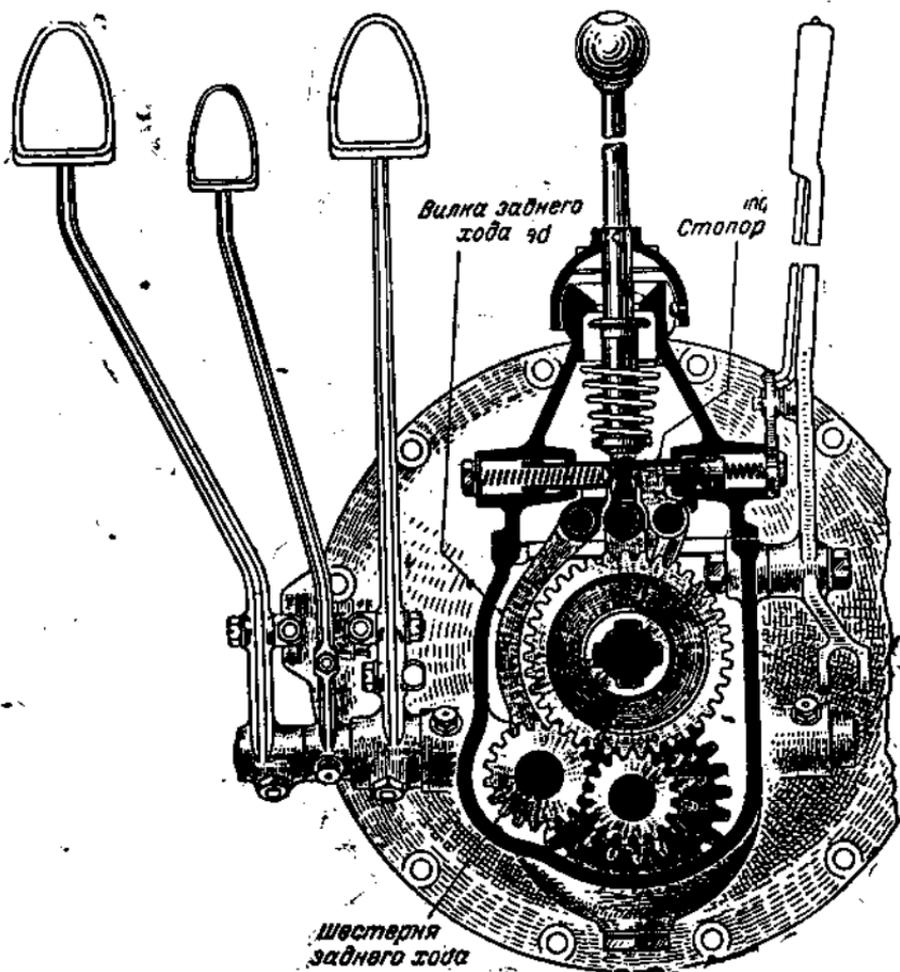
чатая втулка *b*, приводящая во вращение зубьями *c* и *d* вторую втулку *e*. На втулку *e* насажен зубчатый обод для привода промежуточного вала. Для получения третьей передачи передвигают муфту *f* налево, тогда вращение от вала *a* через *c*, *d* передается шестерне *e*. Четвертая передача получается смещением муфты *f* направо и непосредственным сцеплением ее с шестерней на правом конце вала *a*.



Фиг. 48. Нормальная четырехскоростная коробка передач. Продольный разрез.

В коробке передач фирмы Панар-Левассор (фиг. 48) с бесшумной третьей передачей ряд шестерен перенесен на промежуточный вал. Шестерни третьей передачи *a*, *b*, *d* и *e* снабжены спиральным зубом, что обеспечивает бесшумность работы даже при износе шестерен. Обе пары шестерен *a*, *b* и *d*, *e* находятся в постоянном зацеплении. Вместе с ними все время вращается промежуточный вал. Третью передачу получают

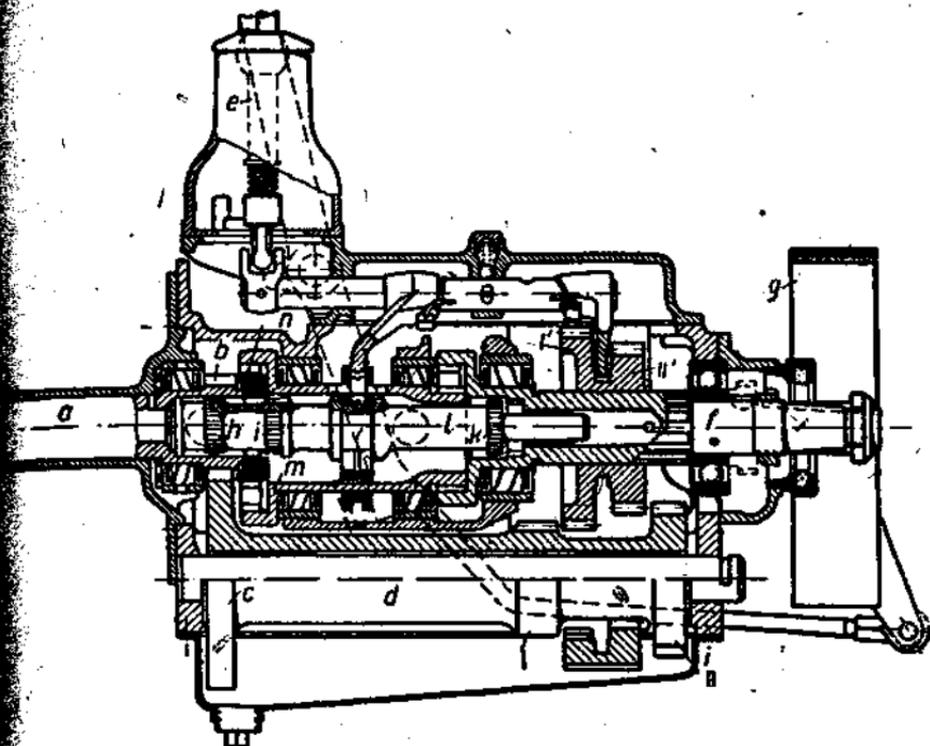
смещением шестерни *f* на промежуточном валу до сцепления срезаанной части ее зубьев с внутренней нарезкой свободно вращающейся шестерни *e*. Вторая передача получается смещением шестерни *f* направо до сцепления с шестерней *g*. Для получения четвертой передачи шестерню *h* смещают влево. Шестерня *h* снабжена пальцами *i*, которые при этом через отверстия в шестернях *g* и *d* проходят в отверстия в шестерне и тем сцепляют последнюю с шестерней *h* (фиг. 49).



Фиг. 44. Нормальная четырехскоростная коробка передач. Поперечный разрез.

В коробке передач Альфон (фиг. 45) — три передачи бесшумные. Шестерня второй, третьей и четвертой передач имеют шлифованный спиральный зуб. Эти три пары шестерен находятся в постоянном зацеплении. Включение производится с помощью скользящих муфт. Первая передача и задний ход — обычные. Для получения первой передачи

сцепляют шестерни *c* и *d* (передача около 1:2,8); для второй передачи сцепляют *e* и *f* (передача около 1:2,3); для получения третьей передачи сцепляют с помощью кулачковой муфты *l* и *p* (передача 1:1,4). Перемещение муфты влево дает четвертую прямую передачу.



Фиг. 45. Четырехскоростная коробка передач Баркер с третьей и четвертой бесшумными передачами.

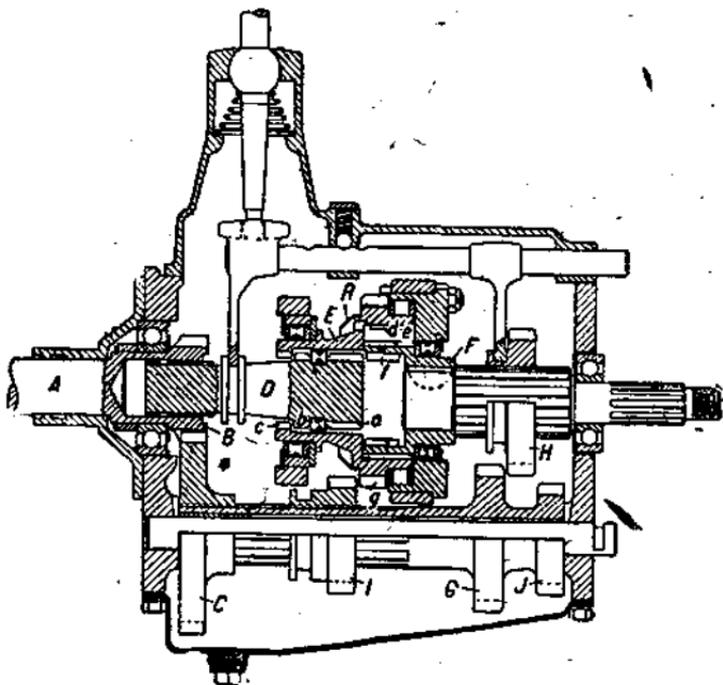
Симметричная конструкция этой коробки передач позволяет, переменяя местами шестерни третьей и четвертой передач, получить прямую передачу на месте третьей передачи, а четвертую использовать в качестве мультипликатора (см. ниже).

### Мультипликаторы и демультипликаторы

Мультипликаторы — это приспособления для сообщения заданному валу оборотов, выше оборотов вала двигателя, т. е. для увеличения скорости автомобиля при сохранении нормальных оборотов двигателя; они в настоящее время получают все большее распространение. Мультипликации осуществляется введением дополнительной пары шестерен в коробку передач (как в коробке передач Альфон) либо устройством дополнительной передачи в отдельном картере.

В передаче фирмы Альфон мультипликатор может быть включен в самую коробку передач. На фиг. 50 показана другая схема, применяе-

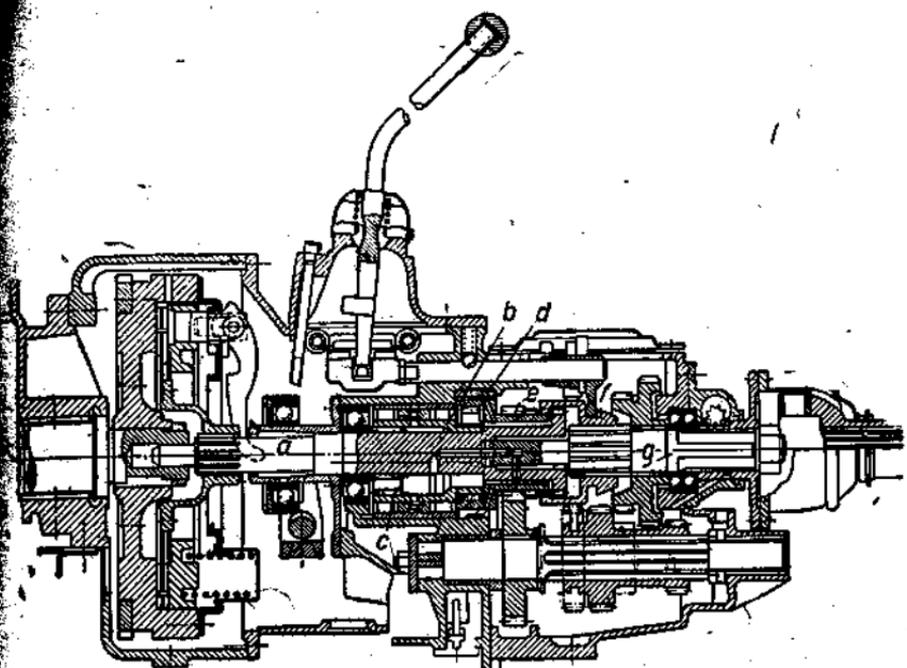
мая, например, для автобусов, работающих частично в городе, частично за городом. Здесь мультипликатор помещен в особом отделении картера коробки передач. Основная коробка А представляет собой обычную трехскоростную передачу. В части В картера отдельно помещена прямая и мультипликаторная передачи с шестернями с внутренним зацеплением. В распоряжении водителя имеется в общем шесть различных передач. При езде в городе мультипликатор включен на прямую. При езде за городом включается мультипликаторная пара бесшумных шестерен с внутренним зацеплением. При трогании с места в обоих случаях используется только основная трехскоростная передача.



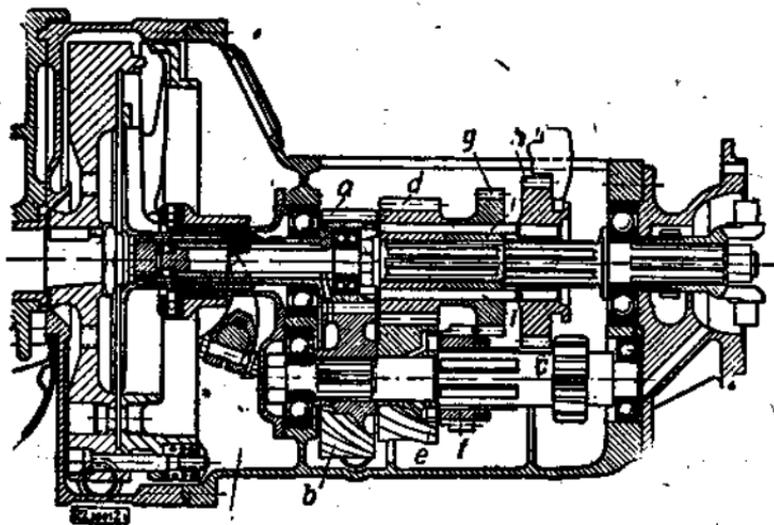
Фиг. 49. Четырехскоростная коробка передач Джонсон.

Сохранится ли осуществление мультипликации (ускоряющей передачи) с помощью бесшумных шестерен с внутренним зацеплением в будущем, — на этот вопрос дать ответ нелегко. Шестерни с внутренним зацеплением вообще дороги, и, кроме того, зубья их при настоящем состоянии техники не могут быть шлифованы. Поэтому точность шестерен с внутренним зацеплением не в состоянии достичь точности, с которой в настоящее время изготавливаются шестерни с наружным зубом. Бесшумный ход, впрочем, можно получить и с шестернями с наружным зубом, только в этом случае надо отказаться от скользящих шестерен, заменив их постоянным зацеплением, а включение осуществлять с помощью муфты. Весьма желательным представляется автоматизированное переключение мультипликатора с целью облегчения работы водителя.

На фиг. 51 показан отдельно планетарный мультипликатор автомобиля Берле. Этот мультипликатор устанавливается между коробкой передач



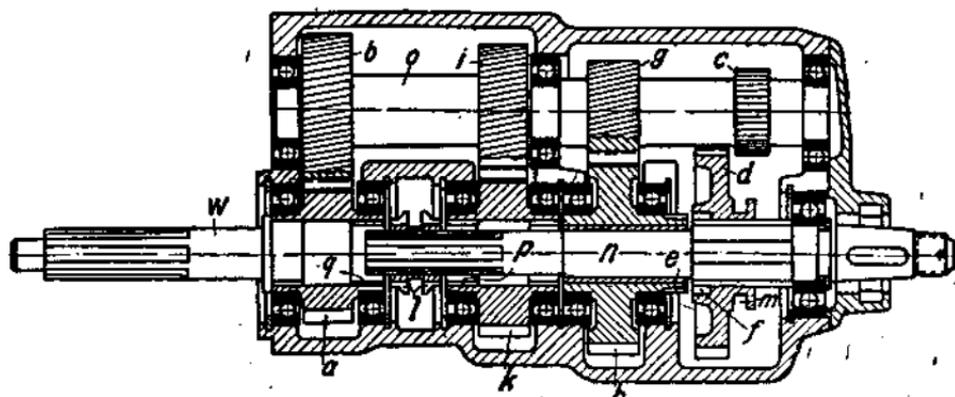
Фиг. 47. Четырехскоростная коробка передач с внутренним зацеплением Матти: *a* — вал; *b* — эксцентричная втулка; *c, d* — зубчатые обода с внутренним зацеплением; *e* — концентричная втулка; *f* — муфта.



Фиг. 48. Четырехскоростная коробка передач Папар-Левасор с бесшумной третьей передачей.

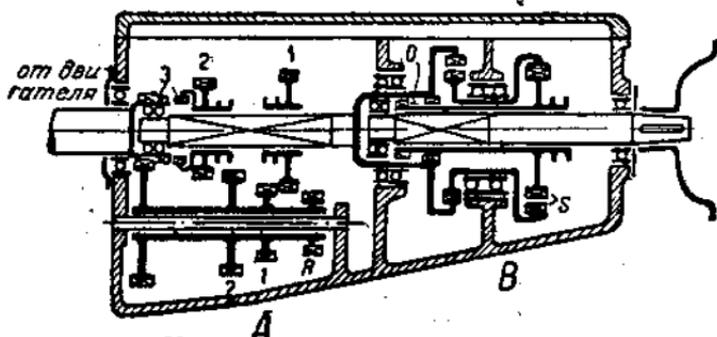
и карданным валом. С помощью шланга *a* сцепляют зубчатую муфту *b*, передающую вращение в карданному валу, либо с шестерней планетарной группы *d, e* либо непосредственно с валом коробки передач *g*. В этой коробке переключение мультипликатора не автоматизировано.

Демумльтипликатор является дополнительной передачей, выключение которой увеличивает общее передаточное число трансмиссии автомобиля.



Фиг. 49. Коробка передач Альфон.

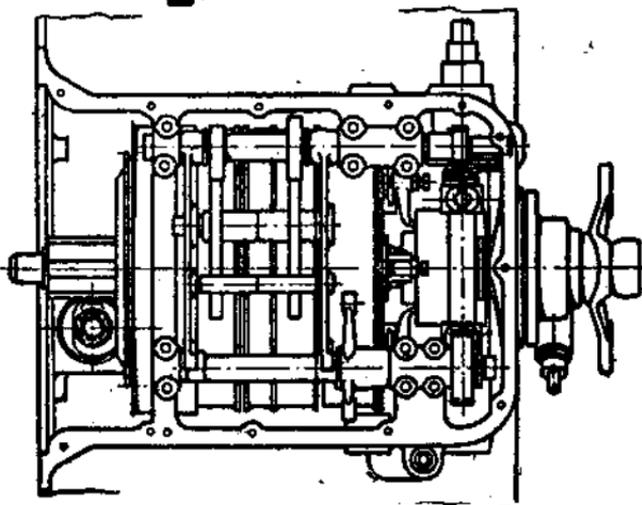
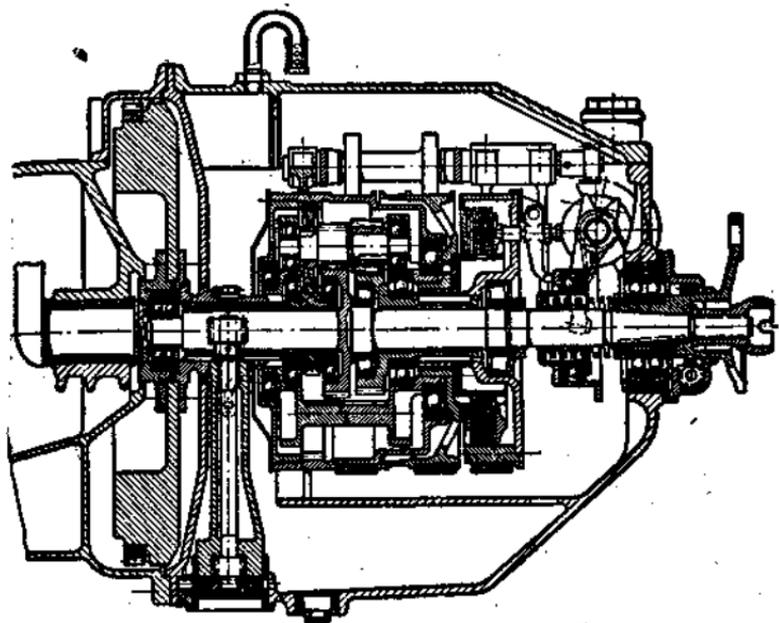
На фиг. 52 показан демумльтипликатор Майбах, который является уже полуавтоматическим приспособлением. Принцип первоначальной конструкции сохранен Майбахом и до настоящего времени, с тем только отличием, что сейчас демумльтипликатор устанавливается не в отдельном картере, как прежде, а объединяется в одно целое с основной коробкой



Фиг. 50. Схема коробки передач с мультипликатором.

передач, чем достигается довольно значительное сокращение размеров и веса всего устройства. Для переключения демумльтипликатора выжимать сцепление не нужно. Рычаг переключения действует на зубчатую муфту *M* не непосредственно, а предварительно натягивает промежуточную пружину *CA<sub>1</sub>* (сравнить с фиг. 53), под действием которой скошенные зубья муфты сцеплены с левой шестерней прямой передачи. Пружина вна-

На практике эта коробка передач дала хорошие результаты. Она дает возможность значительно более быстрого, чем при нормальных

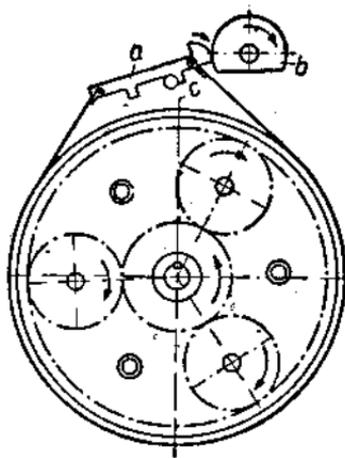


Фиг. 57. Самовыключающаяся коробка передач Пулье.

коробках передач, повышения скорости с минимальной до предельной. При езде в городе это значительно облегчает управление автомобилем. Почти все полуавтоматические и автоматические коробки построены по принципу планетарных передач.

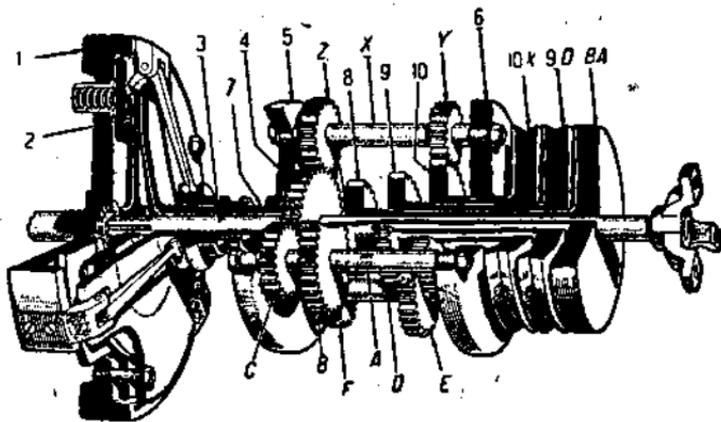
Пример планетарной передачи фирмы Фурнес, управляемый обычным рычагом переключения и педалью сцепления, показан на рис. 58 (рычаг переключения на фигуре не виден).

В маховике 1 размещено одностороннее сцепление 2 и упорный шариковый подшипник переднего конца вала коробки передач 3.



Фиг. 58. Тормозная лента коробки передач Пульс.

На валу закреплена главная шестерня 4, приводящая во вращение все остальные шестерни передачи. Диски 5 и 6 соединены тремя валиками А, D и X. Диск 5 прикреплен к втулке 7, жестко связанной с диском сцепления и с валом двигателя. На валиках А, D и X сидят две планетарных шестерни, обкатывающихся вокруг трех центральных шестерей 8, 9 и 10. Шестерни 8, 9 и 10 соединены полными валами с тремя тормозными барабанами 8А, 9D и 10X. При включенном сцеплении имеет место прямая передача от диска 2 на вал 3. Вся планетарная группа вращается при этом как одно целое, без каких-либо потерь на трение. При всех иных положениях рычага скоростей сцепление выключено. Маховик и вал непосредственного соединения не имеют. Для получения второй передачи тормозится барабан 8А и тем задерживается вращение центральной шестерни 8. Диски 5 и 6, однако, продолжают вращаться, будучи связанными с втулкой 7, вращаемой двигателем. Планетарная шестерня обкатывается вокруг шестерни 8. Шестерня С будет приводить во вращение главную шестерню 4, а с ней и



Фиг. 59. Самовключающееся сцепление Фурнес.

вал 3 (соответственно уменьшенной скоростью). Для получения первой передачи тормозится барабан 9D в шестерня 9. Шестерни E и F будут, обкатываясь, вращать шестерню 4 и вал коробки передач.

Задний ход получается торможением барабана 10X и шестерни 10. Направление вращения изменяется благодаря тому, что диаметр шестерни Y меньше, чем Z.

Величина крутящих моментов, действующих на различные тормоза, меняется в зависимости от скорости и передаточного числа. Поэтому поверхности ободов тормозных барабанов различно профилированы. Барабан 8A — плоский; на обоих остальных барабанах выбраны канавки. Торможение осуществляется колодками, охватывающими почти полностью всю окружность диска. Износ обшивки тормозных колодок компенсируется автоматически.

В последнее время некоторое применение получили коробки передач гидравлическим и электромагнитным переключением.

На фиг. 60 показана электромагнитная коробка передач Ботал, изготовляемая в Германии фирмой НАГ. В основном это — планетарная коробка, у которой передачи фиксируются не ленточными тормозами, а с помощью электромагнитных дисков. Коробка имеет три передачи вперед и одну назад.

Для включения передачи пропускается ток через соответствующее магнитное сцепление, и тем фиксируется пара шестерен соответствующей передачи. Зазор между якорем и магнитным кольцом равняется 1/2 мм.

Износ деталей магнитного включения коробки очень незначителен. При частом включении износ магнитных дисков после 50—60 тыс. км пробега не превышает нескольких десятых миллиметра. Практика показала, что смена дисков становится необходимой не ранее, чем через 100 тыс. км пробега. Ток берется из осветительной сети автомобиля. В планетарной коробке *a* на главном валу *b* сидят на концентрично расположенных ступицах шестерни отдельных передач *c*, *d* и *e*. На переднем конце вала сидит также шестерня *f*. Шестерни *c*, *d*, *e* находятся в постоянном сцеплении с планетарными шестернями, размещенными тремя группами на валиках *g*. К ступицам шестерен *c*, *d*, *e* прикреплены диски с магнитными кольцами.

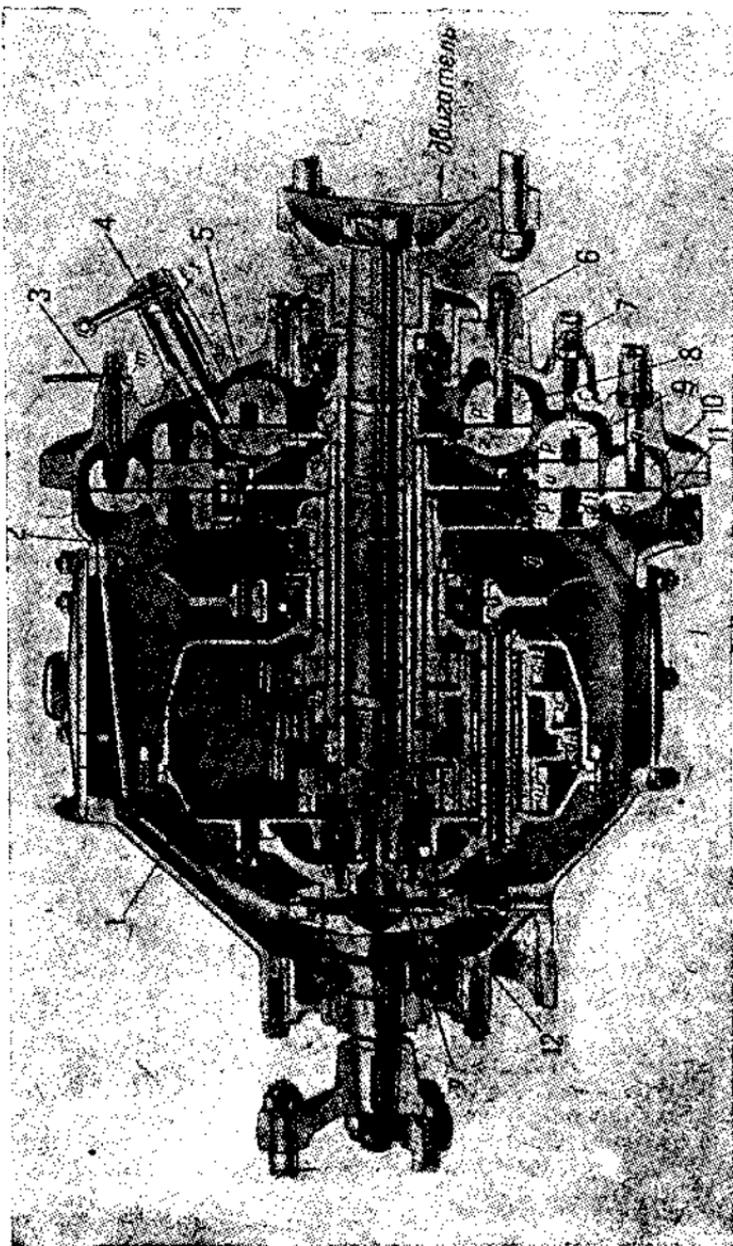
Подводка тока для первой и второй скорости и заднего хода закреплена жестко в картере в изоляторах *m*.

Подводка же тока к магнитному кольцу прямой передачи осуществляется двумя контактными трубками, работающими по изолированным скользящим кольцам *o*. Магнитные кольца направляются пальцами *q*. Зазор между кольцами устанавливается винтами *r*.

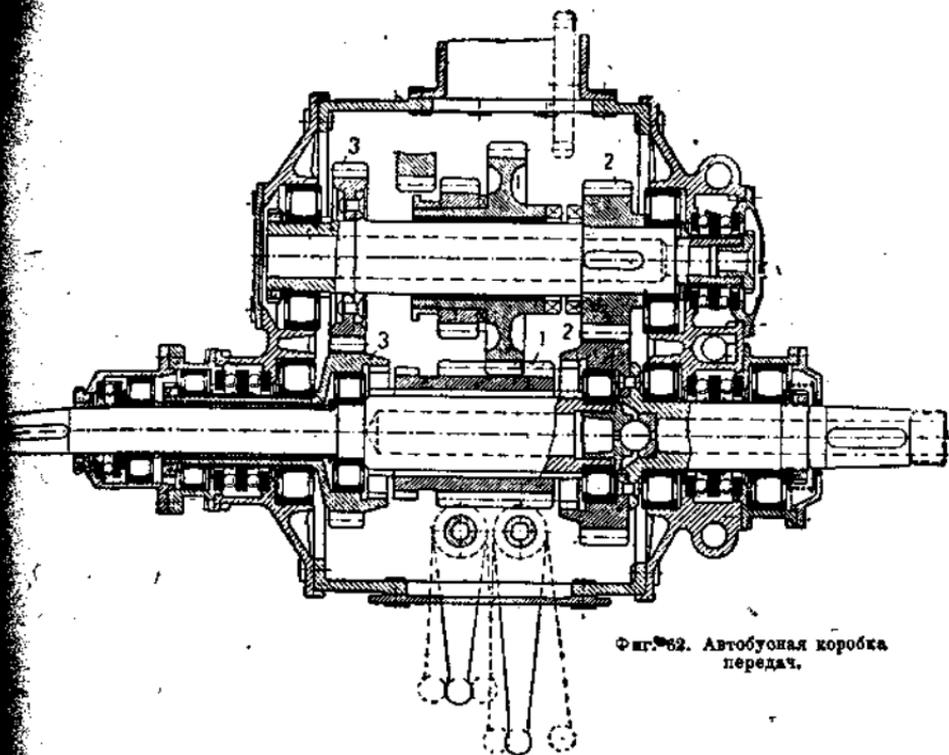
Включение отдельных передач производится следующим образом: для трогания с места водитель выжимает педаль сцепления, а потом перемещает специальную рукоятку — набратель скорости — на арматурном щитке на первую передачу и тем пускает ток в обмотку *p* магнитного кольца *r*. Кольцо притягивает якорь и фиксирует шестерню *d*. Когда водитель отпустит педаль сцепления и даст газ — планетарные шестерни, обкатываясь вокруг шестерен *v* и *w*, приведут во вращение центральную шестерню *f* (передача 1 : 2,39).

Как только скорость автомобиля возрастет, водитель, не выключая сцепления, а только сбросив газ, переводит рукоятку в положение второй скорости и этим переключает ток на магнитное кольцо второй скорости (передача 1 : 1,58). Задний ход включается таким же образом через якорь *b* и шестерни *e*, *c*, *w* и *f*. Изменение направления вращения получается за счет подбора количества зубьев шестерен заднего хода (передача 1 : 4,7).

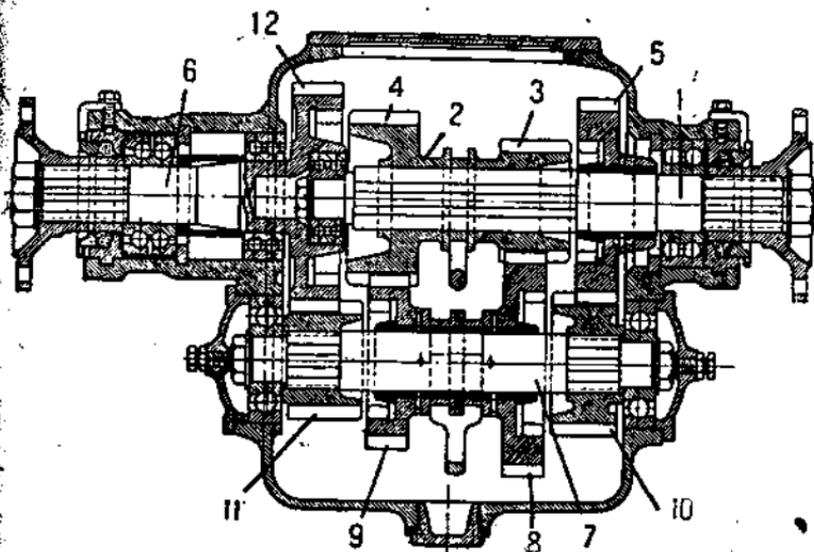
Прямая передача получается при послыске тока в обмотку магнитного кольца *d*, притягивающего к себе якорь *u* и сцепляющего шестерни *d* и *e*. Планетарные шестерни остаются неподвижными, и вся система,



Фиг. 60—61. Соединение Ветак-НАГ с электромагнитным управлением: 1—3 группы планет, шестерен; 2—подвод тока; 3—подвод тока; 4—механическое приспособление для включения 2-й передачи; 5—направляющие пальцы для магнитных колец; 6—магнитное кольцо и диск 2-й передачи; 7—утолщенные винты; 8—магнитное кольцо и диск 3-й передачи; 9—магнитное кольцо и диск 1-й передачи; 10—магнитное кольцо и диск заднего хода; 11—магнитное кольцо и диск 2-й передачи; 12—масляный впуск.



Фиг. 62. Автобусовая коробка передач.



Фиг. 63. Четырехскоростная коробка передач.

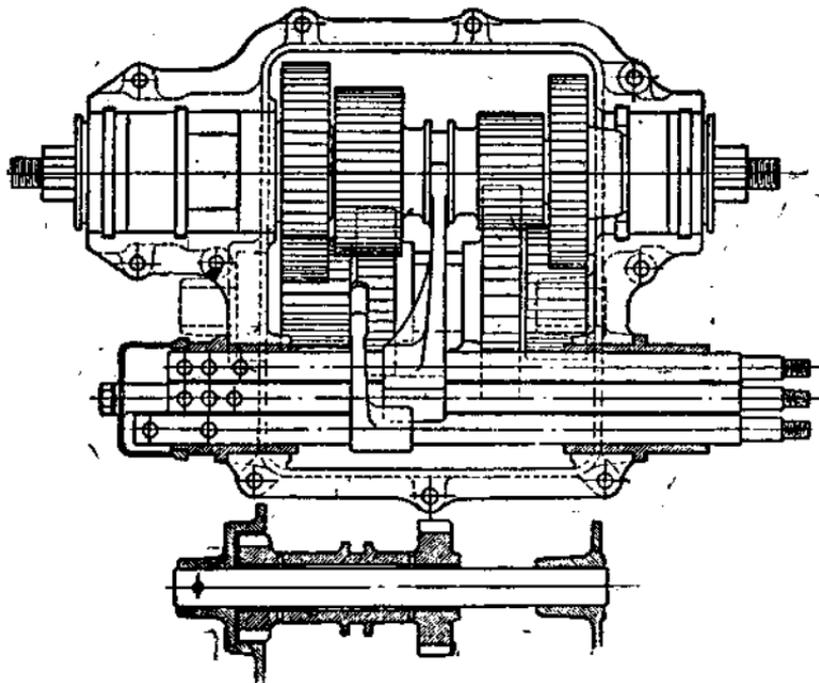
т. е. маховик, сцепление, планетарный картер, якоря *b*, *z* и *ч*, вал *b* и фланец кардана, вращается как одно целое.

На случай повреждения электрической сети предусмотрено приспособление *г*, с помощью которого можно механическим путем фиксировать якорь *z* второй передачи и таким образом иметь возможность продолжать поездку, хотя бы только на этой передаче.

Планетарный механизм помещен в круглом картере и работает в масле. Для обеспечения хорошей смазки шестерни и подшипников предусмотрен выкатываемый масляный насос.

### Коробки передач для грузовиков и автобусов

Детали коробок передач грузовиков и автобусов, работающих почти всегда и на всех передачах с полной нагрузкой, должны быть рассчитаны



Фиг. 64. Вид сверху коробки фиг. 63.

таны с большим запасом прочности. Шестерни надо брать с большим шагом, валы и подшипники — больших размеров; все органы включения должны быть высокой прочности. Наряду с чугунными картерами нередко применяются картеры коробок передач из легких сплавов высоких механических качеств. В настоящее время коробки передач у грузовиков почти всегда объединяются с двигателем в единый агрегат.

Конструктивно коробки передач грузовиков мало отличаются друг от друга. Трехскоростные коробки применяются только на легких грузовиках и автобусах, для которых в связи с частыми остановками желательно ускорить процесс переключения с первой скорости на прямую

передачу. Вообще же применяются четырех- и многоскоростные коробки передач, которые эластичнее к неравномерным и тяжелым условиям работы грузовых машин.

Многоскоростные передачи получают с помощью промежуточных двухскоростных коробок (мультипликаторов и демумльтипликаторов), включаемых между сцеплением и главной коробкой и увеличивающих число ступеней последней вдвое, или готовятся в виде цельного агрегата. В последнем случае наряду с прямой передачей обычно имеется ускоренный ход (мультипликатор).

На фиг. 62 показана специальная трехскоростная коробка компании городских автобусов Берлина. Шестерни находятся в постоянном зацеплении. Первая передача получается продвижением верхней шестерни 1 направо до сцепления ее муфты с шестерней 2. Для получения второй передачи передвигают нижнюю шестерню 1 влево до соединения со свободно вращающейся на роликах шестерней 3 и фиксирования последней на вторичном ходу коробки передач. Передача идет через шестерни 3—2—1.

Прямая передача получается смещением нижней шестерни 1 направо. Чтобы получить задний ход, верхнюю шестерню 1 перемещают влево до сцепления с шестерней заднего хода.

На фиг. 63 и 64 изображена еще одна мощная четырехскоростная коробка передач с постоянно сцепленными шестернями, отличающаяся своими малыми размерами.

На валу коробки передач сидит скользящая каретка с шестернями 4 и 5.

На первой передаче шестерня 3 вращает шестерню 8, соединенную шестерней 10. Далее привод идет через шестерни 11, 12 и на вал 6.

На второй передаче шестерня 3, соединенная с шестерней 5, передает вращение через шестерни 10, 11 и 12.

На третьей передаче шестерня 9 соединяется с шестерней 11. Вращение передается на вал 6 шестернями 4, 9, 11 и 12.

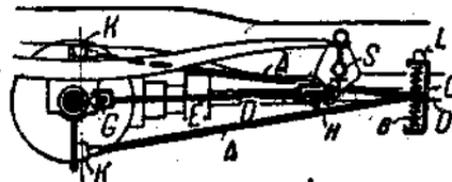
На четвертой передаче — прямой передаче — вал 1 связывается непосредственно с валом 6 через шестерню 4, соединяемую с шестерней 12.

## ЗАДНИЕ МОСТЫ

### Карданная передача

Существуют два типа автомобильных карданных передач — с двумя и одним карданом. Первый из них удовлетворяет теоретическим требованиям, предъявляемым к карданным передачам, второй в этом отношении не вполне безупречен. При наличии двух карданов перемещение подпрессоренной оси, параллельное к раме автомобиля, не влияет на равномерность вращения карданного вала. При одном кардане вращение будет неравномерным (см. главу о сцеплениях).

Величина этой неравномерности, впрочем, благодаря тому, что угол пересечения валов невелик, не достигает таких размеров, чтобы препятствовать применению передач с одним карданом.



Фиг. 65. Задний мост с реактивной штангой.

В случае применения двух карданов следует принять меры к восприятию реакций вращения и торможения, а также толкающих усилий колес. Чаще всего и то и другое падает на рессоры, передний конец которых в этом случае подвешивается к раме на пальце без серьги. Рессора по середине жестко крепится к оси. Карданы должны допускать изменение длины валов при прогибе рессоры под различной нагрузкой автомобиля.

Реакции вращения и торможения могут восприниматься особой штангой, прикрепленной к оси и шарнирно связанной с рамой. Рессоры в этом случае крепятся к заднему мосту также шарнирно (фиг. 65). На легковых автомобилях такая конструкция в настоящее время не применяется.

В случае передачи с одним карданом к заднему мосту крепится труба, которая шарнирно связывается с рамой. Труба воспринимает реакции вращения и торможения и толкающее усилие колес.

Картеры задних мостов иногда штамуются из стали, в других случаях отливаются из стали или ковкого чугуна, иногда отковываются.

### О расчете заднего моста

Передача с двумя карданами и штангами, воспринимающими скручивающее усилие (чисто статически):

а) Карданы и валы подвергаются нагрузке только крутящим моментом  $i_1 \cdot M_d$  (давление на поверхность шипов кардана максимум 80—90 кг/см<sup>2</sup>; шипы, кроме того, работают на изгиб). При быстрой езде по неровной дороге длинные карданные валы под действием собственного веса легко прогибаются (опасность критических вибраций!). Уве-

значения длины карданных валов следует поэтому по возможности избегать.

Расчет ведут обыкновенно по первой передаче коробки передач.

б) Штанги воспринимают и передают на раму наибольший крутящий момент  $i_1 \cdot M_d$ .

Расчет рессор должен быть таков, чтобы штанги поддавались только при превышении  $i_1 \cdot M_d$ . Напряжения в штанге зависят от конструкции (иногда чистый изгиб, иногда сжатие и растяжение) (фиг. 66). Шлип крепления штанги к картеру заднего моста работает, главным образом, на изгиб.

в) Задние рессоры должны воспринимать толкающие усилия задних колес (по  $0,5 Q_\mu$ )

Они должны быть проверены расчетом на продольный изгиб.

г) Задний мост на протяжении между подушками рессор должен противостоять двум изгибающим моментам:

моменту от веса автомобиля:

$$M_1 = \frac{Q}{2} \cdot a$$

( $a$  — расстояние от точки опоры колеса до подушки рессоры) и моменту толкающего усилия осей:

$$M_2 = \frac{Q}{2} \mu a$$

( $\mu$  — коэффициент сцепления колеса с почвой).

Обе силы действуют в плоскости колес на одинаковом плече  $a$  перпендикулярно друг к другу.

Сумма моментов дает:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

Обозначим вес заднего моста с соответствующей частью веса штанги и карданного вала через  $G$  (кг). При нашем расчете мы должны учесть этот вес в размере приблизительно  $0,75 G$ , сведенном к середине заднего моста.

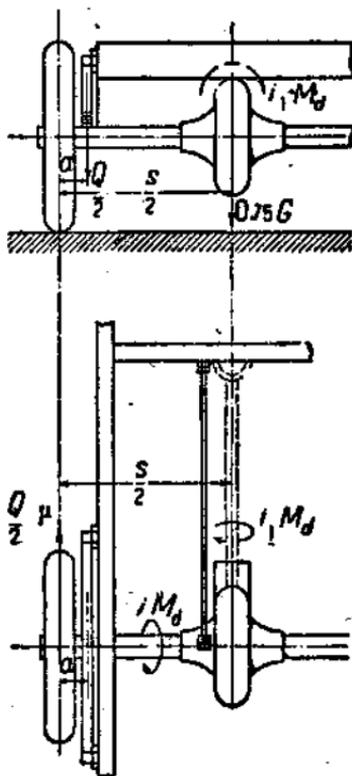
Наибольший изгибающий момент от него будет:

$$M_3 = 0,75 G \cdot \frac{s}{4}$$

( $s$  — колея автомобиля), действующий в середине и в том же направлении, что и  $M_1$ .

Опасное сечение лежит в середине заднего моста. Задний мост по всей своей длине должен противостоять также максимальному крутящему моменту  $i_1 \cdot M_d$ . Через задний мост обыкновенно передаются на штанги тормозные реакции.

Кроме того меньший по величине крутящий момент  $i_1 \cdot M_d$ , действующий в плоскости, перпендикулярной заднему мосту, стремится разгру-



Фиг. 66. Схема нагрузки заднего моста.

вить одно из задних колес и увеличить нагрузку другого, что в известной мере влияет на изгибающий момент от веса автомобиля. Одно время этому крутящему моменту уделяли много внимания, считая, что односторонняя разгрузка колес является причиной склонности к боковому заносу, наблюдающейся у автомобилей с карданной передачей. Однако, опыты показали, что неравномерность нагрузки по этой причине не превышает 1—2% от общей нагрузки колес. Столь малые величины имеют для расчета прочности заднего моста слишком небольшое значение, чтобы их вообще нужно было учитывать.

д) На поперечные валы (полуоси) при нормальной конструкции заднего моста должна действовать только половина максимального крутящего момента:

$$\frac{1}{2} \cdot i \cdot M_d = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot k_d.$$

В тех случаях, когда все усилия воспринимаются рессорами, на них помимо толкающего усилия падает еще изгиб под действием крутящего момента, в других случаях воспринимаемый штангами. Крепления рессор к оси должны быть тогда особенно прочными, а сами рессоры — сильней.

### Передача с одним карданом

Приведенные выше расчеты претерпевают некоторые изменения:

- а) — не меняется;
- б) — отпадает ввиду отсутствия штанг;
- в) — отпадает, так как задние рессоры не воспринимают толкающих усилий.

Вместо б) и в) имеем:

б<sub>1</sub>) Толкающую трубу, передающую наибольший крутящий момент  $i \cdot M_d$  и наибольшее толкающее усилие  $Q$  на раму. Оба влияния сказываются прежде всего нагрузкой шарнирной опоры трубы на раме. Напряжения от крутящего момента значительно уменьшаются благодаря большой длине трубы. Во всяком случае опора (две шаровые поверхности, скользящие друг по другу) должна иметь достаточно большие поверхности скольжения (давление 50—60 кг/см<sup>2</sup>) и хорошо смазываться. При подвеске трубы к раме на вилке с двумя штипами поверхности скольжения меньше. Впрочем трение в подвеске трубы не оказывает значительного влияния на ход автомобиля.

Карданный вал должен иметь возможность продольного перемещения.

Толкающая труба подвергается наибольшим напряжениям на продольный изгиб и сжатие, а в месте крепления к раме она работает под действием максимального крутящего момента главным образом на изгиб. Нагрузке крутящим моментом  $i \cdot M_d$  толкающая труба не подвергается.

г) Характер нагрузки заднего моста при одном кардане значительно менее благоприятен, чем при наличии двух карданов.

Моменты  $M_1$  и  $M_2$  сохраняют то же значение. Действуя в одном и том же направлении, они суммируются. В опасном сечении в середине оси, кроме того, действует момент толкающего усилия оси, равняющийся

$$M_2 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{s}{2}$$

Помимо полученного таким образом суммарного изгибающего момента:

$$M = \sqrt{(M_1 + M_2)^2 + M_{d_2}^2}$$

должен быть также учтен, как и прежде, максимальный крутящий момент  $i \cdot M_d$ , действующий при торможении на весь картер заднего моста, д) — не меняется.

Эти данные могут также применяться для задних мостов, отличных от приведенных типов. Они дают общие указания об основных нагрузках, которые должны быть учтены при расчете заднего моста.

При крещении колеи непосредственно к полусоям последние должны быть проверены на нагрузку от толчков, вызываемых неровностями дороги.

На чисто статических нагрузок при карданном приводе следует учитывать еще повышечные давления колес под действием неровностей дороги. Опыты показали, что при скорости в 25 км/час толчок колес автомобиля о препятствие вышиной 25 мм дает нагрузку, превышающую в 7 раз статическое давление колеса (для грузопня).

В случае снабжения колес пневматиками высокого давления максимум толчка превышает статическое давление колеса в 1,75 раза, а при применении баллонов — в 1,3 раза.

(Данные для расчетов см. в главе о передних осях. Указанные там напряжения должны быть изменены пропорционально большей нагрузке задних колес.)

Допустимое напряжение в материале не должно превышать для стали (не легированной) 1000 кг/см<sup>2</sup>. Для быстрокордных автомобилей рекомендуется применение улучшенной никелевой стали и тогда допустимое напряжение (в зависимости от сорта стали) до 1500—2000 кг/см<sup>2</sup>.

Карданный вал, соединяющий коробку передач с задним мостом, работает, в особенности у легковых автомобилей, на высоких оборотах. Карданный вал следует поэтому проверить на критические обороты. Область критических оборотов не должна совпадать с теми оборотами карданного вала, на которых он часто и долго работает. Карданные валы обычно изготавливаются из стальных труб с большим наружным диаметром и малой толщиной стенок.

Критические обороты  $n_k$  находятся по формуле:

$$n_k = 5,56 \sqrt{\frac{g \cdot E \cdot J}{G \cdot l^3}}$$

где  $l$  — расстояние между подшипниками;

$G$  — вес вала на единицу длины;

$E$  — модуль упругости;

$J$  — момент инерции сечения вала

Критические обороты могут быть также найдены непосредственно по формуле:

$$n_k = 300 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

где  $f$  — стрела прогиба под действием собственного веса.

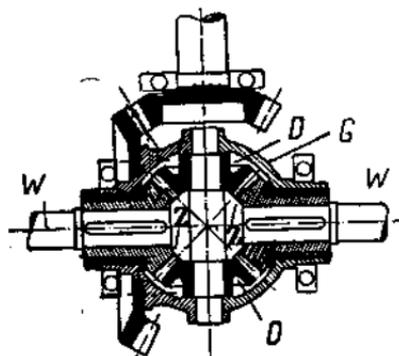
Карданные валы высокооборотных двигателей должны быть в целях обеспечения спокойной работы трансмиссии автомобиля хорошо динамически сбалансированы.

### Дифференциал

Дифференциал распределяет ведущее усилие поровну между обоями колесами и одновременно с этим дает возможность последним иметь разные обороты.

Схема дифференциала показана на фиг. 67.

Чашка дифференциала приводится во вращение от карданного вала с помощью пары конических шестерен или червячной передачи. Крутящий момент от карданного вала распределяется равномерно через



Фиг. 67. Схема дифференциала.

свободно вращающиеся дифференциальные конические шестерни  $D$  (сателлиты) на сцепленные с ними шестерни полуосей. Сателлитов бывает обыкновенно два, три или четыре. Распределение усилий остается равномерным и тогда, когда полуоси, на которых сидят ведущие колеса, вращаются с различной скоростью. В некоторых случаях действие дифференциала является вредным, например в тех случаях, когда одно из колес приподнимается на воздух или буксует на скользкой почве. У грузовиков с большими тяговыми усилиями это сказывается наиболее резко. Дифференциалы некоторых грузовиков поэтому иногда

снабжаются стопорами, заклиниваемыми между полуосями и связывающими обе полуоси в одно целое (блокировка дифференциала).

Чаще всего применяются дифференциалы с коническими шестернями, реже — с цилиндрическими. Известна еще конструкция шарового дифференциала Фитшера (см. дальше).

### Расчет дифференциала

Место, предназначенное для размещения дифференциала, обыкновенно очень ограничено. Средние радиусы конических шестерен дифференциала и модуль можно по этому считать заданными величинами. Напряжение конических шестерен и валов дифференциала достигает максимума при развитии двигателем полного крутящего момента и включения высшей передачи коробки передач, а также при торможении с помощью трансмиссионного тормоза, когда оба колеса начинают скользить. Последний случай является при невыгодных условиях самым неблагоприятным, дающим наибольший крутящий момент.

Крутящий момент, если принять коэффициент сцепления между колесами и дорожной одеждой равным  $\mu$  и если считать, что на ведущие колеса падает нагрузка в 80% от веса груженого автомобиля, равняется:

$$M_d = 0,36 \cdot Q \cdot r,$$

где  $Q$  — вес груженого автомобиля;  
 $r$  — радиус ведущего колеса.

Максимальное давление зуба равняется при непосредственном соединении дифференциала с ведущими колесами:

$$P = \frac{0,36 \cdot Q \cdot r}{2R},$$

где  $R$  средний радиус начальной окружности полуосевой шестерни.

При наличии дополнительной передачи между ведущими колесами и дифференциалом величина  $P$  должна быть помножена на передаточное число. При расчете ввиду значительности действующих усилий и огра-

ичности места следует принимать во внимание все находящиеся в зацеплении зубья и считать, что  $P$  распределяется равномерно на все зубья. Тогда в основу расчета кладется давление на зуб:

$$P_z = \frac{P}{a},$$

где  $a$  — количество сателлитов в дифференциале.

При расчете шестерен на прочность можно считать для очень хорошей легированной и цементированной стали  $k = 4000-6000 \text{ кг/см}^2$ .

Шестерни должны изготавливаться с корригированным или укороченным зубом, так как допустимое количество зубьев в шестернях очень ограничено.

### Конструкции дифференциалов

Чашки дифференциалов делаются либо разрезными в плоскости осей сателлитов либо цельными (если сателлитов только два). Для уменьшения размеров и предупреждения возникновения односторонних нагрузок на полуоси, сателлитов ставят обыкновенно не один, а две, три или четыре штуки. Чашка дифференциала обыкновенно устанавливается на шариковых подшипниках.

В дифференциалах с коническими шестернями осевые усилия воспринимаются иногда упорными шарикоподшипниками. Шестерни и валы изготавливаются так же, как в коробках передач, из высококачественной легированной стали. Конические шестерни цементуются.

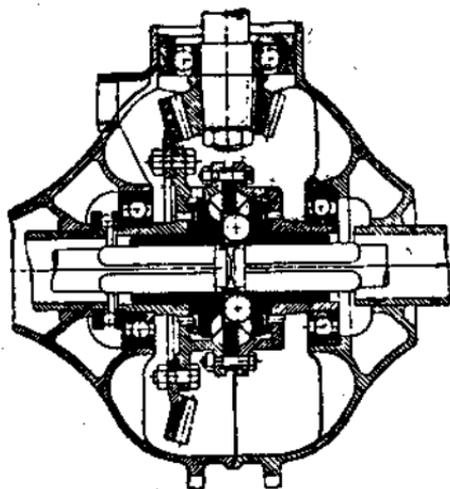
Упомянутый выше особый вид дифференциала Фишера (фиг. 68) состоит из двух фасонных цементированных хромоникелевых корпусов с тщательно на специальных станках отшлифованными поверхностями. По этим кривым работают стальные шарики, сидящие в цементированной шлифованной плите. Этот дифференциал отличается большой простотой конструкции и самоблокировкой, проявляющейся тогда, когда сила сцепления задних колес с землей различна.

С помощью дифференциала Фишера во вращение приводится то из колес, сцепление которого с землей больше. На повороте скорости внутренних и наружных колес автомобиля различны. Шары дифференциала давят на фасонные поверхности корпусов и разжимают их в стороны, прижимая к фрикционным дискам и передавая с помощью возникающего при этом трения крутящий момент двигателя на задние колеса.

### Полуоси

Типы полуосей задних мостов в зависимости от способа установки колес бывают следующие:

1) Колеса сидят на двух шарикоподшипниках непосредственно в картере заднего моста — разгруженная (плавающая) полуось (фиг. 69).



Фиг. 68. Шариковый дифференциал Фишера.

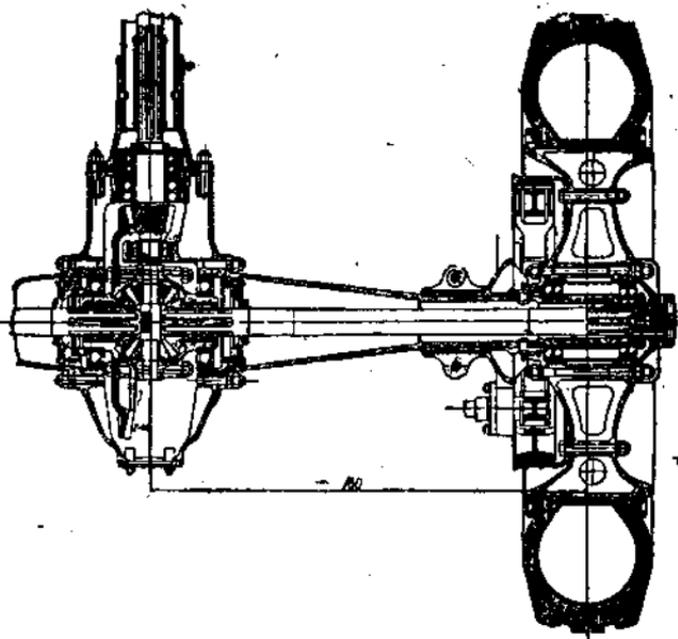
2) Колеса сидят на одном шарикоподшипнике непосредственно в картере заднего моста — полуразгруженная полуось (фиг. 70).

3) Колеса сидят на полуосях, лежащих в шарикоподшипнике в картере оси (фиг. 71—73) — неразгруженная полуось.

В первом случае полуоси свободны от напряжения на изгиб и работают только на скручивание.

Во втором случае полуоси работают на скручивание и частично на изгиб.

В третьем случае полуоси воспринимают полностью все скручивающие и изгибающие усилия.



Фиг. 69. Разгруженная (плавающая) полуось для грузовика.

В зависимости от типа карданной передачи различают также:

1) привод с двумя карданами — карданы допускают продольное перемещение карданного вала;

2) привод с одним карданом с толкающим шаром или вилкой.

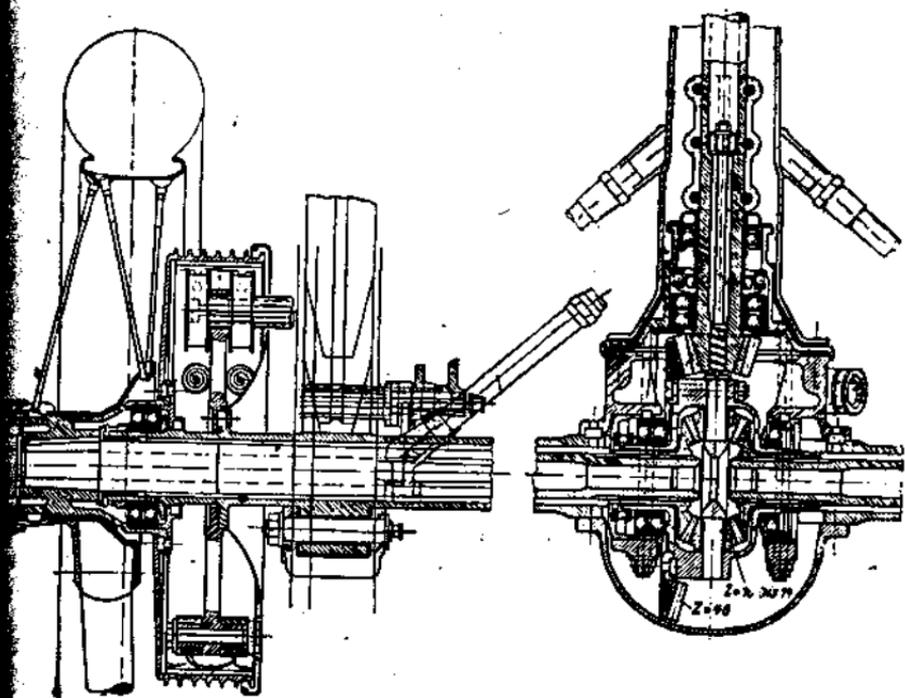
Обычно применяют толкающую трубу или две штанги (скручивающие штанги), соединенные с рамой шаровыми пальцами и передающие толкающее усилие непосредственно на раму. Часто, впрочем, все усилие воспринимается рессорами.

Малая ведущая коническая шестерня главной передачи снабжается подшипниками с обеих сторон только у тяжелых грузовиков (фиг. 69). Обычно она устанавливается так, как показано на фиг. 70, 72 и 73.

На фиг. 74 показан так называемый Баджо-мост, применение которого дает возможность собирать весь механизм вне картера, а потом

в собранном виде устанавливать на место. Картер изготавливается обычно штамповкой или сваркой из листовой стали (для мощных грузовиков миллиметров 5—6)

Применение для главной передачи конических шестерен с гипоидным зацеплением позволяет значительно снизить центр тяжести всего автомобиля (привод ниже оси заднего моста, фиг. 75). При гипоидной передаче вся трансмиссия, а вместе с тем и рама лежат ниже, чем у задних мостов с нормальной конической главной передачей. К числу дальнейших преимуществ гипоидной передачи относится еще то, что диаметр



Фиг. 70. Полуразгруженная полуось Мерседес.

ведущей шестерни увеличивается на 20—30% по сравнению с обычной конической шестерней, благодаря чему для того же давления зуба можно иметь меньшее количество зубьев. Размеры коронной шестерни уменьшаются.

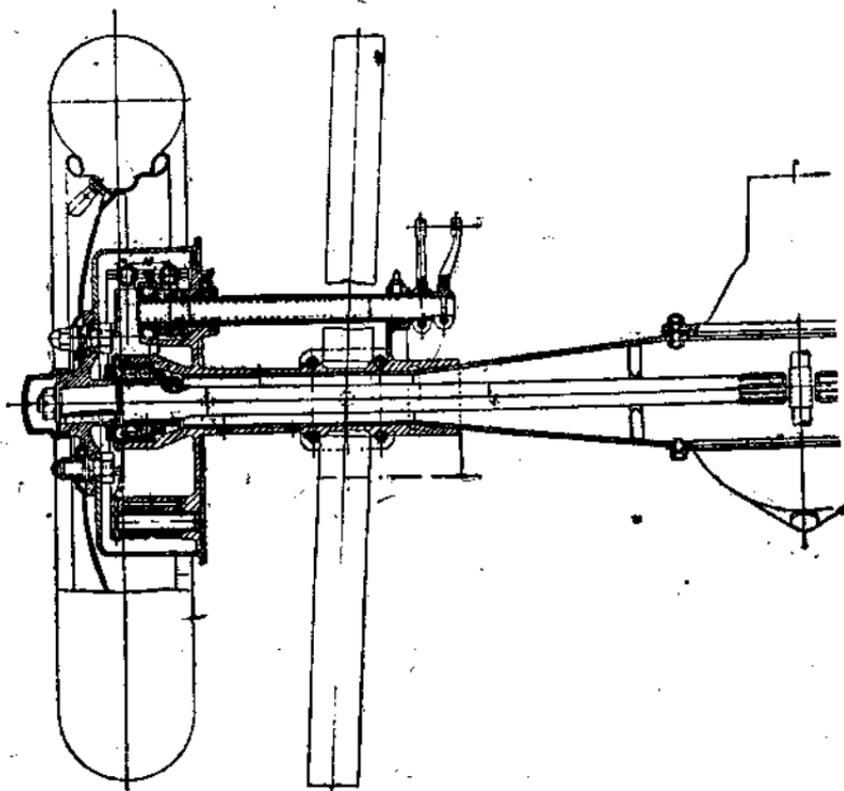
Касательные и осевые давления и суммарное давление на зуб падают процентов на 8—15. При тех же размерах коронной шестерни, какие требуются для обычной передачи 1:5, гипоидная передача может быть доведена до 1:10.

Шестерни отличаются спокойным ходом. Стоимость изготовления такой передачи не превышает расходов по производству других конических шестерен.

## Конструкции задних мостов

### Задние мосты с отделением несущих осей от приводных

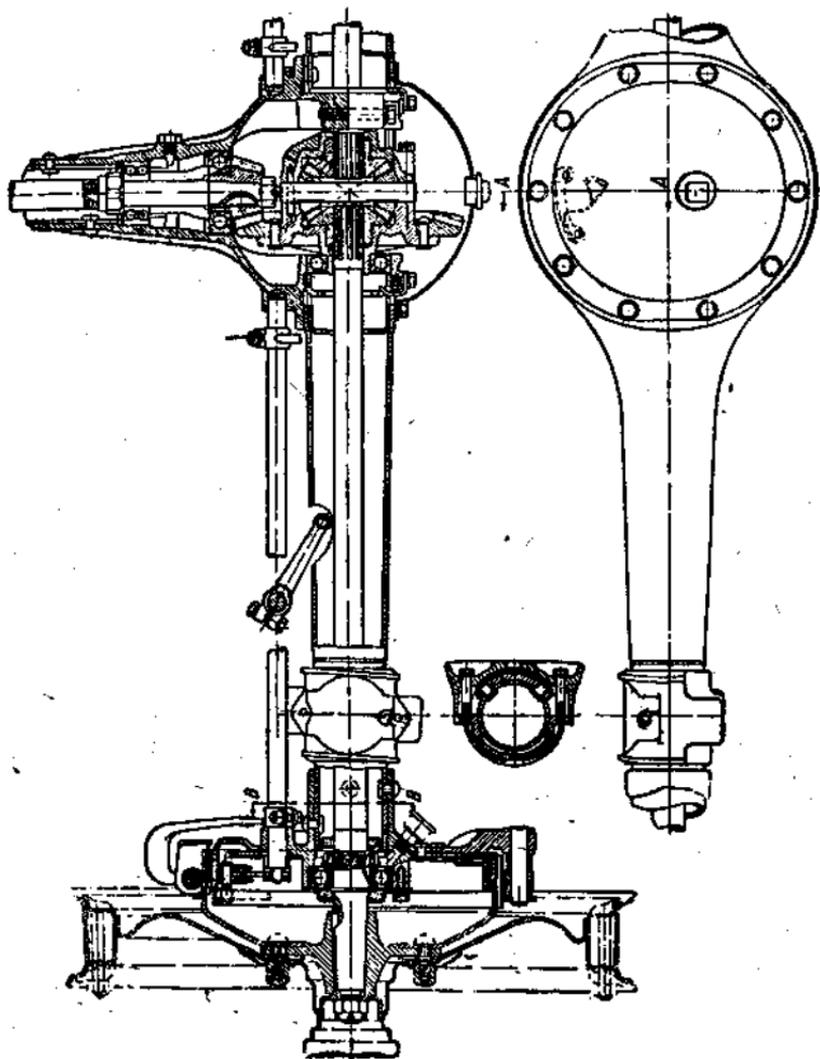
Отделение приводной оси от несущей достигается применением шестерчатой передачи у колес. Такая конструкция в то же время позволяет получить большую суммарную передачу в заднем мосту. На фиг. 76 штампованная ось имеет посередине выемку для установки картера зад-



Фиг. 71. Полуось Фетомея.

него моста. На концах осей сидят диски тормозов. В рассверлованные торцы несущей оси запрессованы шпиндели колес. Между прочим, такая конструкция позволяет изготовлять шпиндели из особо высококачественной стали и облегчает их обработку. Картер заднего моста либо делается составным (по вертикали) либо цельным (особенно рекомендуется для тяжелых грузовиков). В последнем случае сзади он делается открытым и снабжается крышкой.

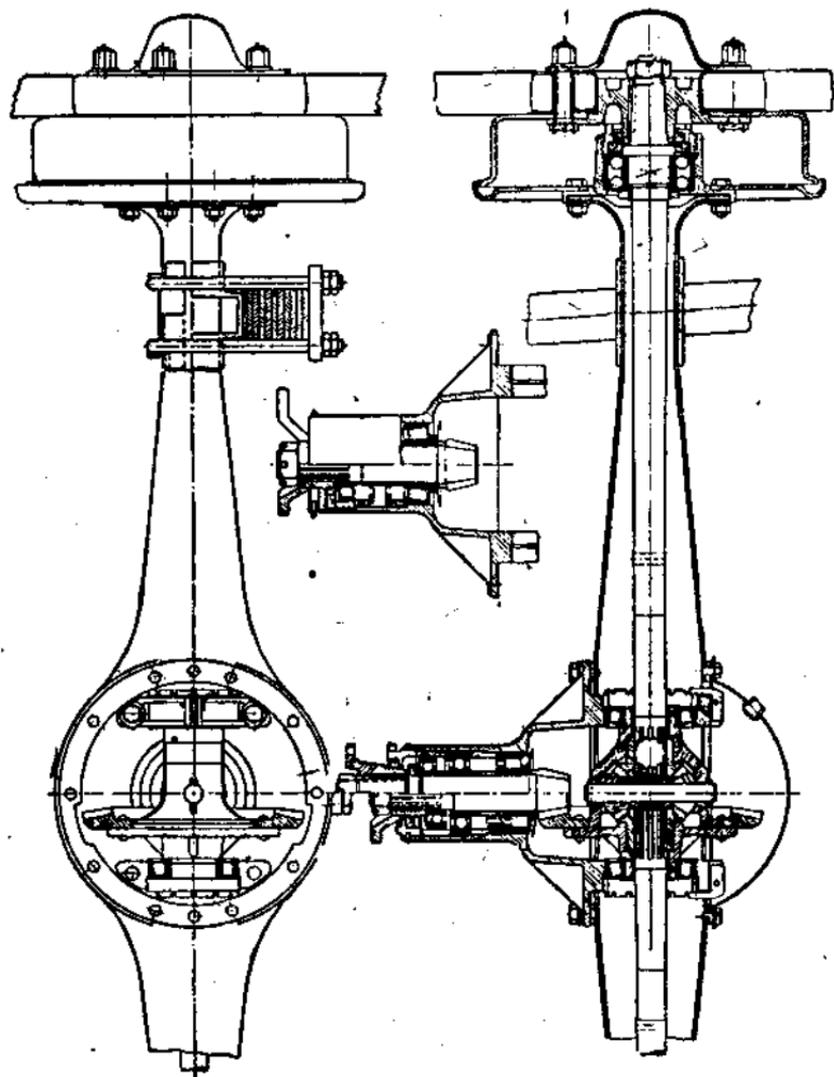
Ступица колеса снабжена ободом фланцем, к которому болтами притянут зубчатый обод с внутренним зацеплением. Маленькая ведущая шестерня сидит на конце полуоси. Легкие трубчатые кожухи ведущих по-



Фиг. 72. Задний мост Шевроле.

луосей прикреплены с одной стороны к картеру заднего моста, а с другой стороны всажены во втулку в тормозном диске, закрепленном на ведущей оси.

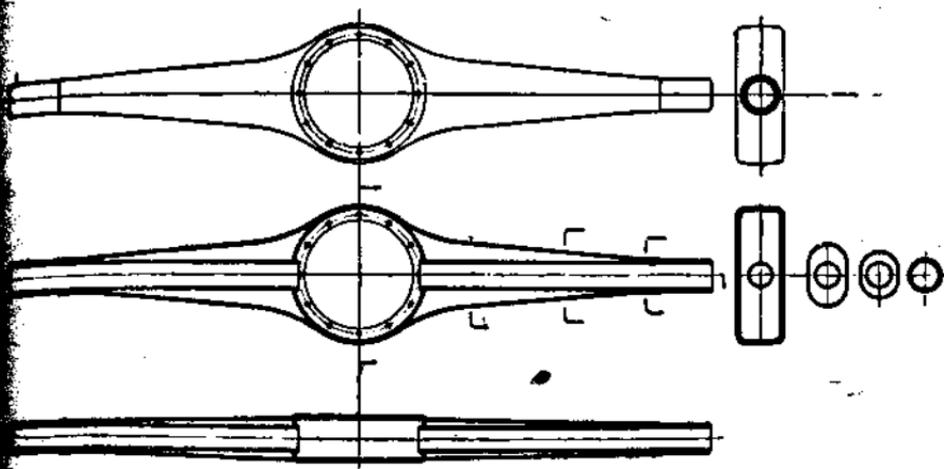
Суммарная передача такого заднего моста колеблется от 1:6 до 1:8. Передача на колесах работает в закрытых коробках, наполненных смазкой. Для предупреждения попадания масла на окружающую тормозного



Фиг. 78. Задний мост Стейер.

барабана бортик тормозного диска заходит под борт зубчатого обода привода. В канавке тормозного диска, врезанной в борт, сидит разрезное уплотняющее металлическое кольцо.

На фиг. 77 показан задний мост с раздельными несущими и приводными осями низкорамного автобуса Рено. Верхний край заднего моста отстоит от уровня земли только на 605 мм. Просвет у середины кар-



Фиг. 74. Бандже-мост.

тера равняется 200 мм. Передача на колесах сидит в масло- и пыленепроницаемых корпусах. Суммарная передача равняется 1:7,5. Подшипники стоят по обеим сторонам шестерен, что способствует спокойной работе.

Вес неподрессоренных масс таких мостов весьма велик.

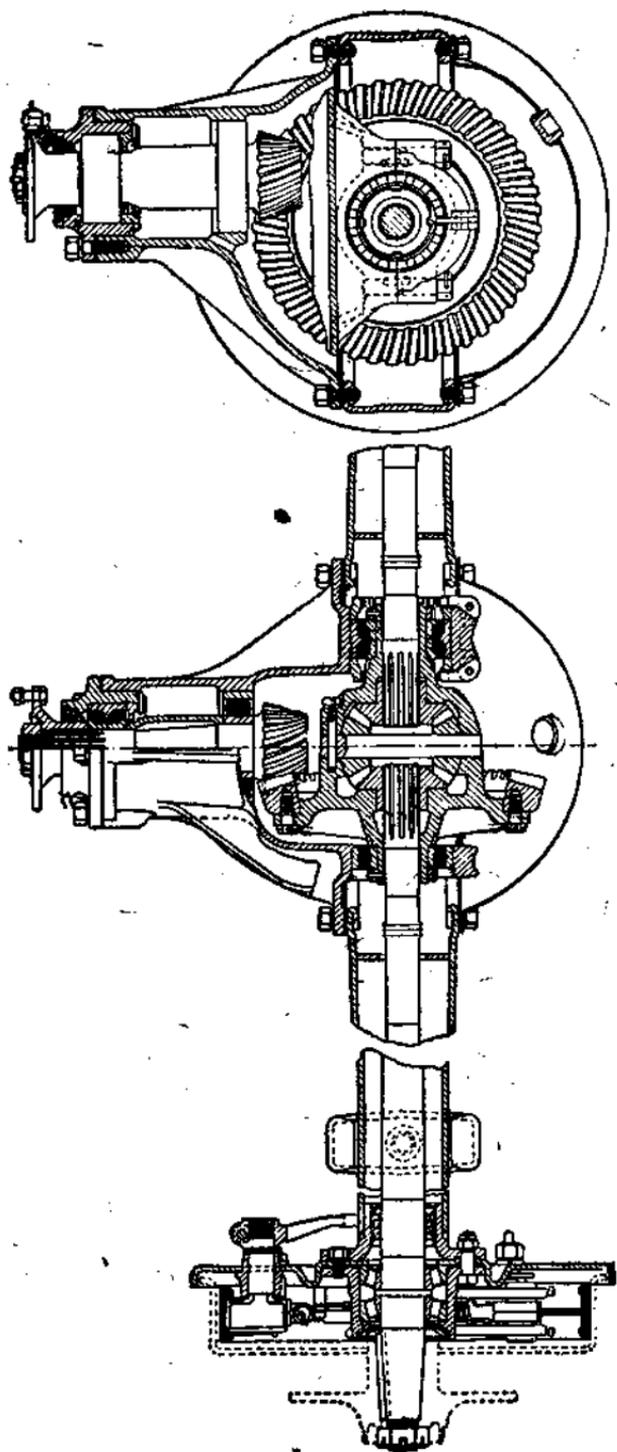
### Двойные передачи (редукторы)

Тяжелые современные многотонные грузовики с быстроходными двигателями нуждаются в очень больших передаточных числах в главной передаче заднего моста. Благодаря этому диаметр коронных шестерен становится очень большим и вся передача громоздкой и тяжелой. Во избежание этого передачу движения от карданного вала производят с помощью двойной передачи, иначе называемой «передачей с редуктором».

На фиг. 78 изображен задний мост автомобиля с двойной передачей (редуктором). Вращение карданного вала передается через пару конических шестерен и пару цилиндрических шестерен на дифференциал. В данном примере общее передаточное число заднего моста равняется

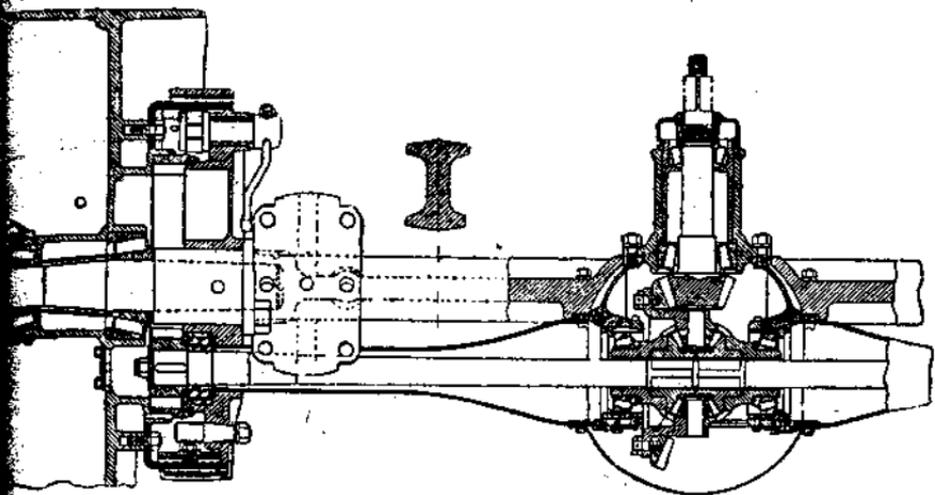
$$\frac{13}{45} \cdot \frac{21}{41} = \frac{1}{6,75}$$

В картере *g* в мощных шарикоподшипниках лежит промежуточный вал *h*, на котором сидят большая коническая шестерня *c* и цилиндрическая шестерня *d*. Большая цилиндрическая шестерня *e* сидит на чашке дифференциала, вращающейся в картере заднего моста на двух шарикоподшипниках. Промежуточный вал снабжен упорным шарикоподшипником.



Фиг. 76. Валково-шест с рессорным задвижением

Ведущая коническая шестерня *b* изготовлена воедино с хвостом и лежит на трех радиальных и одном упорном шарикоподшипниках. Полуоси всажены пазовой частью в полые конические шестерни полуосей. Чтобы вытянуть полуоси, достаточно отвинтить крышку *m*. Колеса при



Фиг. 76. Задний мост с отделенной несущей осью от приводной.

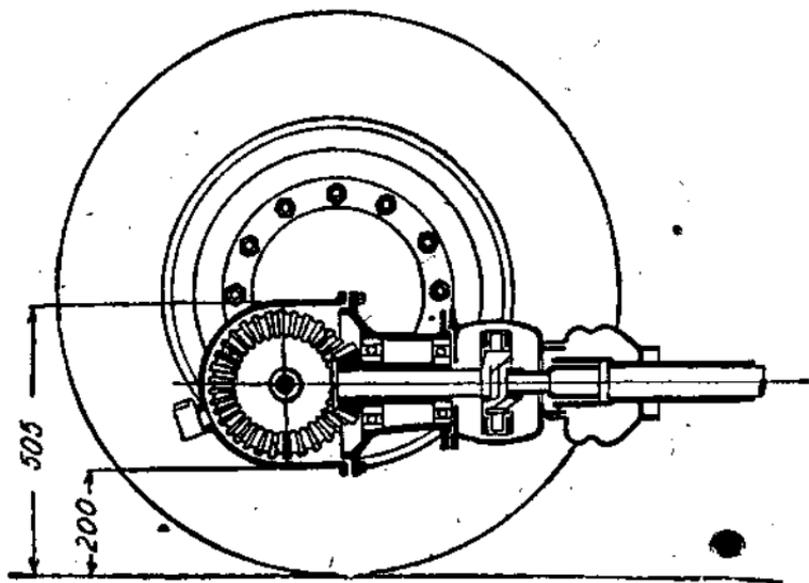
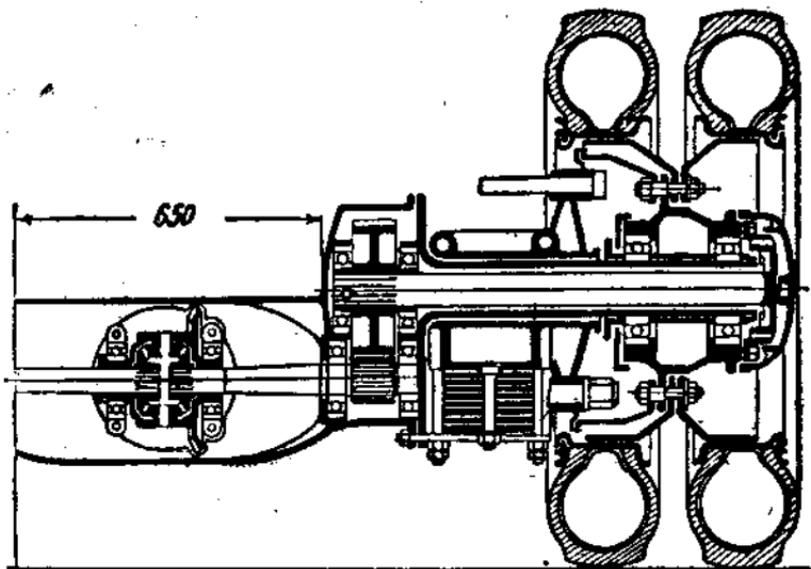
этом остаются на месте. Колеса сидят на подшипниках скольжения, фиксированных двумя установочными кольцами *p* и *q*.

Бесшумности работы передачи способствует размещение цилиндрических шестерен за коническими, где они работают на меньших оборотах. Применение редуктора значительно увеличивает вес всего заднего моста, т. е. вес неподрессоренных частей, что в свою очередь ведет к повышенному вносу пневматиков.

### Шар и вилка толкающей трубы

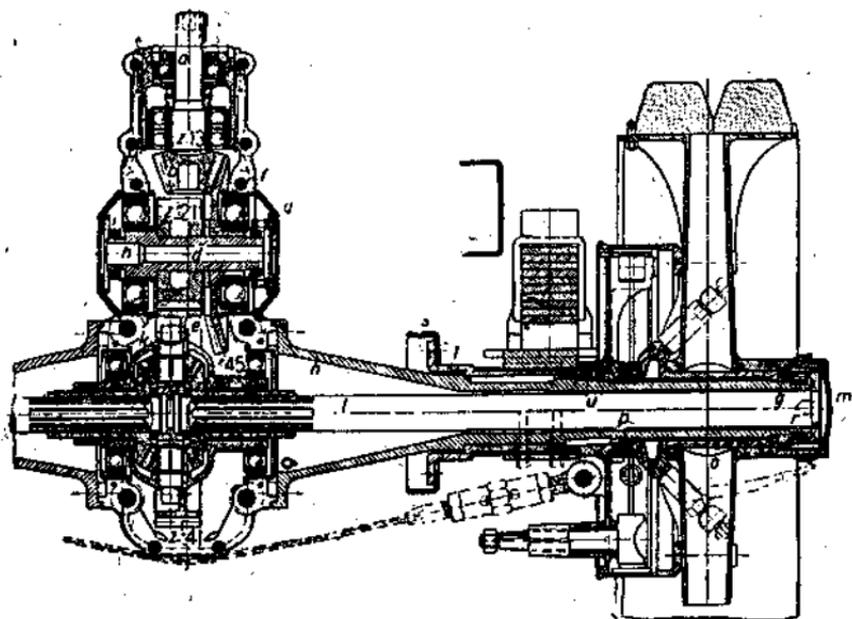
*Передача моментов толкающей силой и торможения у карданных автомобилей с одним карданом*

В этом случае применяется толкающая (карданная) труба, с одного конца жестко соединенная с картером заднего моста, а с другого заканчивающаяся шаром или вилкой, прикрепленной к траверсе рамы или к картеру коробки передач. У мощных автомобилей желательнее трубу крепить к траверсе рамы во избежание чрезмерной нагрузки картера коробки передач. При наличии толкающей трубы полуоси могут свободно следовать всем дорожным толчкам. Для придания всей системе большей жесткости иногда задний мост соединяется с шаром толкающей трубы двумя распорами.



Фиг. 77. Задний мост кавказского автобуса Рено.

На фиг. 79 показана толкающая труба с шаровой чашкой; шар же является частью картера коробки передач. На рисунке видны оба распора.



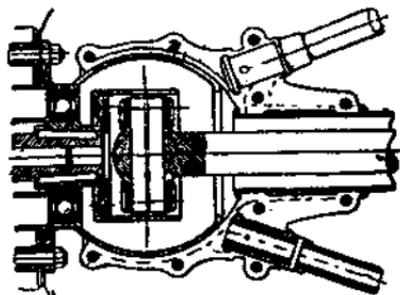
Фиг. 78. Задний мост с двойной передачей (редуктором).

На фиг. 80 труба заканчивается шаром, вращающимся в шаровой чашке. Кардан смазывается из коробки передач. Шаровая поверхность смазывается через штауфер. Здесь шар служит только упором, а толкающие усилия воспринимаются задними рессорами.

У французского автомобиля фирмы Пежо (фиг. 81) центры кардана и шара не совпадают, поэтому кардану должна быть предоставлена возможность некоторого продольного смещения, — зато уменьшается диаметр шара. Смазка осуществляется с помощью масляной трубки, присоединенной к ручному насосу. Масло подается непосредственно внутрь кардана.

У автомобиля фирмы Панар-Левассор (фиг. 82) центры кардана и шара совпадают. Здесь шар прикреплен к траверсе рамы, а головка карданной трубы заканчивается чашкой. Картер масло- и пыленепроницаем.

Вместо толкающего шара иногда применяется толкающая вилка, шарнирно подвешиваемая к траверсе или коробке передач. В других случаях

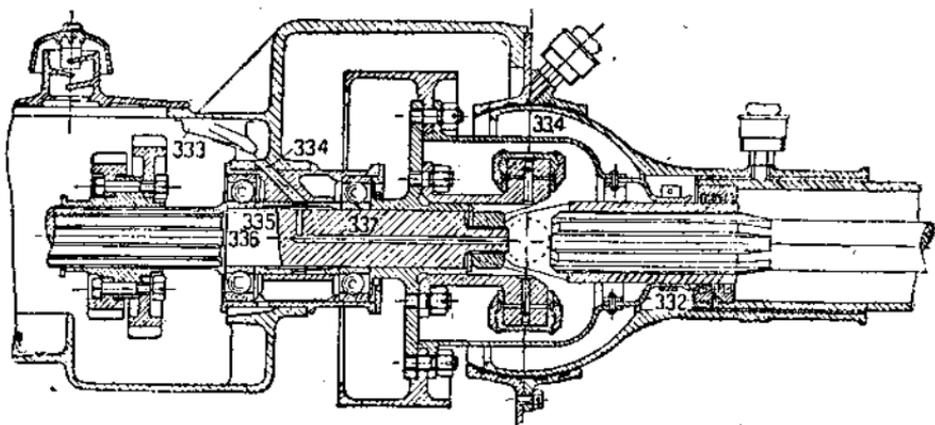


Фиг. 79. Толкающая труба с распорами. Шар трубы прикреплен к картеру коробки передач.

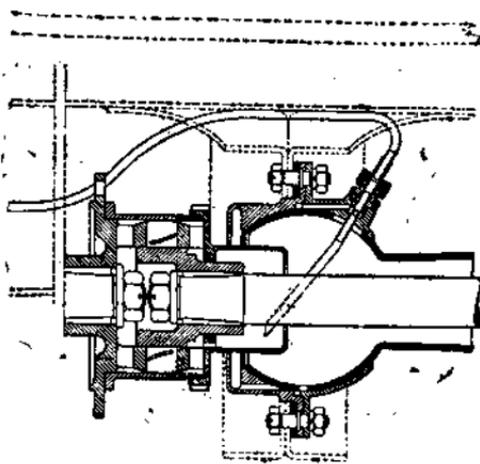
под рамой ставятся толкающие штанги, шарнирно связанные с рамой и жестко или на шаровой опоре прикрепленные к картеру заднего моста.

*Передача моментов толкающих сил и торможения у карданных автомобилей с двумя кардаками*

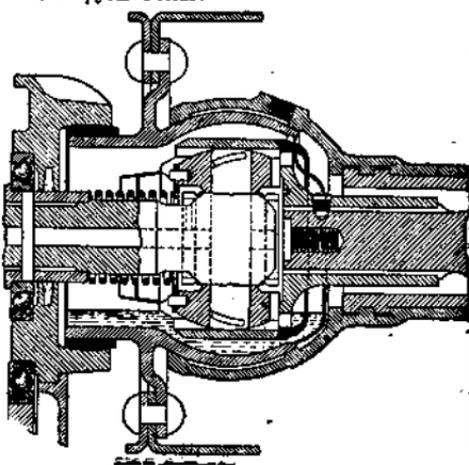
Здесь все усилия обычно воспринимаются задними рессорами, которые в этом случае передней своей частью шарнирно крепятся к раме, а с задним мостом соединяются жестко.



Фиг. 80. Шар толкающей трубы Фомас.



Фиг. 81. Шар толкающей трубы Пежо.



Фиг. 82. Шар толкающей трубы Палар-Ле-нассор.

В других конструкциях применяют треугольно расположенные штанги, воспринимающие крутящие и тормозные моменты. Рессоры тогда шарнирно связываются с задним мостом и воспринимают только толкающие усилия.

## ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Червячная передача обладает рядом преимуществ по сравнению с передачей коническими шестернями. Дефекты прежних примитивных червяков сейчас вполне преодолены. Современная червячная передача при правильной конструкции и установке является вполне надежным механизмом.

Червячная передача особенно широко применяется в Англии и в Америке для тяжелых грузовиков и автобусов. Иногда червячный привод применяется также для легковых и спортивных автомобилей.

Достоинствами червячных передач являются:

- а) возможность применения значительно больших передаточных чисел (в одной паре деталей), чем в каком-либо ином приводе;
- б) бесшумность работы на всех скоростях;
- в) большая долговечность;
- г) простота сборки и разборки;
- д) низкое положение карданного вала, улучшающее внешний облик автомобиля, его дорожные качества и позволяющее при той же степени надежности развивать большие скорости передвижения;
- е) удобство в конструктивном отношении для многососных машин;
- ж) высокий к. п. д.;

В производстве червячная передача обходится дороже, чем обыкновенная передаточная, коническая передача.

### Передаточное число

Расширение применения высокооборотных двигателей в особенности на тяжелых грузовиках с небольшой скоростью передвижения и пневматиками большего диаметра требует наличия высоких передаточных чисел в заднем мосту, порядка: 1:8; 1:10; 1:12 и даже 1:14. В червячном приводе такая передача получается с помощью одной пары деталей при обычных размерах картера заднего моста. При коническом приводе потребовалось бы применение редукторов с соответствующим увеличением размеров и веса заднего моста, двойными потерями на трение в передаче, увеличенной стоимостью производства, и увеличенным весом неподрессоренных масс. В червячных приводах применение больших передач возможно потому, что у них, в отличие от конических и цилиндрических шестерен, диаметр не зависит от количества зубьев в червяке.

Червяк в конструктивном отношении подобен зубчатой рейке и может иметь любое количество зубьев или ниток любого желательного шага. Диаметр его может быть сделан сколь угодно большим для восприятия падающей на него нагрузки. Размеры и предел нагрузки червячного привода определяются диаметром червячного колеса, который для некоторого определенного расстояния между центрами (от центра червяка до центра червячного колеса) практически почти не меняется.

Теоретически передаточное число (однозаходный червяк) ограничено только количеством зубьев червячного колеса. Учет к. п. д. передачи и предупреждения самозащемления от угла подъема и нарезки червяка ограничивают величину возможного передаточного числа.

На практике в автомобилестроении ходовыми являются передачи до 1 : 14 (более высокие передачи требуются лишь очень редко).

При выборе передачи, для уменьшения износа, следует избегать целых кратных цифр.

Так, например, вместо передачи 1 : 6 лучше брать 1 : 5¼ или 1 : 6¼.

### Бесшумность работы

Червячная передача отличается высокой бесшумностью работы. Объясняется это тем, что зубья червячных передач не ударяются друг о друга, а все время находятся в скользящем зацеплении.

При правильной конструкции привода, благодаря скользящему зацеплению, постоянно заново образовывается масляная пленка между поверхностями зубьев. Кроме того поверхность контакта в червячной передаче больше, чем при какой-либо иной передаче. Червячное бронзовое колесо также не склонно к резонансу.

Бесшумность червячной передачи сохраняется в течение всего времени ее работы. Дело в том, что в этих передачах закаленные стальные червяки работают по бронзовым червячным колесам, так что износ червяка минимален.

Благодаря этому поверхности зубьев колеса всегда совпадают с поверхностями зубьев червяка, и зацепление не меняется при износе.

Непременным условием бесшумности работы является жесткость монтажа. При недостаточной жесткости конструкции давление на зуб вызывает смещение червячного колеса по отношению к червяку. Давление зуба концентрируется в отдельных точках, и нарушается равномерность передачи движения.

### Нагрузка

Возможность нагрузки червячной передачи зависит от длины линии зацепления и относительного радиуса закругления поверхности зуба. Расчет ведется по способу Кутцабаха для цилиндрических шестерен. Степень трудности расчета зависит от геометрической формы зуба. Для глобоидальной червячной передачи практически применимого метода расчета еще нет. Цилиндрические червяки поддаются вполне точному и полному математическому расчету.

Характерно, что при передаче выше 1 : 5 зависящий от величины крутящего момента диаметр червячного колеса получается меньшим, чем диаметр коронной конической шестерни, хотя первое изготавливается из бронзы, а второе из цементированной стали. Причина лежит в разном относительном радиусе кривизны поверхности зуба. Радиус кривизны зубьев конической ведущей шестерни резко растет с увеличением передаточного числа.

Для некоторого определенного передаточного числа крутящий момент, воспринимаемый червячным колесом, растет пропорционально кубу расстояния между осями.

На нижеследующей таблице приведены некоторые типичные примеры применяемых на практике размеров червячных передач различных типов автомобилей.

Тип автомобиля	Литраж	Передача на 1-й скорости коробки передач	Передача заднего моста	Вес грузов. автомобиля в кг	Расстояние между осями червячной передачи в мм
Легковой автомобиль					
4-местный . . . . .	0,83	1:3,8	1:5,75	820	88,2
7-местный . . . . .	4,80	1:3,8	1:5,25	2 290	133,4
Грузовики 1 1/2 т . . . . .	2,90	1:4,13	1:6,5	3 560	152,4
5 т . . . . .	6,10	1:4,24	1:8,33	9 500	203,2
7 т . . . . .	7,25	1:4,5	1:9,33	12 200	228,6
Автобусы 20-местные . . . . .	4,00	1:4,6	1:6,5	4 880	158,8
54-местные . . . . .	6,80	1:4,4	1:6,5	9 060	195,1
68-местные . . . . .					
трехоска . . . . .	8,00	1:4,96	1,7,33	11 400	195,1

### Долговечность

Долговечность червяка и червячного колеса зависит от правильности конструкции и от условий эксплуатации, т. е. от того, работает ли передача постоянно на высоких скоростях или на низкой и средней скоростях при частых остановах, и от ухода (особенно смазки).

Как только передача начинает работать, между червяком и зубьями колес образовывается масляная пленка; исключение может иметь место при низких скоростях передвижения (трогание с места). Износ обуславливается не трением между червяком и колесом, а скорее загрязненностью смазочного масла. Во время первого периода эксплуатации смазочное масло приобретает бронзовидный оттенок. Надо, однако, заметить, что загрязнение масла бронзой не оказывает влияния на износ ввиду микроскопичности частиц бронзы (они проходят через бумажный фильтр). Благодаря высокому отражению света ничтожнейшее количество бронзовых частиц окрашивает большое количество масла. Обычно червячная передача выдерживает около 250 тыс. км пробега. Известны случаи, когда передачи выдерживали даже до 1.000 тыс. км. Непременным условием большой долговечности червячной передачи является жесткость ее конструкции и правильность смазки.

### Конструкция передачи

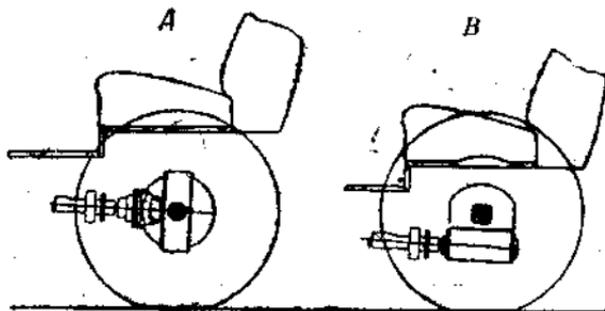
Червяк ставится выше или ниже центра червячного колеса. В первом случае увеличивается просвет (клиранс — расстояние наименьшей точки заднего моста от дорожной поверхности), но соответственно с этим растет и высота рамы автомобиля.

Нижние червяки дают просвет, вполне достаточный для мало-мальски приемлемых дорог. Рама же и вся посадка автомобиля значительно снижаются. Независимо от размещения червяка (вверху или внизу) может быть обеспечена достаточная смазка его. Нижний червяк работает полностью в масляной ванне, что, конечно, способствует надежности смазки.

Утверждение, с которым приходится встречаться, что смазка верхнего червяка неудовлетворительна во время трогания с места, т. е. до того момента, пока вращение червячного колеса не поднимет масло до уровня червяка — несостоятельно. Фактически на поверхности зубьев червячного колеса остается достаточная пленка масла, для обеспечения смазки во время первого полуоборота червячного колеса.

Фиг. 83 иллюстрирует разницу посадки при червячной и нормальной (с коническими шестернями) главной передаче.

Рама и кузов снижаются примерно на величину расстояния между осями червяка и колеса (100—120 мм у легковых автомобилей).



Фиг. 83. Высота рамы и посадка при конической передаче (А) и при червячном приводе (В).

В случае применения нижнего червяка возможны два способа размещения трансмиссии:

во-первых, коленчатый вал двигателя и вал червяка могут быть расположены горизонтально с тем, чтобы соединяющий их карданный вал был присоединен к ним обоим под одинаковыми углами;

во-вторых, карданный вал и червячная передача могут разместиться на одной линии наклонно к горизонтали.

Первая схема применяется для трехосных автомобилей с жесткой рамой с двумя червяками, лежащими на одной прямой. Для легковых автомобилей предпочтительнее вторая схема, исключающая колебания угловой скорости карданного вала. Наклон моторного агрегата, как известно, является вполне допустимым. Пример такой передачи показан на фиг. 84.

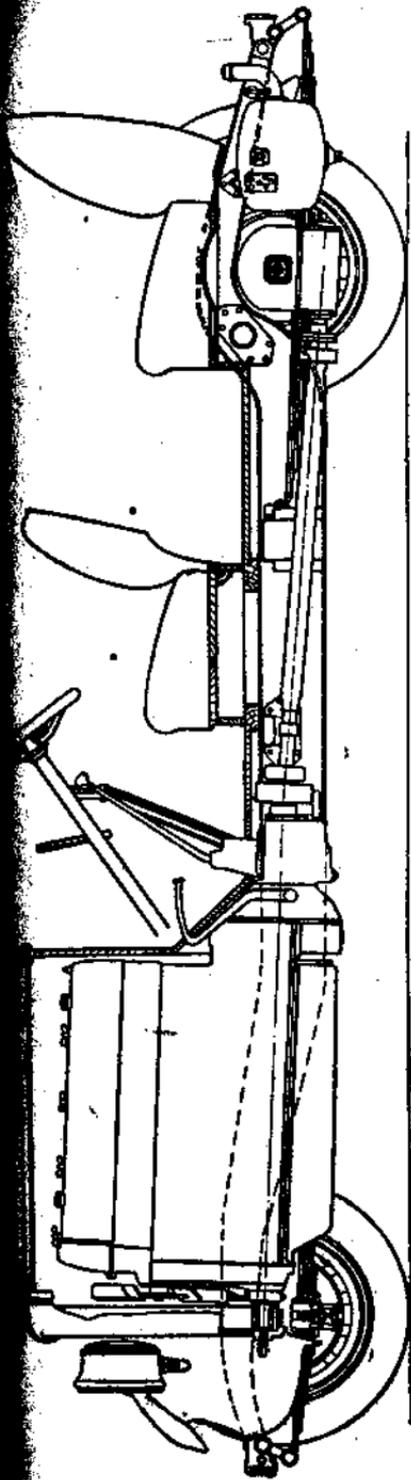
Картер червячной передачи может изготавливаться цельным и крепиться с помощью фланца к заднему мосту. Последний может изготавливаться по типу «банджо» в виде отливки или поковки в штампах (Киркстол) или, наконец, сварным.

### Подшипники

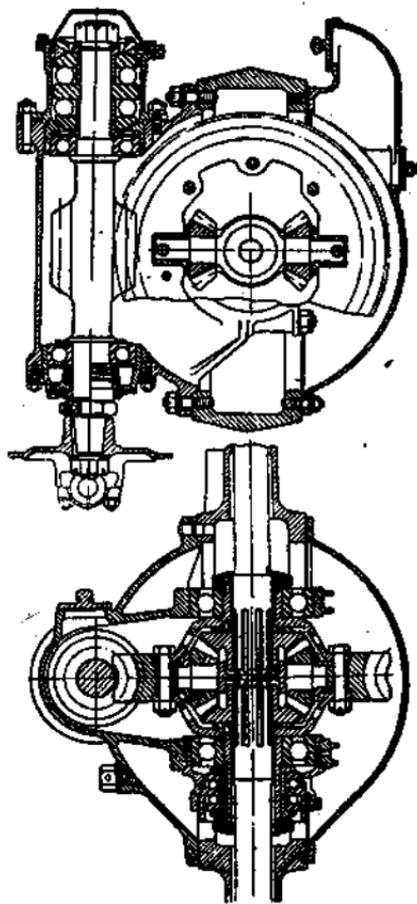
Червяк снабжается подшипниками по одной из следующих схем:

- 1) радиальными шариковыми подшипниками и двойными упорными шарикоподшипниками для восприятия осевых усилий;
- 2) роликовыми подшипниками с коническими роликами;
- 3) шариковыми подшипниками, воспринимающими также дополнительную осевую силу (подшипники с запяточками и т. п.).

На фиг. 85 показана червячная передача с подшипниками по первой схеме. Осевое давление должно восприниматься только с одного конца



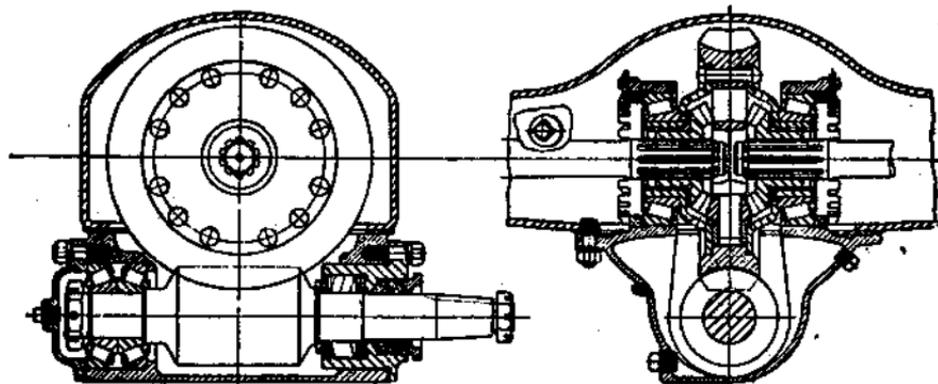
Фиг. 84. Накладное размещение всей трансмиссии у автомобиля с червячной передачей.



Фиг. 85. Червяк с раздвигными и упорными шарикоподшипниками.

вала червяка, чтобы последний мог свободно расширяться в другую сторону.

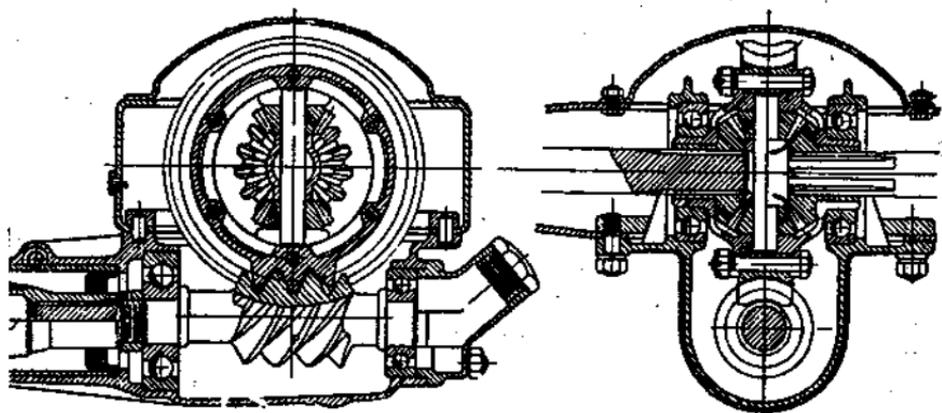
На фиг. 86 показан червяк с роликовыми подшипниками с коническими роликами. Подшипники должны быть с большим углом конуса.



Фиг. 86. Червяк на конических роликовых подшипниках.

Подшипники червячного колеса не должны допускать осевого смещения колеса.

На фиг. 87 показана червячная передача с шариковыми подшипниками с запяточками. На фиг. 88 показана другая передача с такими же подшип-



Фиг. 87. Червяк с шариковыми подшипниками с запяточками.

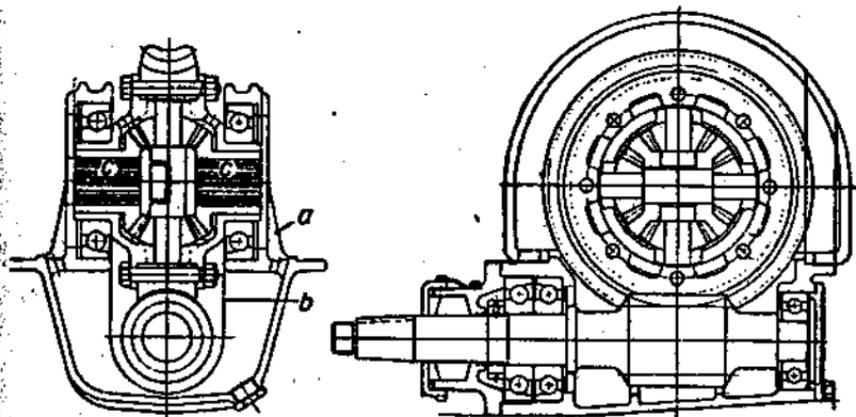
никами (нормальная конструкция английской фирмы Девид Браун, специализировавшейся на изготовлении червячных приводов).

Шариковые подшипники с запяточками хорошо работают при высоких скоростях и отличаются удобством монтажа и регулировки. Для увеличения просвета больший подшипник помещают со стороны карданного вала. При этой конструкции при езде вперед задний подшипник

воспринимает только радиальную нагрузку, а передний только осевые усилия.

Для увеличения жесткости конструкции рекомендуется снабжать картер червячной передачи усилительными ребрами. Картер обыкновенно делается из стали или из ковкого чугуна. Для уменьшения веса неподвижных масс последнее время стали применять картеры из алюминия или электрона. В картерах из легкого металла подшипники иногда размещаются в стальных гнездах, в чем, по видимому, действительной необходимости не имеется.

Для цилиндрических червяков, обладающих рядом крупных практических преимуществ по сравнению с глобоидальными червяками, осевой установки червяка не требуется. Червячное же колесо должно быть точно установлено по отношению к оси червяка. Установка осуществляется с помощью гайки с мелкой резьбой или с помощью подкладок.



Фиг. 88. Стандартная червячная передача английской фирмы Дэвид Браун (DBS).

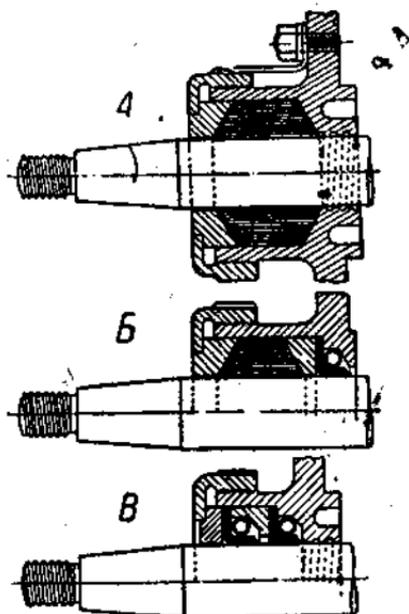
При расположении червяка внизу надо позаботиться снабжением вала червяка, работающего в масляной ванне, надежными сальниками для предупреждения утечки масла.

Уплотнение достигается с помощью войлочных колец, кожаных манжет и маслоуловительных канавок (два-три оборота с малым углом в корпусе подшипника). На ходу эти канавки соответствуют своему назначению, но для предупреждения потери масла во время остановок или заднего хода к ним присоединяют еще мягкую набивку. Различные типы сальников для вала червяка показаны на фиг. 89.

При переходе картера червячной передачи в толкающую трубу (фиг. 87) особых сальников не требуется.

При регулировке установки червячного колеса проверяют зацепление его и червяка покрытием их краской (шабровочной) и медленным вращением червячного колеса рукой. Без нагрузки площадь соприкосновения не должна распространяться на всю поверхность зуба, и след должен быть таким, как показано на фиг. 90.

Масло в картер следует наливать в достаточном количестве. При расстоянии между центрами червяка и колеса в 200 мм следует заливать в картер не менее 10 л масла. Для других размеров передач эта цифра растет с кубом расстояния между центрами.

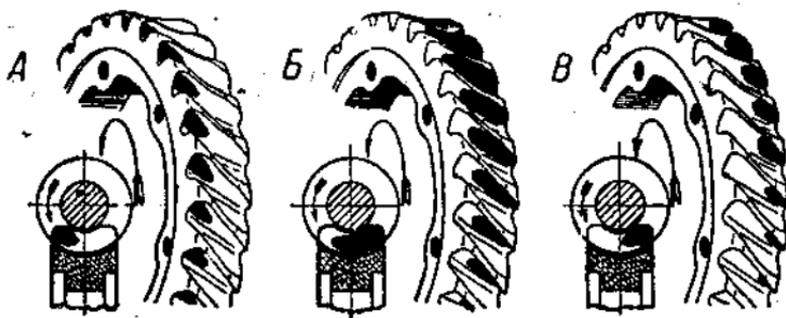


Фиг. 89. Сальники вала червяка.

*А*—мягкая набивка и маслоудовительная канавка;

*Б*—мягкая набивка и кожаная манжета;

*В*—двойные кожаные манжеты и маслоудовительная канавка.



Фиг. 90. Установка червячного колеса.

*А*—сместить червячное колесо влево;

*Б*—правильно;

*В*—сместить червячное колесо направо.

При низшем червяке уровень масла должен лежать примерно на  $\frac{1}{4}$  диаметра делительной окружности червячного колеса ниже осей; для верхнего червяка — примерно на  $\frac{1}{4}$ . Наливное отверстие должно быть доступным и достаточно большим, чтобы через него был выведен уровень масла. Диаметр спускного отверстия также должен быть достаточным.

В наивысшей точке картера рекомендуется помещать вентиляционное отверстие, но так, чтобы оно не забрасывалось маслом, разбрызгиваемым червячным колесом.

### Многоосные автомобили

Червячная передача очень удобна для трехосных автомобилей. Благодаря тому, что вал червяка лежит на оси червячного колеса, можно размещать валы червяков для обеих задних ведущих осей на одной прямой и непосредственно соединить их. На фиг. 91 показан червячный привод для трехосов с двумя ведущими осями и третьим дифференциалом (конструкция известной английской фирмы Каркстон).

### Смазка и коэффициент полезного действия

Для смазки червячных передач применяется тяжелое цилиндрическое и касторовое масло с примесью минерального масла (не свыше 10%).

Большая вязкость цилиндрического масла содействует уменьшению утечки масла, в особенности в тех случаях, когда сальники недостаточны. При применении касторового масла уменьшаются потери на трение и благодаря этому уменьшается нагрев и увеличивается коэффициент полезного действия. За границей в настоящее время для червячных передач применяется особая смазка, изготовленная путем обработки тяжелых минеральных масел органическими жирными кислотами. Готовый продукт по вязкости приближается к цилиндрическому маслу, а по потерям на трение — к касторке, будучи вместе с тем значительно дешевле. Экономия мощности и большая долговечность передачи полностью оправдывает применение более дорогих масел при условии, конечно, что конструкция сальников исключает возможность утечки.

Ни в коем случае нельзя смазывать червячные передачи тавотом.

Коэффициент трения, величина которого определяет коэффициент полезного действия, зависит от конструкции передачи, скорости скольжения и почти не зависит от давления зуба. В передачах фирмы Дэвид Браун скорость скольжения и обкатывания находятся в правильном соотношении. Кривая на фиг. 92 дает для них зависимость коэффициента трения от скорости скольжения. В этой кривой учтено трение подшипников и смазки, и результат дает суммарный к. п. д. передачи от червяка на червячное колесо.

### Расчет коэффициента полезного действия

Пусть:

$\alpha$  — угол подъема нарезки червяка, т. е. угол наклона с плоскостью, перпендикулярной к оси червяка;

$\varphi$  — угол трения;

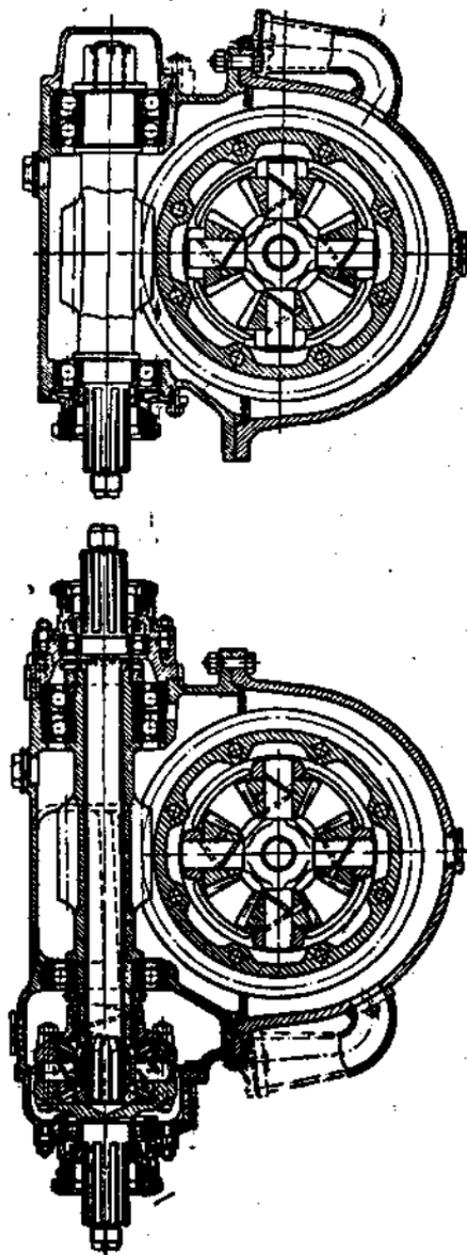
$\mu$  — коэффициент трения ( $\operatorname{tg} \varphi = \mu$ );

$\eta$  — коэффициент полезного действия;

тогда

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}$$

В тех случаях, когда ведет червячное колесо, угол подъема будет:



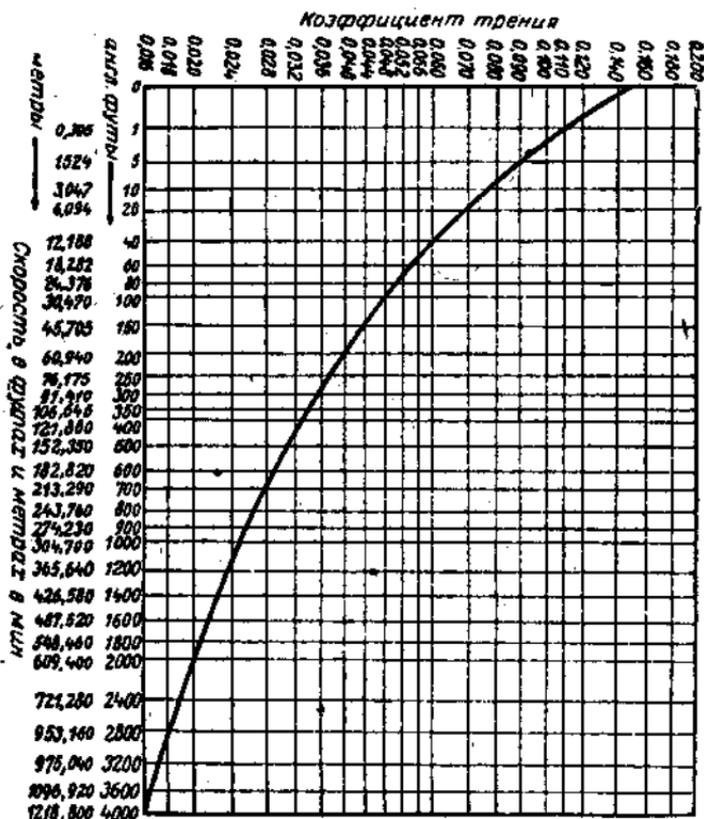
Фиг. 91. Червячный привод гребёнки с тремя дифференциалом.

$$\alpha - 90^\circ - \alpha,$$

тогда коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \sigma}{\operatorname{tg}(\sigma + \varphi)}$$

График на фиг. 93 позволяет найти коэффициент полезного действия при известных  $\alpha$  и  $\mu$ . Из кривых видно, что для практически возможных кон-



Фиг. 93. Коэффициент трения в червячных передачах Дэвид Браун. (Червячное колесо центробежной бронзовой отливки, червяк из цементованной импелевой стали. Смазка — минеральное масло).

струкций не существует опасения самоторможения червяка, и что даже нарочно было бы очень трудно сконструировать червячную передачу, обладающую гарантированной необратимостью.

### Расчет размеров червячной передачи

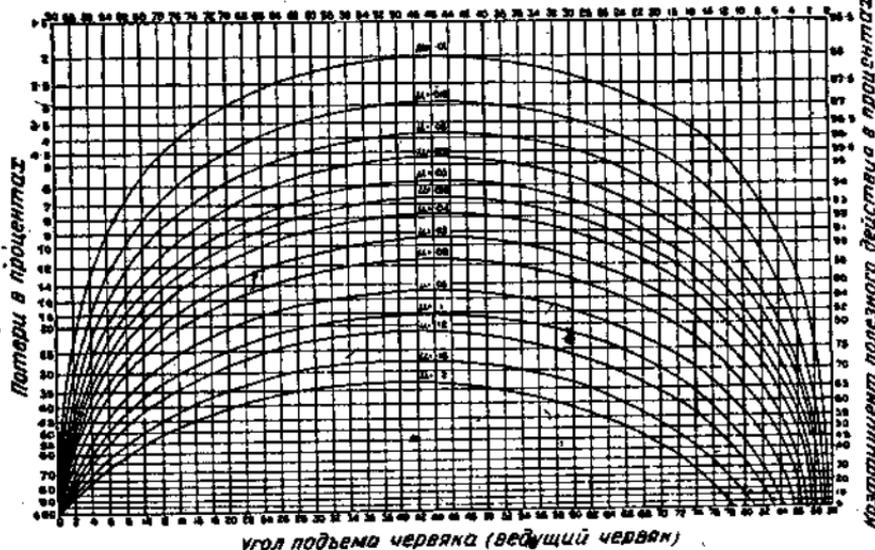
Для расчета червячной передачи надо знать расстояние между осями, число ходов червяка, количество зубьев червячного колеса и диаметр дели-

тельной окружности червяка. Вышеприведенная таблица дает некоторое представление о применяемых величинах расстояния между осями.

Передачное число зависит от требуемой скорости автомобиля и т. п.; число зубьев червячного колеса зависит от требуемой от них прочности. При передаче до 1 : 10 количество зубьев обычно равняется 21—30. Для больших передач рекомендуется применение хотя бы трех заходных червяков. Диаметр делительной окружности червяка следует выбирать с таким расчетом, чтобы диаметр ножек зубьев обеспечивал достаточную прочность червячного вала (допустимый максимум 2800 кг/см<sup>2</sup>) под действием максимального крутящего момента.

Ниже приведен метод расчета червячной передачи, применяемого известной английской фирмой Дэвид Браун.

Угол подъема червячного колеса (ведущее колесо)



Фиг. 36. Зависимость коэффициента полезного действия от угла подъема червяка.

Этот метод может быть распространен на червяки с любой иной формой зуба, но только тогда вышеприведенные таблицы и кривые не будут действительны.

В червячных передачах Дэвид Браун формы червяка для одного и того же передаточного числа, но различного расстояния между осями, геометрически подобны. Для каждой из этих форм червяков математически определена допустимая нагрузка. Шаг дается в модуле  $m$ . Для каждого числа ходов червяка установлена серия диаметров делительных окружностей, как многократное от модуля. Этот фактор многократности обозначим через  $q$ . Диаметр делительной окружности равен  $qm$ , т. е. тому же, что для цилиндрической шестерни модуля  $m$  и с числом зубьев, равным  $q$ ;  $q$  берется от 5 до 8, иногда применяется дробное отношение, например 5.5.

На нижеприведенной таблице даны стандартные значения  $q$  для разных количеств зубьев червячного колеса.

<i>Z</i>	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<i>q</i>	5,5	5,5	6	6	7	7	7	8	8	8

Обозначив через:

*d* — диаметр делительной окружности червяка;

*D* — диаметр делительной окружности червячного колеса;

*C* — расстояние между осями;

*z* — число ходов червяка;

*Z* — число зубьев червячного колеса,

получим следующие зависимости:

$$C = m \frac{Z + q}{2};$$

$$m = \frac{2C}{Z + q};$$

$$d = m \cdot q;$$

$$D = 2C - d.$$

Пусть далее:

*a* — угол подъема нарезки червяка на начальном диаметре;

*a* — наружный диаметр червяка;

*i* — диаметр ножек зубьев червяка;

*A* — диаметр внешней головки червячного колеса (в средней плоскости),

*A'* — наибольший диаметр червячного колеса;

*I* — диаметр ножки зуба червячного колеса.

Тогда отдельные размеры передачи могут быть определены из

$$\operatorname{tg} a = \frac{z}{q};$$

$$a = m(q + 2);$$

$$i = a - 4,4 \cdot m \cdot \cos a;$$

$$A = D + 2m(\cos a - 1);$$

$$A' = A + m;$$

$$I = D - 2m(1 + 2 \cos a).$$

Длина хода червяка равняется  $8m$ , а ширина зуба червячного колеса —  $0,375C$ .

### Расчет усилий, действующих на червяк и червячное колесо, и скорости трения

Пусть:

$M_m$  — крутящий момент на валу в кгм;

$m$  — модуль в мм.

Для расчета давления зуба и реакции на подшипники можно пренебречь трением, т. е. принять коэффициент полезного действия  $\eta = 100\%$ .

Тогда осевое давление на валу червяка будет равно тангенциальному давлению на зуб червячного колеса, т. е.

$$P_s = \frac{2000 M_m}{m \cdot z};$$

осевое давление на червячное колесо будет:

$$P_r = \frac{2000 M_m}{m \cdot q}.$$

Разжимающее усилие, действующее в направлении общей вертикали к обеим осям, равняется  $\frac{P_s}{K}$ .

Коэффициент  $K$  берется из нижеприведенной таблицы.

Значения  $K$  для величин  $z$  и  $q$

$z$	$q = 5,5$	$q = 6$	$q = 7$	$q = 8$
3	1,82	1,90	2,33	2,55
4	1,71	1,77	1,93	
5	1,68	1,70	1,80	
6	—	1,63	1,73	
7	—	—	1,70	
8	—	—	—	

Обозначив число оборотов червячного колеса через  $n$ , получим скорость скольжения:

$$\frac{\pi \cdot d \cdot n}{\cos \alpha} \text{ мм/мин} = \frac{d \cdot n}{19,10 \cos \alpha} \text{ мм/сек.}$$

При определении радиальных реакций на подшипники следует учесть, что одна из сил, действующая в перпендикулярном направлении, соответствует половине разжимающего усилия, другая — горизонтальная — равна половине осевого давления на другое звено, и что имеется еще третья сила, обусловленная наличием в плоскости червячного колеса пары сил, вызванной эксцентricностью приложения осевого давления в червяке.

Если  $P_s$  — осевое давление в червяке,  $P_r$  — осевое давление в червячном колесе,  $X$  — расстояние между центрами радиальных подшипников червяка,  $Y$  — расстояние между центрами радиальных подшипников червячного колеса, то горизонтальное давление на радиальные подшипники червяка равно:

$$\frac{P_r}{2};$$

горизонтальное давление на радиальные подшипники червячного колеса равно:

$$\frac{P_s}{2};$$

вертикальное давление на подшипники червяка и червячного колеса соответственно разжимающему усилию:

$$\frac{P_s}{2K};$$

вертикальное давление на радиальные подшипники червяка под действием пары сил:

$$\frac{\pm P_s \cdot d}{2X};$$

вертикальное давление на подшипники червячного колеса под действием пары сил:

$$\frac{\pm P_s \cdot D}{2Y}.$$

Результирующая получается из параллелограмма сил.

При размещении червяка внизу максимальная радиальная нагрузка падает на передний подшипник.

### Материалы червячных передач

К материалу червячных колес предъявляются очень высокие требования. При большом давлении на поверхность они должны обладать малым коэффициентом трения и высоким сопротивлением истиранию.

Состав бронзы, применяемой для изготовления червячных колес, у всех марок автомобилей лежит в следующих границах:

олово . . . . .	10—13%	фосфор . . . . .	0—1,0%
свинец . . . . .	0—2,0%	никель . . . . .	0—4%
цинк . . . . .	0—2,0%	медь . . . . .	остальное

Со всеми остальными материалами, применявшимися для изготовления червячных колес, как, например, с алюминиевыми и марганцевыми бронзами, из-за чрезмерной твердости, большого истирания и высокого коэффициента трения хороших результатов получено не было. Свойства сплава, применяемого для изготовления червячных колес, зависят не только от его состава, но и от способа отливки. Отливка в земле дает значительно худшие результаты, чем отливка в кокилях. Наилучшие механические качества получаются при центробежной отливке. (Этот способ применяется, например, фирмой Дэвид Браун. Между прочим, в последнее время эта фирма изготавливает червячные колеса из особого бронзового сплава (Таурус), состав которого обеспечивает получение особо высококачественных шестерен при центробежной отливке.)

В последнее время с успехом применяются червячные колеса из специальной бронзовой поковки. Точных сведений о составе и термической обработке пока не имеется.

Нижеследующая таблица дает средние значения для механических качеств хорошей бронзы для червячных колес.

	Отливка в земле	Отливка в кокилах	Центробежная отливка из бронзы Таурус	Бронзовая поковка
Предел упругости в $\text{кг}/\text{см}^2$ . . . . .	1420	—	—	—
Сопротивление на разрыв в $\text{кг}/\text{см}^2$ . . . . .	2280	2240	3340	около 5000
Удлинение (на 2") в % . . . . .	9	2	5	10
Твердость по Бринелю (3000 кг) . . . . .	75	116	130	140
По Изоду (выемка 20·20 мм) в $\text{см}/\text{кг}$ . . . . .	400	349	318	—
Удельный вес . . . . .	8,45	8,65	8,85	—
Удельная длительная нагрузка в $\text{см}/\text{кг}$ . . . . .	800	1425	2060	—

Червяк и червячный вал изготавливаются из цементированной стали. Поверхность зуба после закалки должна быть отшлифована и отполирована. Обыкновенно применяется сталь следующего состава:

	минимум в %	максимум в %
углерод . . . . .	0,10	0,18
кремний . . . . .	—	0,30
сера . . . . .	—	0,05
фосфор . . . . .	—	0,05
марганец . . . . .	0,25	0,75
никель . . . . .	3,25	—

Среднее значение для механических свойств стали червяков:

сопротивление на разрыв . . . . .	7200 $\text{кг}/\text{см}^2$
предел упругости . . . . .	4300 $\text{кг}/\text{см}^2$
удлинение (на 2") . . . . .	25%
сжатие . . . . .	60%
по Изоду . . . . .	1300 $\text{см}/\text{кг}$
твердость по Бринелю . . . . .	210

Твердость цементированного слоя должна быть не ниже С 60 по Роквеллу. По склероскопу твердость должна быть не ниже 75.

Червячные передачи дают особенно выгодную конфигурацию при приводе на передние колеса, который в настоящее время получает все большее и большее распространение. Они позволяют значительно увеличивать длину шасси, свободную для установки кузова при расположении двигателя за передней осью, или же уменьшать свисание двигателя при установке его перед осью. Дело в том, что червяк можно сделать полым и, пропустив через него вал двигателя, поместить коробку передач с другой стороны.

Для троллейбусов червячный привод особенно ценен ввиду возможности получения высоких передаточных чисел в одной паре шестерен, высокого к. п. д. и бесшумности работы.

## ПРИВОД НА ПЕРЕДНИЕ КОЛЕСА

Проблема, как передавать усилие к раме автомобиля — «тянуть или толкать» — существует с начала автостроения. Привод на передние колеса всегда имел своих противников и сторонников.

В большинстве способов передвижения от повозки до аэроплана привод «тянет». Применение на автомобилях почти исключительно толкающего привода может быть объяснено тем, что до последнего времени не существовало совершенных способов передачи движения направляющим колесам. В последнее же время был создан ряд полноценных конструкций, способствующих распространению применения привода на передние колеса, которое, по видимому, будет расти и дальше.

### Теория

#### I

Не все аргументы, выдвигаемые сторонниками привода на передние колеса, являются основательными.

Для начала покажем, что условия привода на передние колеса нельзя сравнивать с условиями, имеющими место при конной тяге. При конной тяге (фиг. 94) усилие, приложенное к отлобкам, равные сопротивлению качения четырех колес, передается через жесткую раму повозки на оси. Оси дают горизонтально на ступицы колес и этим преодолевают сопротивление качению. Тяговое усилие, падающее на колеса, передается на поверхность соприкосновения колеса с дорожной одеждой и стремится наставить колесо скользнуть, чему обычно противодействует сила сцепления колеса и дороги.

На фиг. 95 дана сумма сил, действующих в автомобиле с задними ведущими колесами. Сила  $P$ , передаваемая конической шестерней карданного вала, сообщает колесу окружное усилие, и это усилие передается через поверхность соприкосновения колеса на землю, давая здесь реакцию  $S$ , вызывающую появление в центре колеса двигающей силы  $V$ .

Силы  $S$  у повозки и у автомобиля в ведущих колесах имеют обратное направление. У повозки сила передается от оси на ступицу приводного экипажа. У автомобиля ступица ведущего колеса прижимается к оси, связанной с массой экипажа, и таким образом толкает автомобиль вперед.

На поверхности соприкосновения колеса повозки с землей действует только одна сила, равная по величине сопротивлению качения.

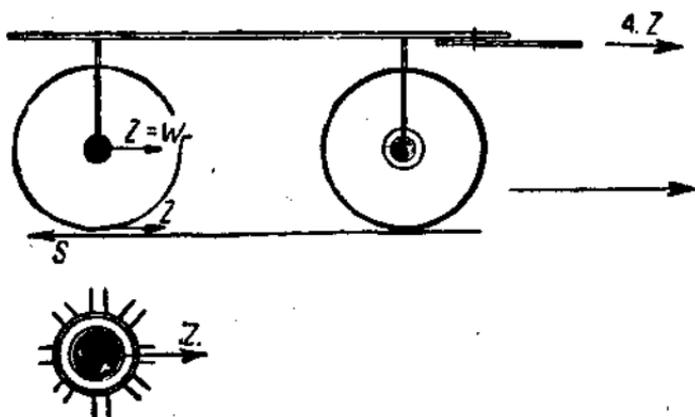
Ось же ведущего колеса должна преодолевать еще сопротивление качения второй пары (ведомых, направляющих) колес, сопротивление подъема и воздуха: поэтому окружные усилия на ведущих колесах значительно выше, чем на свободно катящихся.

Можно легко доказать, что с увеличением тангенциальных усилий падает сопротивление боковому смещению (заносу), т. е. способность автомобиля держать дорогу. Ведущие колеса более склонны к заносу, чем свободно катящиеся, потому, что у катящихся колес окружное усилие меньше и они хорошо держат направление.

Итак, вообще, ведущие колеса тем легче заносятся, чем выше окружное усилие на колесах.

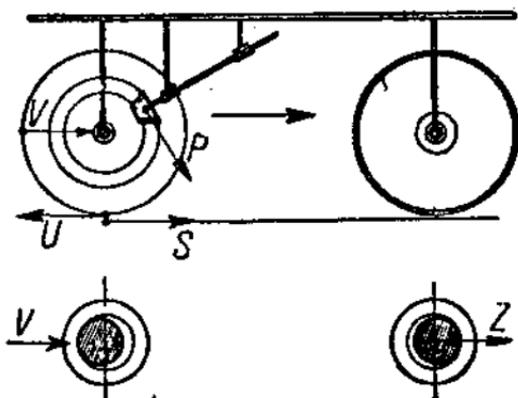
## II

Сторонники привода на передние колеса далее указывают, что автомобили с задними ведущими колесами находятся в состоянии неустойчивого равновесия, между тем как автомобили с передними ведущими колесами, благодаря приложению ведущей силы перед центром тяжести, находятся в устойчивом равновесии, но это неверно. В обоих случаях



Фиг. 94. Действие сил в повозке.

равновесия, между тем как автомобили с передними ведущими колесами, благодаря приложению ведущей силы перед центром тяжести, находятся в устойчивом равновесии, но это неверно. В обоих случаях



Фиг. 95. Действие сил в автомобиле с задними ведущими колесами.

автомобиль находится в состоянии безразличного равновесия. Состояние равновесия не зависит от положения ведущей оси.

## III

На заднюю ведущую ось падает нагрузка, равная, примерно, 60—70% общего веса автомобиля. Этой величиной обуславливается максимум тормозящего усилия для некоторой определенной величины коэффициента трения

ведущую ось автомобиля с передними ведущими колесами падает не менее 50% общего веса, — значит, возможное тяговое усилие будет выше.

Положение это, впрочем, не вполне точно, поскольку в основу его положены статические нагрузки оси. Масса автомобиля в ведущие колеса ложится, однако, телами, которые вместе могут вращаться вокруг задних осей. Между ними действует крутящая сила, вызывающая вращение передних колес, вращающаяся на массу автомобиля и стремящаяся повернуть ее в обратном направлении. Направление крутящего момента неизменно как при передних, так и при задних ведущих осях, и в обоих случаях имеет место разгрузка передних колес, поэтому с ростом крутящего момента сила сцепления ведущей оси при приводе на задние колеса увеличивается, при приводе на передние колеса — падает.

#### IV

Усилия ускорения, если точка их приложения — центр тяжести автомобиля — лежит не на высоте оси колес, ведут к образованию опрокидывающих моментов.

Обычно центр тяжести лежит выше оси, тогда ускорение движения ведет к увеличению давления на заднюю ось.

При приводе на задние колеса это увеличивает силу сцепления, при приводе на передние колеса, наоборот, уменьшает, причем как раз в тех случаях, когда требуется наибольшее тяговое усилие.

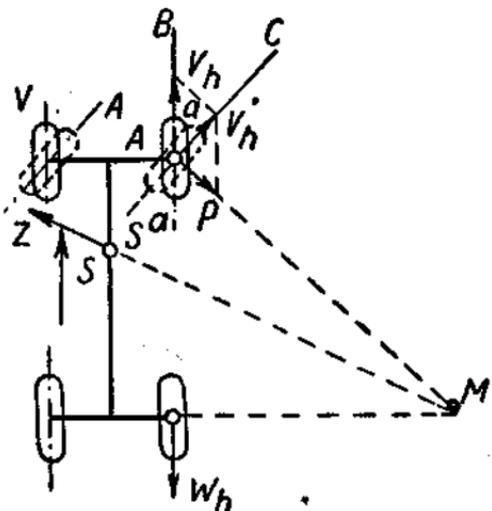
При торможении обстоятельства складываются, наоборот, в пользу привода на передние колеса.

#### V

На подъемах автомобиль преодолевает сопротивление, равное  $G \sin \alpha$  ( $\alpha$  — угол подъема дороги), приложенное в центре тяжести автомобиля, тогда как тяга приложена на уровне ведущей оси, всегда лежащей ниже центра тяжести автомобиля, поэтому образуется опрокидывающий момент, на подъемах разгружающий переднюю ось: т. е. при приводе на передние колеса давление на ведущую ось уменьшается как раз тогда, когда окружное усилие должно было бы расти. На спусках нагрузка передней оси увеличивается, но это не дает никаких выгод.

#### VI

Под конец скажем несколько слов о езде с прицепами. Если точка соединения с прицепом лежит выше оси тягача, то образуется момент, который увеличивает нагрузку ведущей оси при приводе на задние колеса и, наоборот, уменьшает ее при приводе на передние колеса. Если точка соединения лежит ниже оси, то условия меняются в пользу привода на передние колеса.



Фиг. 98. Действие сил на повороте в автомобиле с передними ведущими колесами.

Очень часто утверждают, что при приводе на передние колеса направление тягового усилия всегда полностью совпадает с направлением движения автомобиля. Это неправильно: и здесь ведущее усилие разлагается на составляющие, т. е. на поворотах не служит целиком для преодоления сопротивления качению.

На фиг. 96 показано действие сил на повороте автомобиля с передними ведущими колесами. Крутящий момент, передаваемый на передние колеса, должен воспринимать не только сопротивление качения передних колес  $W_h$ , но также сопротивление качения задних колес  $W_k$ .

$W_h$  передается на передние колеса и там поглощается силой, равной ему по величине, но обратной по направлению. На повороте, определенном углом  $\alpha$ , ведущее усилие передних колес имеет направление  $AC$ .

Разложим силу  $V'_h$ , действующую в направлении  $AC$ , на составляющую  $V_h$ , имеющую направление и равную по величине  $W_h$ , и силу  $P$ , действующую в направлении  $AM$ . Тогда сопротивление качения задних колес будет уравновешено, если только вторая составляющая  $P$  встретит равное по величине сопротивление, т. е. если сопротивление боковому смещению (заносу) колеса будет больше, чем  $P$ .

Интересным является то обстоятельство, что тяговое усилие  $V'_h$ , необходимое для преодоления сопротивления качения задних колес, может быть при приводе на передние колеса меньше, чем  $W_k$ :

$$\frac{V'_h}{V_h} = \cos \alpha,$$

так как

$$V_h = W_h,$$

то

$$V'_h = W_h \cos \alpha.$$

Пусть центр тяжести в схеме на фиг. 96 лежит в точке  $S$ . Центробежная сила действует в направлении, определенном углом поворота. Из схемы видно, что силы  $Z$  и  $P$  приблизительно параллельны, т. е.  $P$  поглощает часть падающей на передние колеса центробежной силы  $Z$ .  $Z$  же является причиной заноса автомобилей на поворотах в тех случаях когда сопротивление боковому смещению одной из осей (особенно ведущей оси, у которой оно значительно уменьшается действием тангенциальных усилий) преодолевается центробежной силой.

При передних ведущих колесах сила  $P$  на повороте всегда воспринимает часть  $Z$ . Это частично компенсирует боковую нагрузку силой  $P$ . Благодаря этому передние ведущие колеса отличаются весьма большой устойчивостью от заносов на поворотах. Это распространяется и на все те случаи, когда при приводе на передние колеса возникают боковые толкающие усилия.

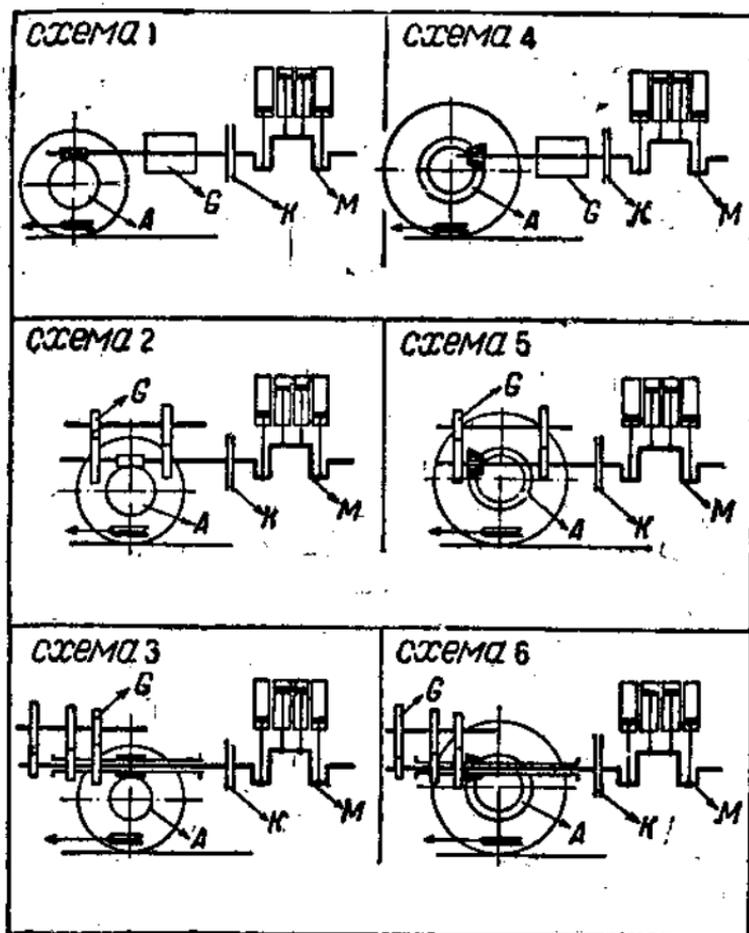
### Схемы устройства привода на передние колеса

Помимо самой конструкции привода на передние колеса существует целый комплекс принципиальных вопросов, рассмотрением которых мы прежде всего и займемся.

#### I

Старым, основным недостатком привода на передние колеса является удлинение автомобиля из-за уменьшения отношения полезной длины шасси, используемой для постановки кузова к базе (по сравнению с авто-

днем с задними ведущими колесами). В ранних конструкциях применялся обычный для задних ведущих осей порядок расположения трансмиссии, только повернутый в обратную сторону, т. е. двигатель помещен



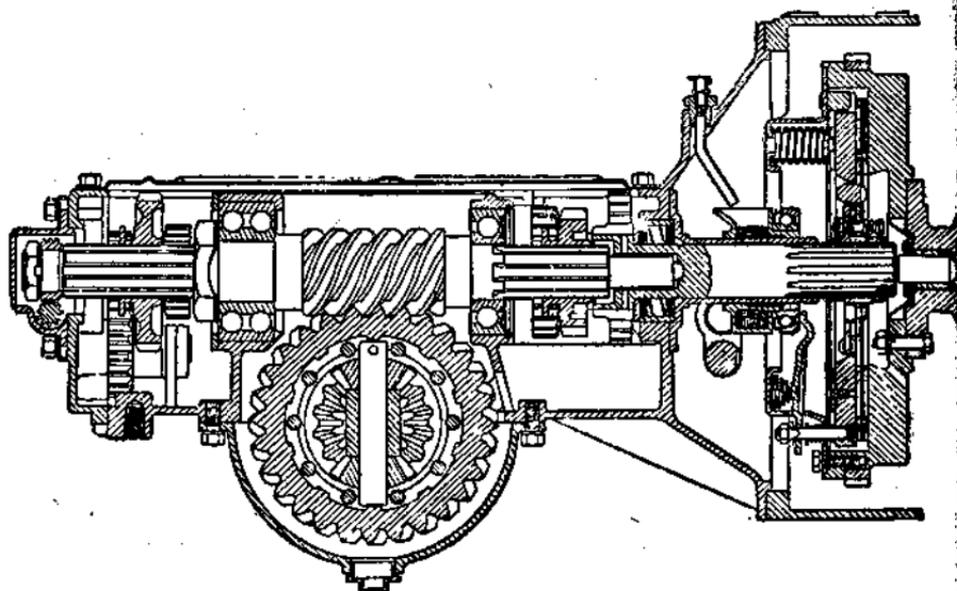
Фиг. 97—99. Схемы размещения трансмиссии при приводе на передние колеса. Стрелка указывает направление движения автомобиля. А — ведущая ось; Б — коробка передач; К — опеление; М — двигатель. Схемы 1 и 4: нормальная коробка передач, большая общая длина трансмиссии. Схемы 2 и 5: комбинированная коробка передач с главной передачей. Общая длина на 75—200 мм меньше, чем при схеме 1 и 4. Схемы 3 и 6: полный червяк и поля коническая шестерня; коробка передач вынесена за ведущую ось. Длина на 125—300 мм короче, чем при схемах 1 и 4.

на перед арматурным щитом. Трансмиссия размещалась между двигателем и передней осью (фиг. 97—99, схемы 1 и 4). Дальнейшим этапом это устройство трансмиссии по схеме 2 и 5, применяемой, например, в составе (см. также фиг. 100). Наибольшее укорочение дают схемы 3 и 6.

Показанные схемы применимы для легковых автомобилей. На грузовиках и автобусах, у которых даже при приводе на задние колеса двигатель нередко выносится за переднюю ось для увеличения нагрузки на нее. Можно двигатель, сцепление и коробку передач разместить перед передней осью. При такой конструкции сильно увеличивается нагрузка и сцепление передних колес, и получается еще ряд других преимуществ, о которых речь впереди. Еще больше уменьшается длина автомобиля при применении V-образных двигателей.

## II

Что касается местоположения коробки передач, то надо сказать, что несмотря на укорочение, получаемое при схемах 3 и 6, размещение столь чувствительного механизма перед автомобилем представляется недоста-



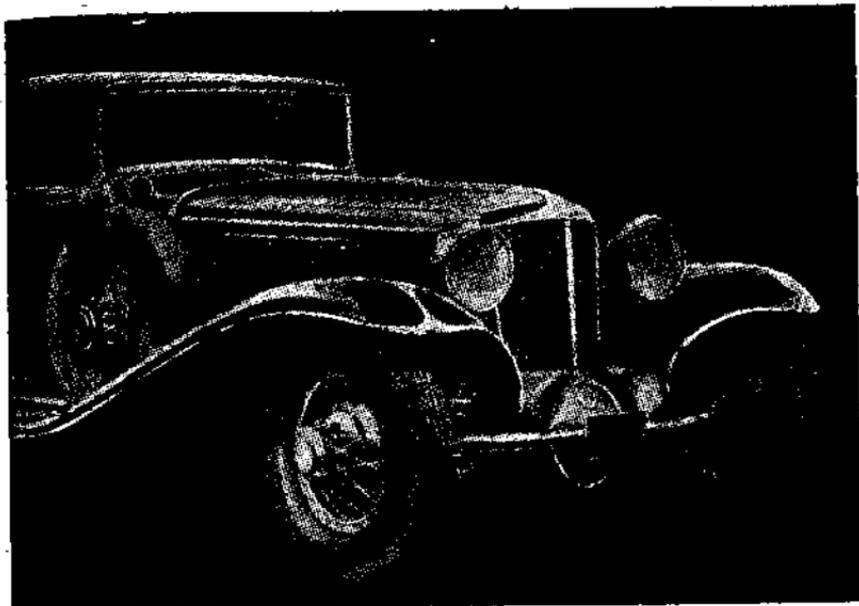
Фиг. 190. Привод автомобиля Работон.

точно надежным из-за опасности разрушения при столкновении, ударах и т. п.

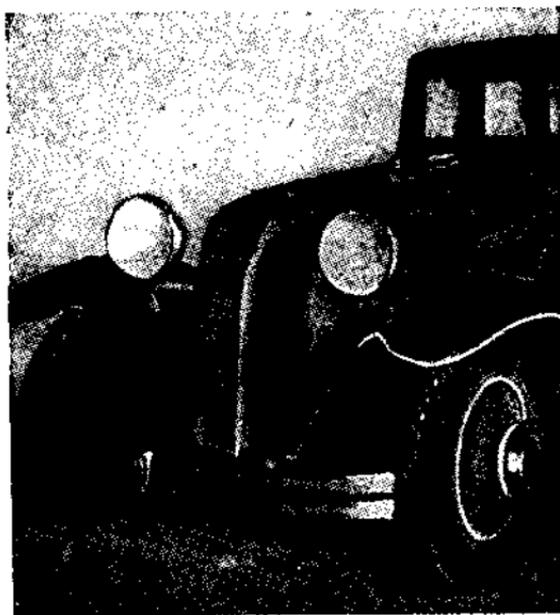
Кроме того это требует резкого изменения обычной сейчас формы радиатора.

Радиатор, если хотят, чтобы он стоял приблизительно над серединой передней оси, должен ложиться на картер привода. Его можно седлообразно вырезать или поместить выше или сделать шире. Во избежание потери полезной площади охлаждения придется в этом случае отказаться от плоской формы радиатора.

Далее на фигурах 101—103 показаны некоторые типичные формы радиаторов для автомобилей с передними ведущими колесами. Повсюду ска вывасяется стремление сохранить обычные формы радиатора. Конструировать удачно разрешен вопрос о радиаторе у автомобиля Гарднер.



Фиг. 101. Автомобиль Оберн-Корд.



Фиг. 102. Автомобиль Гарднер.

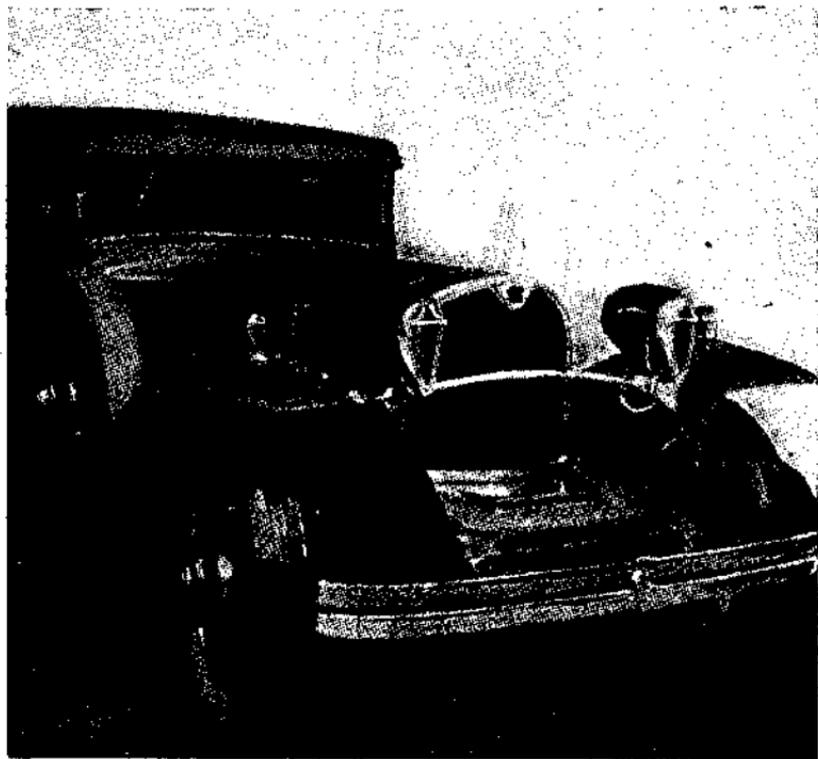
### III

Вынос коробки передач вперед усложняет устройство органов переключения передач.

Выход может быть найден в применении пневматического или электромагнитного переключения передач с помощью особой рукоятки на рулевом колесе (см. главу о специальных коробках передач).

### IV

Привод на передние колеса делает желательным наличие разрезных полуосей (см. соответствующую главу).



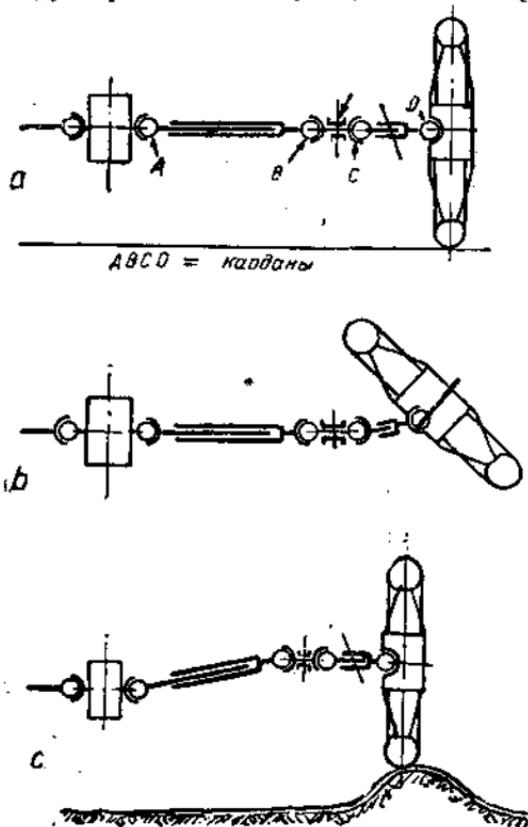
Фиг. 108. Автомобиль Packard.

При приводе на передние колеса вес неподрессоренных масс сам по себе меньше, чем при задних ведущих колесах (отсутствие карданного вала, местоположение рессор и т. д.). Попытка еще большего уменьшения веса неподрессоренных масс переносом тормозов с колес к картеру дифференциала хороших результатов не дает. Тормозные колодки делаются трудно доступными. Ремонт, например, смена обшивки тормозов, связан с необходимостью в значительном демонтаже. Кроме того, в этом случае все тормозные усилия проходят через карданы полуосей.

Вопрос о том, сколькими и какими карданами снабжать ведущие полуоси, еще до сих пор находится в стадии обсуждения. В главе о сцеплениях описаны различные типы карданов. Здесь мы укажем только на их опенциальное значение для привода на передние колеса.

Передачу движения от дифференциала можно осуществить с помощью карданов или системы конических шестерен на колесах.

Потери в обоих случаях, примерно, одинаковы. О значительном увеличении веса неподдрессоренных масс при применении карданов говорить



Фиг. 104. Схема ведущей полуоси с четырьмя карданами.

не приходится, поскольку современные карданы при вполне достаточной надежности в эксплуатации и долговечности могут быть изготовлены очень малых размеров. Стоимость в производстве для обоих случаев, примерно, одинакова. В настоящее время карданный привод имеет больше сторонников.

Для поворотной цапфы карданы обязательны. Вопрос состоит в том, сколько карданов должно быть — один или два. При одном кардане геометрическая ось его должна была бы совпадать с осью поворотной цапфы, но тогда колеса на повороте вращались бы с неравномерной угловой ско-

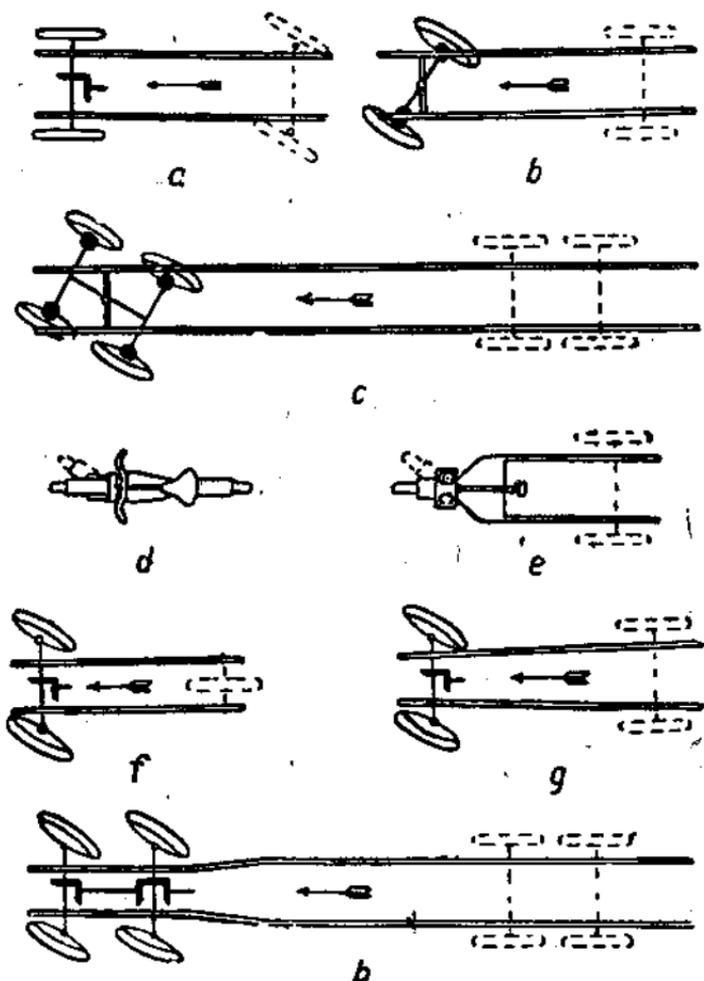
ростью. Поэтому обычно применяют двоянные карданы за исключением тех случаев, когда ставят патентованный кардан Вейс, упомянутый в главе о сцеплениях, гарантирующий равномерную передачу угловой скорости при угле поворота до  $32^\circ$ .

На фиг. 104 показана схема устройства полуоси для автомобиля с приводом на передние колеса с четырьмя карданами, из кои два обслуживают рулевое управление, а два передают вращение к подвеске колеса.

### Конструкции

Передние ведущие оси: направляющие и ненаправляющие.

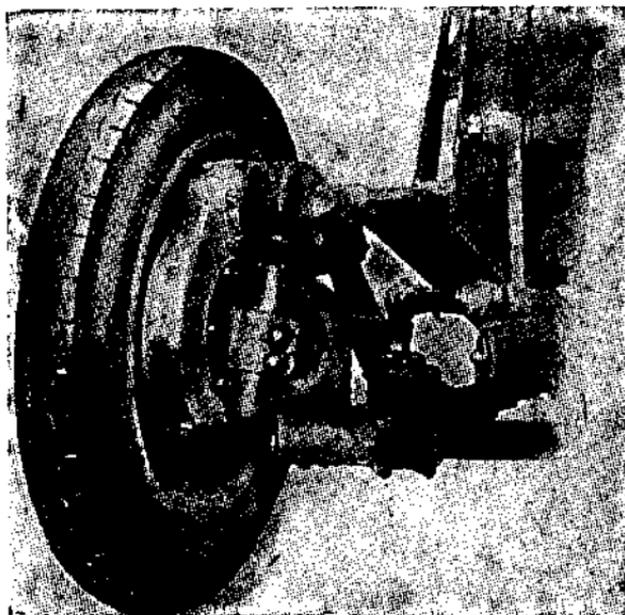
На фиг. 105а показан пример передачи на передние колеса, в которой



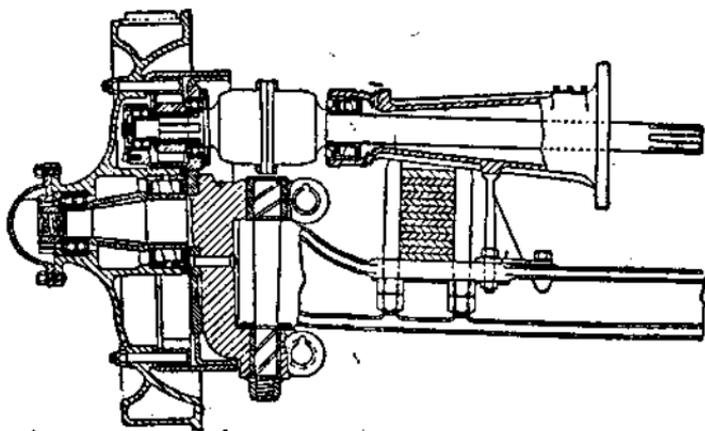
Фиг. 105. Различные типы приводов на передние колеса.

передняя ось не является направляющей. Такое устройство применяется иногда на электрокарах, тягачах и т. д.

На фиг. 105б и с показаны схемы с передними ведущими колесами и направляющей осью — тип конструкции привода на передние колеса



Фиг. 106. Эксцентричный привод передних колес в автомобиле Випертур.



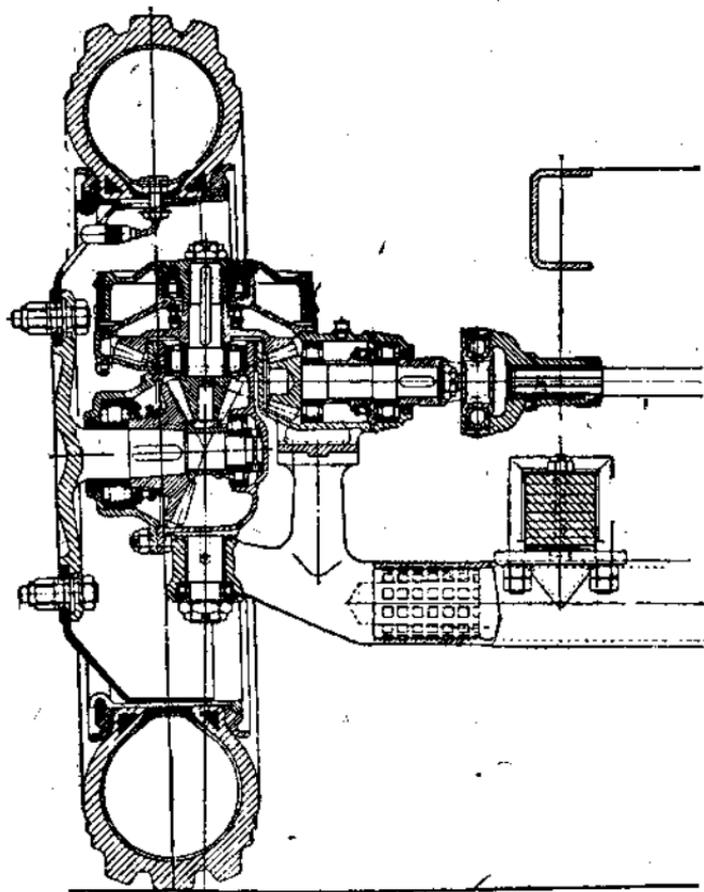
Фиг. 107. Эксцентричный привод передних колес в автомобиле Вольстром.

в том виде, какой появился на автомобильном рынке в конце прошлого века.

В начале этого столетия привод на передние колеса благодаря несовершенности конструкций того времени полностью оказался вытесненным приводом на задние колеса.

В настоящее время применяются исключительно рулевые управления с установкой колес на поворотных цапфах (фиг. 105*f, g*).

Мотоциклы и некоторые циклопеды имеют одно направляющее колесо (фиг. 105*d* и *e*).



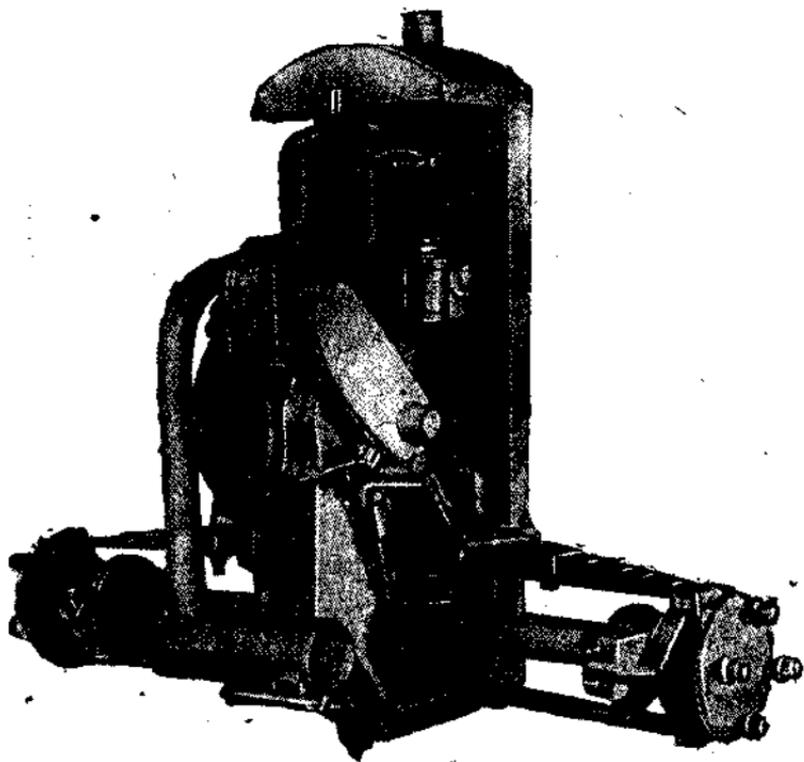
Фиг. 108. Эксцентричная разрезная ось с конической передачей на колесо.

Рулевое управление применяется также при двух ведущих осях.

Различают далее эксцентричный и центральный приводы ведущих колес. Эксцентричный привод передних колес применяется при одном ведущем колесе. У нормальных автомобилей эксцентричный привод ведущих направляющих колес применяется очень редко. Передача тогда осуществляется с помощью пары шестерен с внутренним или наружным зацеплением.

На фиг. 106 и 107 показаны примеры эксцентричного привода передних колес.

При эксцентричном приводе применяются также разрезные оси-с передачей движения на колеса с помощью конических шестерен (фиг. 108). Такой привод имелся, например, на автомобилях фирмы Даймлер с четырьмя ведущими колесами, применявшихся во время мировой войны. Эксцентричный привод применим только для грубых конструкций, для которых вес неподрессоренных масс не имеет особенного значения.

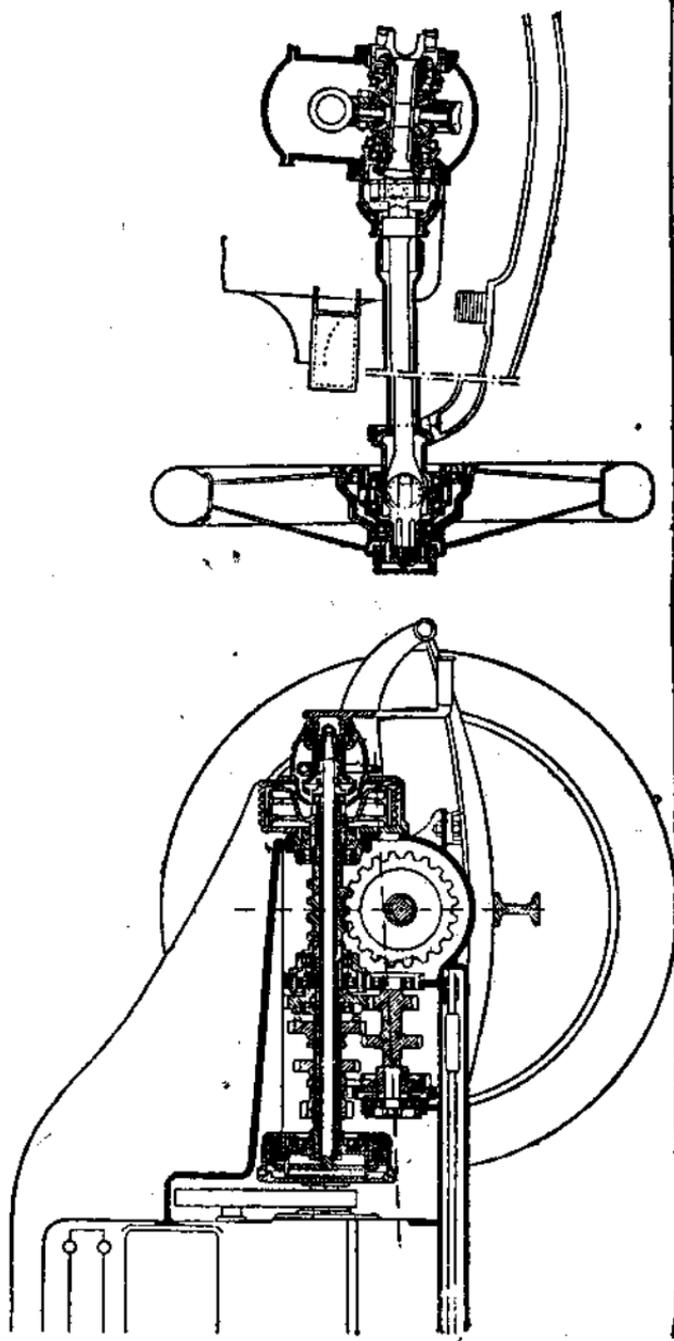


Фиг. 109. Агрегат автомобиля с передними ведущими колесами Микрон.

В 1924 г. на выставке в Париже был показан автомобиль с центральным приводом передних колес фирмы Микрон (фиг. 109), каждая из полуосей которого была снабжена тремя карданами. Два кардана из трех воспринимали прогибы рессор, а третий служил для поворотов.

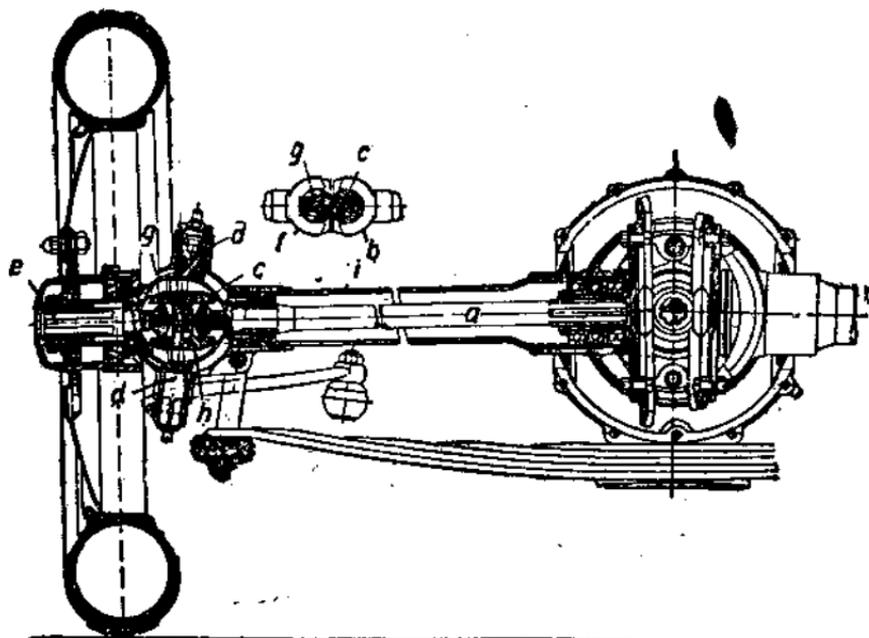
На фиг. 110 показан привод автомобиля фирмы ла-Виолет. Недостатком этой конструкции является вращение колес с неравномерной угловой скоростью и относительно большой вес неподрессоренных масс (жесткая ось).

В 1926 г. появился автомобиль фирмы Румплер. У Румплера полуось, благодаря особому устройству конических колес в дифференциале, имеет возможность качаться, несмотря на отсутствие карданов.

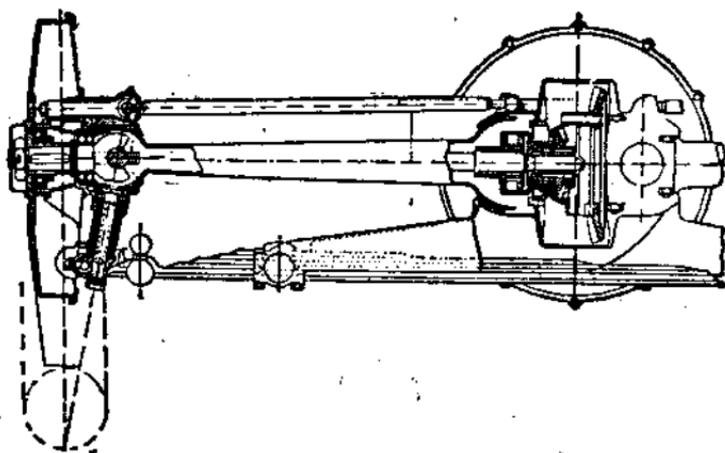


Фиг. 110. Средняя ведущая ось автомобиля Ля-Вюлет.

Поворот обеспечивался наличием кардана, расположенного на линии  
оси поворотного шкворня.



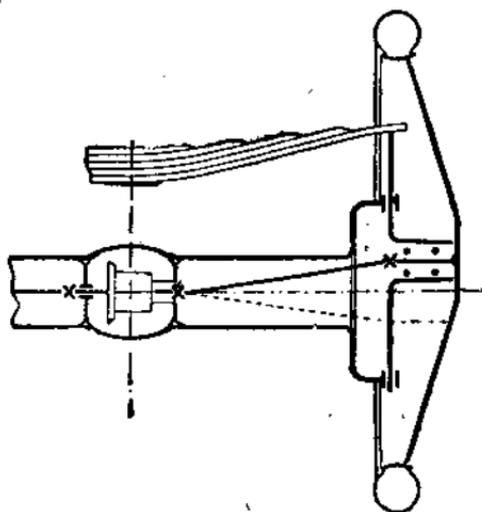
Фиг. 111. Передняя ведущая ось автомобиля Рупплера: *a*—полуось; *b*—внутренняя вилка; *c*—внутренняя промежуточная деталь; *d*—поворотный шкворень; *e*—цапфа колеса; *f*—наружная вилка; *g*—наружная промежуточная часть; *h*—соединитель.



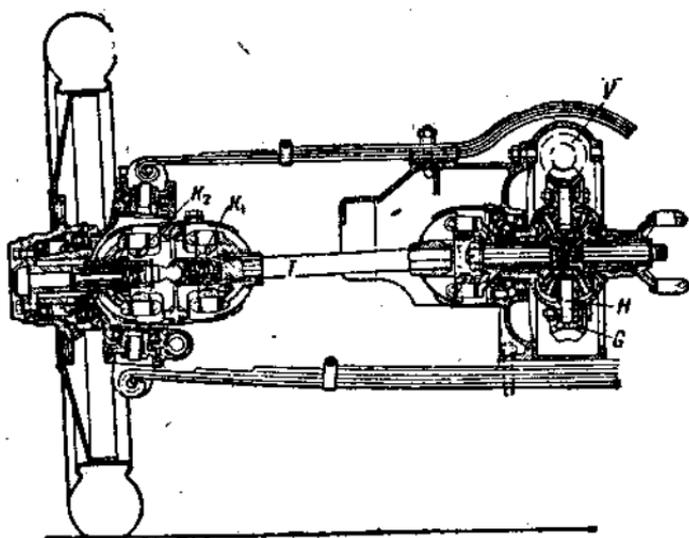
Фиг. 112. Привод автомобиля Лэнчестера.

Конструкция эта оказалась неудачной, и в 1928 г. Рупплер, сохранив качающуюся ось, оставил карданы с обеих сторон поворотного

шкворня (фиг. 111). Полуось *a* заканчивается вилкой *b*, захватывающей промежуточную часть *c*. Симметрично в отношении перпендикулярной



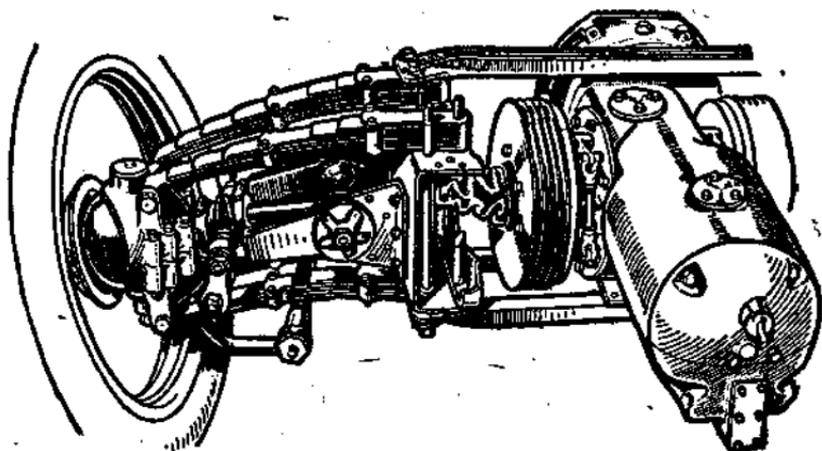
Фиг. 113. Привод автомобиля Арзам.



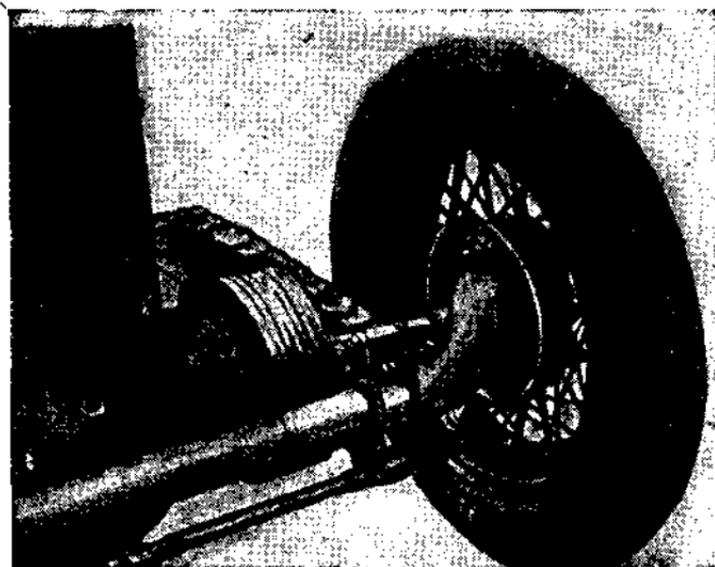
Фиг. 114. Привод автомобиля АЕМ.

плоскости, проходящей через ось поворотного шкворня, размещены вилка *f* и промежуточная часть *g*.

Промежуточные части (бронзовые) соединены стальной деталью *h*, которая усиливает ведущие колеса воспринимаются цилиндрическими направляющими защитного кожуха *i* на картере привода.



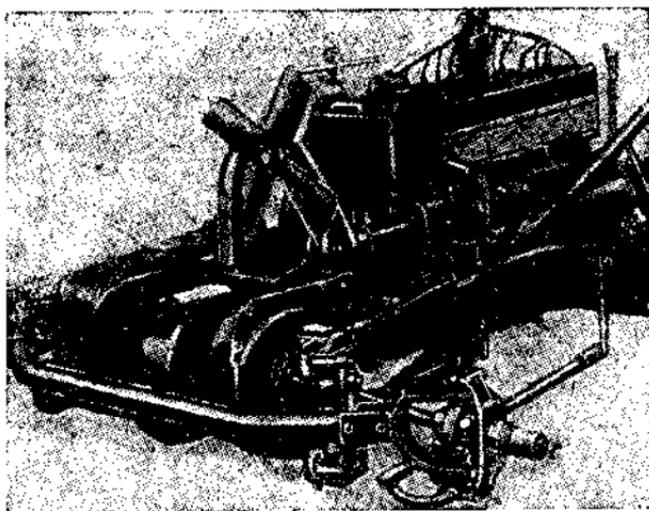
Фиг. 115. Привод автомобиля Алвис.



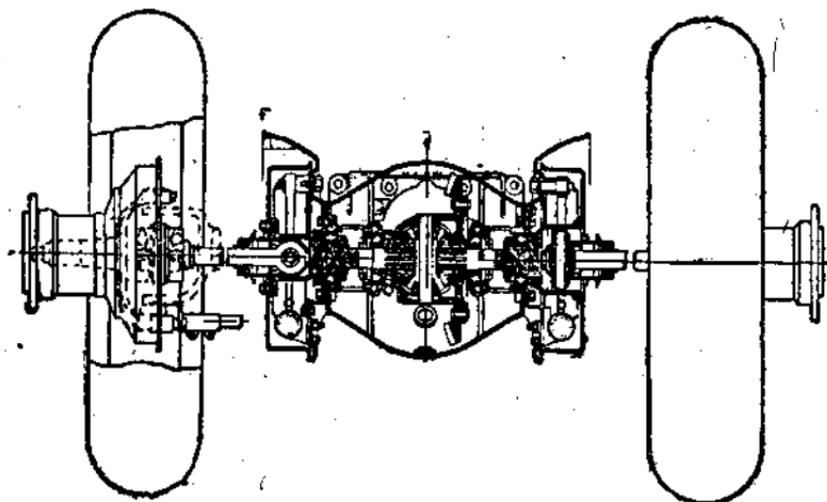
Фиг. 116. Жесткая передняя ось гоночного автомобиля Packard с передними ведущими колесами.

Анжеле (фиг. 112) передние колеса поддерживаются раструбами *h* и поперечными рассорами, проходящими под картером ведущего вала.

Раструбы и рессоры, поворотная цапфа и картер ведущего моста являются как бы сторонами параллелограмма, что обеспечивает прибли-



Фиг. 117. Моторный агрегат автомобиля с передними ведущими колесами Оберн-Корд.



Фиг. 118. Ведущие оси Оберн-Корд.

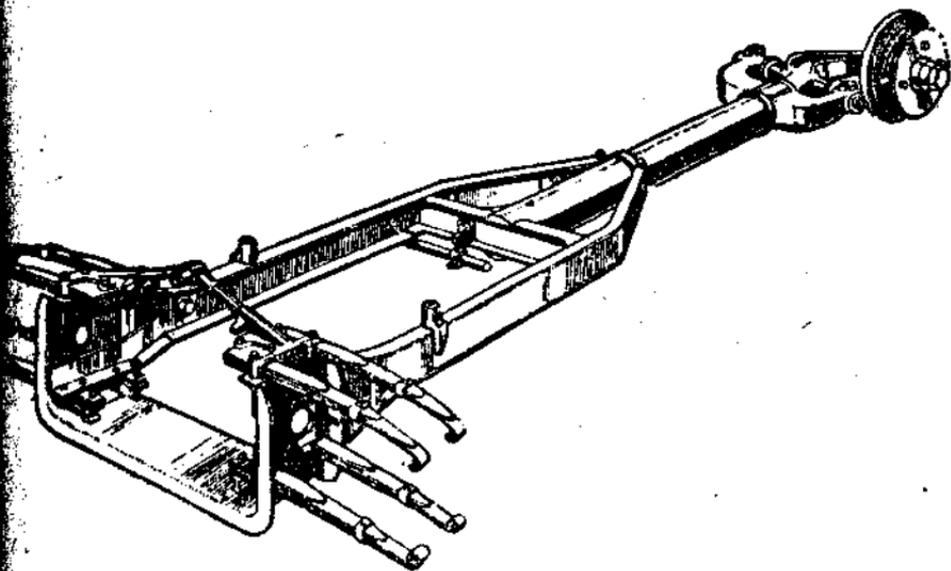
вительно одинаковый наклон колес при всех положениях рессор. Полуоси снабжены двумя карданами, из которых один расположен в плоскости поворотного шкворня.

На фиг. 113 показана ведущая полуось автомобиля Араак с особыми прямолинейными направляющими, являющимися частью передней траверсы рамы, служащей одновременно кожухом полуосей.

На фиг. 114 показан привод автомобиля АЕМ. Полуось снабжена тремя карданами: одинарным — у дифференциала и двойным — у поворотной цапфы. Ось двойного кардана не совпадает с осью поворотного шкворня.

Чтобы обеспечить одинаковый угол отклонения обоих шарниров двойного кардана во время поворота колес, последние связаны шаровой направляющей.

Интересен привод английского гоночного автомобиля Аявис (фиг. 115).



Фиг. 113—120. Рама и подвеска циклопед с передними ведущими колесами ВСА.

Передние колеса подвешены каждое на четырех четвертных поперечных рессорах. Полуоси снабжены двумя карданами. Коробка передач вынесена вперед за ось.

Вообще следует отметить, что привод на передние колеса в первую очередь привился на гоночных автомобилях, для которых свойство автомобилей с передними ведущими колесами — надежно проходить повороты при больших скоростях — является особенно ценным. На фиг. 116 показан гоночный автомобиль Паккард. Для гоночных машин с передними ведущими колесами характерно размещение жесткой передней оси, если такая вообще имеется, не под, а перед картером. Таким образом достигается одновременно с большой глубиной посадки и достаточная величина пролета.

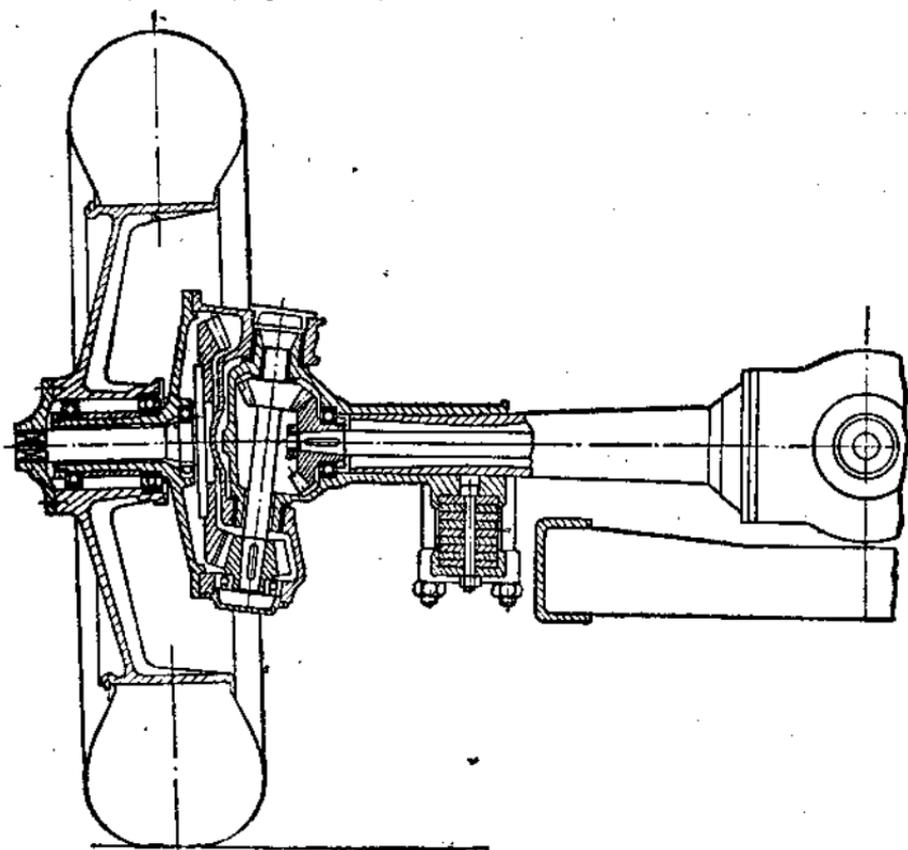
Принцип этой конструкции взят Паккардом у американца Миллер.

Распространение легковых автомобилей с приводом на передние колеса практически началось в 1920 г., когда появились автомобили Корд, выравнявшие сенсацию на автомобильном рынке.

Надо сказать, что самобытного у Корда нет почти ничего. Все сделано по уже известным принципам, но оформлено очень удачно. Между

прочим, передняя ось заимствована опять-таки у Миллера. Особый интерес Корд представляет как первый опыт серийного производства автомобилей с передними ведущими колесами. Моторный агрегат (Фиг. 117) состоит из нормального восьмцилиндрового двигателя Ли-Коминг (цилиндры расположены в ряд), примыкающего к нему сцепления и нормальной трехскоростной коробки передач и ведущего моста.

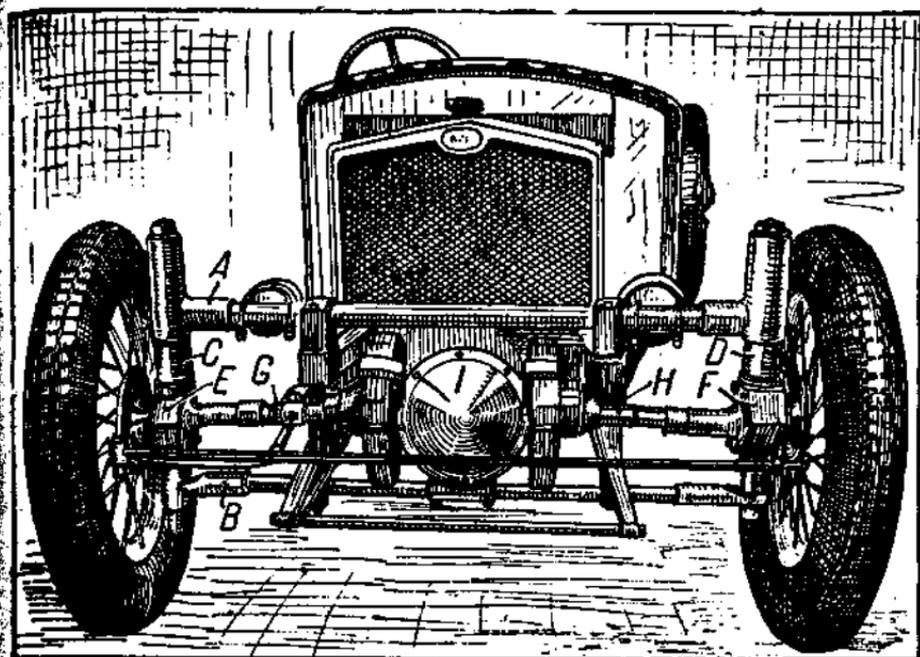
Полуоси снабжены тремя карданами: одним у дифференциала и двумя у поворотной цапфы. Цапфы колес соединены с жесткой осью, разме-



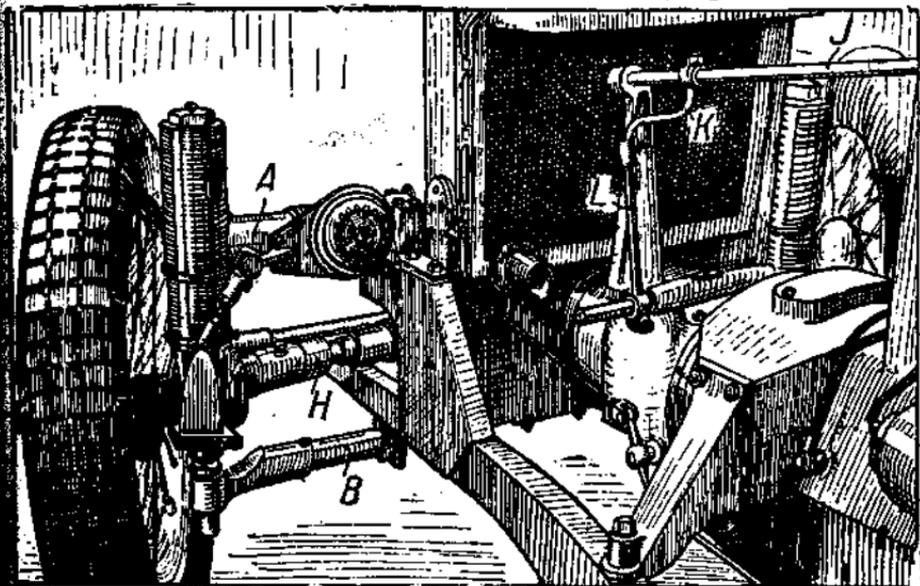
Фиг. 121. Передняя ведущая ось автомобиля Америкен-Бергман.

щенной перед картером моста. Скручивающие и толкающие усилия воспринимаются двойными продольными четверными эллиптическими рессорами. Тормоза сидят у картера дифференциала. Диаметр окружности поворота автомобиля при базе в  $3\frac{1}{4}$  м, максимальном угле отклонения колес в  $41\frac{1}{2}^\circ$  равняется 13 м. Вес автомобиля сравнительно невысок (1800 кг).

Автомобили фирмы Рукстон с передними ведущими колесами появились впервые на автомобильной выставке в Париже в 1930 г. Конструкция Рукстона отличается уже значительно большей индивидуальностью.



Фиг. 122. Автомобиль Тракта: А—корпус пружины; В—траверса; С, D—цапфы; G, H—ведущие полуоси; E, F—крышки привода.



Фиг. 123. Автомобиль Тракта: J, K, L—рычаги и тяги переключения передач.

Рукоятка, правда, придерживается стандартной формы устройства моторного агрегата и трансмиссии, т. е. применяет блок с размещением цилиндров в ряд, применяет жесткую переднюю ось и т. д., но зато им найден весьма интересный вариант размещения передачи. У Рукстона коробка передач в известной мере разделена (фиг. 100). Часть шестерен помещена перед, а остальные — за дифференциалом. Валы коробки передач цельные, проходные.

Благодаря размещению вторичного и промежуточного валов коробки передач не друг над другом, как обычно, а параллельно к горизонтальной плоскости, картер коробки передач получается очень плоским.

Полуоси снабжены карданом типа Вейс, который обеспечивает равномерность угловой скорости снабженных им валов вплоть до угла отклонения в  $32^\circ$ .

Рессоры здесь как спереди, так и сзади продольные, полуэллиптические.

Из числа циклонеток с приводом на передние колеса упомянем здесь трехколесный автомобиль ВСА, впервые показанный на автомобильной

выставке Олимпиа (Англия) в 1929 г. и с тех пор пользующийся значительным успехом (фиг. 120).

Двигатель — двухцилиндровый, с воздушным охлаждением, емкостью около 1000 см<sup>3</sup>. Цилиндры стоят друг к другу под углом  $90^\circ$ . Двигатель объединен с нормальной коробкой передач в моторный агрегат. Главная передача — червячная. Ведущие полуоси передних колес снабжены у картера привода упругими, а у колес жесткими карданами. Колеса подвешены каждое на четырех четвертных рессорах, прикрепленных к раме.

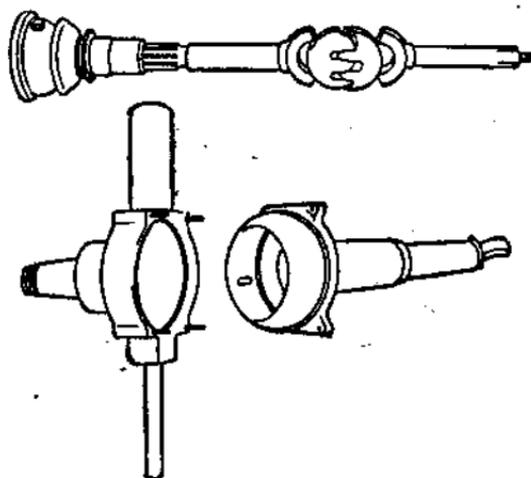
Коническая передача на колесах, применяющаяся в

упомянутом выше эксцентричном приводе, иногда применяется и при центральных осях. На фиг. 121 изображена такая полуось автомобиля фирмы Америкен-Бергман.

Наличие конической передачи на колесах увеличивает общее передаточное число ведущего моста. Кроме того обкатывание конических шестерен друг по другу позволяет колесу поворачиваться на необходимом угол. Дефектами этой конструкции являются малая солидность подшипников и шум из-за работы конических шестерен. Наличие дополнительной передачи на колесах значительно увеличивает вес неподрессоренных масс.

Среди существующих систем передач на передние колеса сравнительно широко распространенной является французская передача фирмы Тракта и немецкая Форан.

На фиг. 122 и 123 показан автомобиль Тракта с независимой подвеской передних колес. Цапфы соединены двумя горизонтальными трубчатыми штангами, из коих одна лежит выше, а другая ниже оси колеса. Вес



Фиг. 124. Двойной кардан Тракта

труб падает на долю подрессоренных масс. К неподдресоренной массе относится только вес колес, наружных карданов, поворотных цапф и концов ведущих полуосей. Детали устройства карданов Тракта показаны на фиг. 124. Двойной кардан Тракта обеспечивает равномерную передачу угловой скорости независимо от отклонения колес. Роль рессор исполняется спиральными пружинами, размещенными над шкворнем поворотной цапфы в цилиндрических футлярах (подобно рессорам качающихся осей Ланчна; см. соответствующую главу).

Схема привода немецкого автомобиля с передними ведущими колесами Форан показана на фиг. 125. Деталь ведущей передней оси Форан несколько иной конструкции показана на фиг. 126.

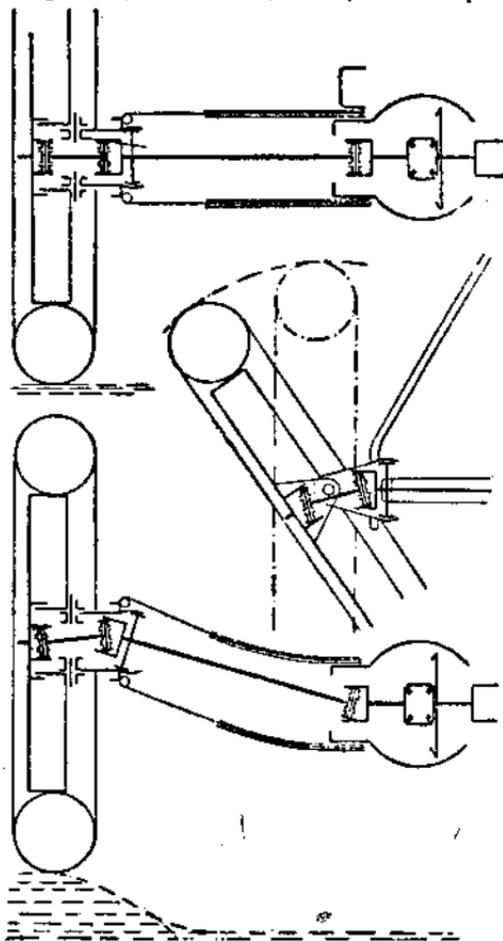
Ведущая полуось *a* соединена одной стороной карданом *b* с дифференциалом, жестко связанным с подрессоренной рамой автомобиля. Другой конец полуоси лежит в игольчатом подшипнике, корпус которого соединен сверху со штангой *d*, а снизу с поперечной рессорой *c*.

Вертикальные смещения параллельной системы направления колес и связанные с этим продольное смещение и изменение угла ведущей полуоси компенсируются карданом *b* и шаровой установкой игольчатого подшипника.

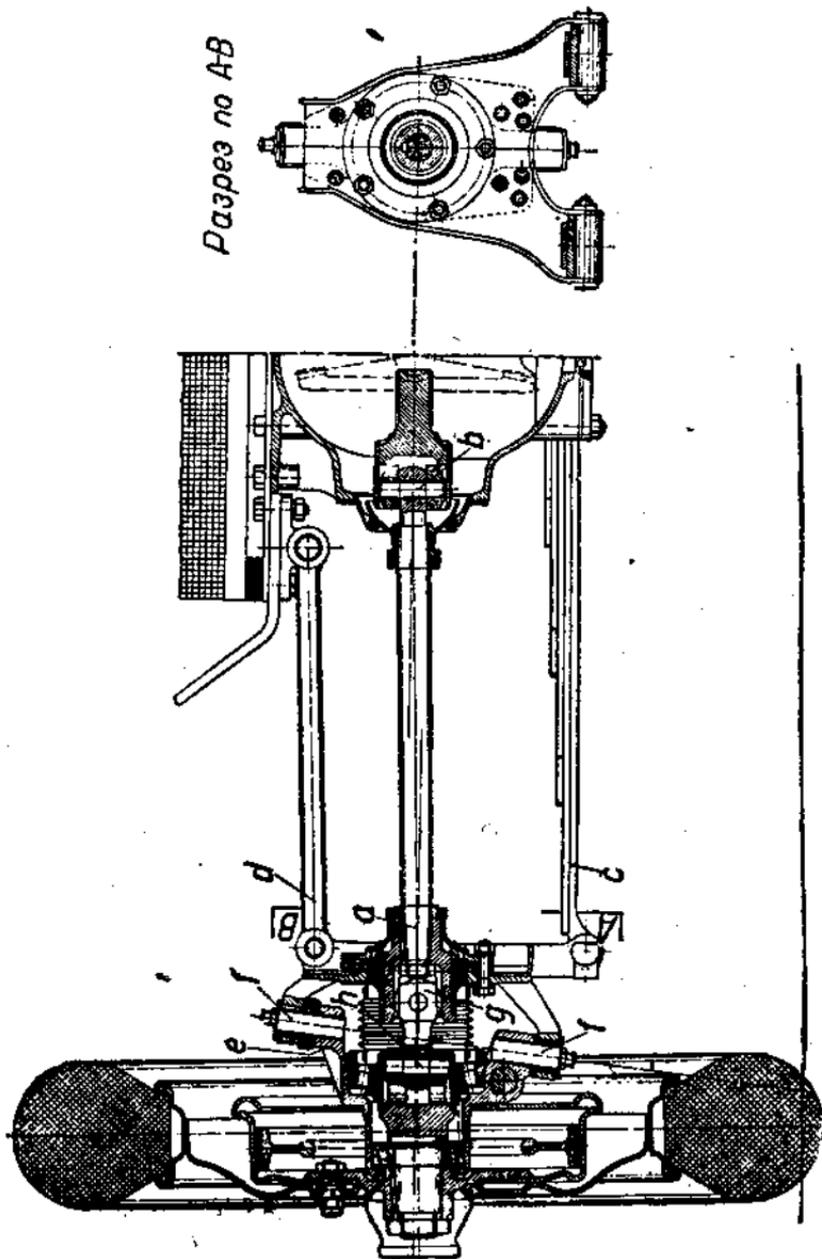
По сторонам вертикальной плоскости, проходящей через шкворень, лежат два кардана *g* и *h*. Наружный кардан *h* передает вращение полуоси на ступицу колеса автомобиля.

Обоим карданам дана возможность перемещения в продольном направлении с целью разгрузки их поверхности скольжения от непредотвратимых боковых реакций, возникающих от дорожных толчков. Карданы должны работать в основном только на скручивание. Дорожные толчки воспринимаются главным образом подшипниками поворотного шкворня *f*.

Конструкция Форан получается очень прочной и вместе с тем не громоздкой. Много внимания в ней уделено обеспечению тщательной смазки и защиты от пыли и грязи.



Фиг. 125. Схема привода Форан.



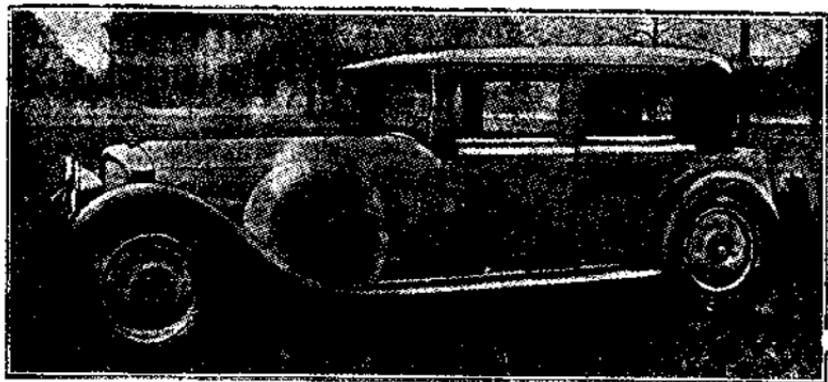
Фиг. 126. Передняя ведущая ось Форда: а — полуось; б — вал; в — корпус; с — поперечный ресора d — шпиль; e — поворотная цапфа; f — поворотная цапфа; g — шпиль.

Патентованный привод Форан использован целым рядом автомобильных фирм, как например: НАГ, Грейф и Штифт, Селве, — для грузовиков, автобусов и легковых автомобилей.



Фиг. 127. Междугородный автобус с приводом Форан.

Фирмой Форан создан особый агрегат, объединяющий в одно целое двигатель с трансмиссией и переднюю ось с колесами. Этот агрегат, который может быть путем отвинчивания нескольких болтов отделен от шасси



Фиг. 128. Легковой автомобиль с передними ведущими колесами Селве с приводом Форан.

автомобиля и выкачен для осмотра или смены, нашел широкое распространение для автобусов и тяжелых грузовиков. Пример автобуса с таким агрегатом дан на фиг. 127.

Общий вид легкового автомобиля Селве с приводом Форан показан на фиг. 128.

Достоинства привода на передние колеса можно формулировать так:

1. Законченная, цельная форма всего привода; легкая доступность для ремонта; возможность применения сменных агрегатов.

2. Отсутствие необходимости в длинном карданном вале, отличающемся склонностью к вибрации, — отсюда повышенная бесшумность работы и уменьшение сотрясений кузова автомобиля.

3. Возможность применения низкорамных шасси, низкое положение центра тяжести, простые линии кузова (благодаря отсутствию под кузовом органов трансмиссии).

4. Отсутствие необходимости в задней оси, которая может быть заменена независимой подвеской задних колес — констри. типа, отличающейся высокими дорожными качествами.

5. Малая склонность передних колес к вертикальным вибрациям, т. е. к «шимми» — вилянию.

Автомобиль с передними ведущими колесами благодаря меньшей склонности к заносу лучше проходит повороты при большой скорости передвижения.

В последнее время на рынке появился ряд маломощных автомобилей с передними ведущими колесами.

## МНОГООСНЫЕ АВТОМОБИЛИ

Автомобили с несколькими ведущими осями появились и получили распространение вследствие:

- 1) необходимости повышения при известных обстоятельствах сцепного веса автомобиля для увеличения проходимости;
- 2) необходимости увеличения грузоподъемности автомобиля при той же нагрузке на оси (предел допустимой нагрузки на ось устанавливается законом соответственно общему состоянию дорог и мостов в стране).

Первое требование предъявляется главным образом военными надобностями, второе — народным хозяйством страны.

Независимо от причины (военных или экономических), поведших к применению многоосных автомобилей, распространение их означает в автостроении значительный шаг вперед: многоосные автомобили отличаются хорошей приспособляемостью к профилю дороги и экономичностью работы.

Трудно провести какую-либо определенную границу между так называемыми «вездеходами» и грузовиками и автобусами повышенной проходимости. Любая многоосная машина, каждая трехоска более или менее приближается к вездеходу.

### Вездеходы

Не каждый автомобиль способен передвигаться на плохих дорогах, а тем более по бездорожью. Большинство современных автомобилей массового производства не имеет необходимой для этого приемистости, надежной и легкой управляемости и высокого тягового усилия при собственном малом весе.

Стремясь создать автомобиль для работы в колониях, отличающихся плохими дорожными условиями, французские и английские автомобильные заводы дали ряд очень удачных конструкций трехосок.

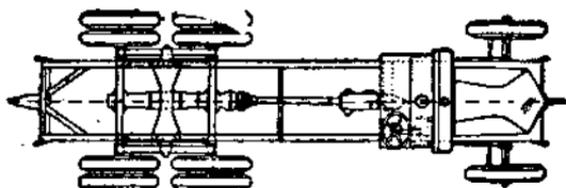
Эти автомобили использовались в Африке для транспорта армии, подвозки аммуниции и пр. Военные власти Франции и Англии, удовлетворенные успешной работой этих новых конструкций, форсировали развитие их производства у себя в стране. Опыт этого производства потом был использован для создания многоосок для хозяйственных целей.

Несколько лет назад французская фирма Citroen построила ряд гусеничных автомобилей, совершивших поход через Сахару. Опыт Citroen был подхвачен рядом других фирм, стремившихся создать автомобили подобной же проходимости. Французский завод Рено тогда сконструировал шестиколесный автомобиль с двумя ведущими осями.

Отличие трехоски от нормального двухосного автомобиля заключается, главным образом, в приводе к ведущим осям, подвеске последних и способе восприятия реактивного скручивающего момента.

Ввиду того, что сопротивление качению на дороге и на бездорожье различаются весьма существенно, коробка передач, обычно, снабжается дополнительными передачами.

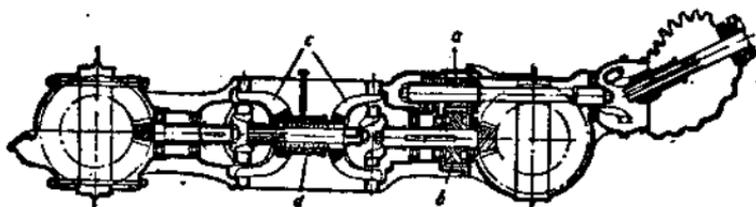
Первый трехосный автомобиль Рено (фиг. 129) имел два нормальных задних моста с коническими главными передачами. Привод осуществлялся парой цилиндрических шестерен (фиг. 130).



Фиг. 129. Трехосный автомобиль Рено.

Подвижность осей обеспечивалась карданами с и возможностью вращения хвостовиков в подшипнике *d*.

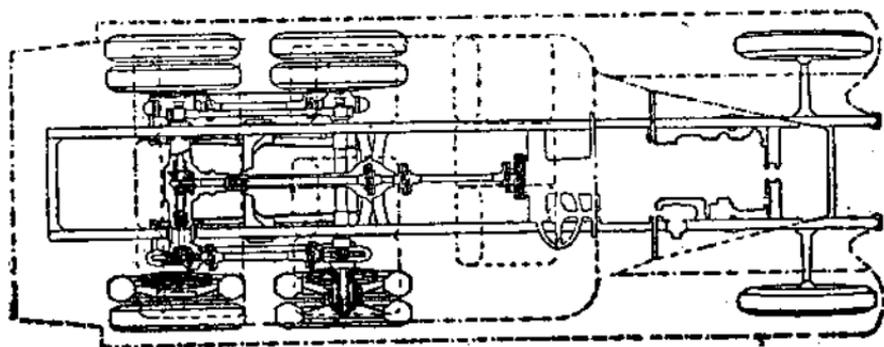
Подвеска ведущей оси осуществлялась двумя рессорами, расположенными с обеих сторон автомобиля. Концы рессор при помощи пальца



Фиг. 130. Привод осей автомобиля Рено.

крепилась к осям. Рессора могла свободно качаться, будучи подвешенной по середине.

Соединение осей телескопической частью невыгодно в том отношении, что реактивный крутящий момент вызывает неравномерную нагрузку



Фиг. 131. Привод осей у автомобиля Беране.

осей. На низкой скорости одна из осей может оказаться совсем разгруженной, и трехосный автомобиль будет вести себя, как обычный двухосный.

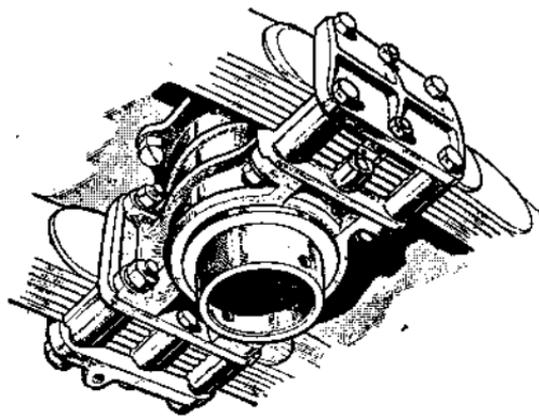
У Берлие (фиг. 131) подвижность осей сравнительно ограничена. Главный карданный вал приводит во вращение через пару конических шестерен промежуточный вал, от которого вращение через конические шестерни передается двум карданным валам, параллельным главному карданному валу.

Каждый из карданных валов передает вращение через два червячных привода на колеса одной стороны автомобиля.

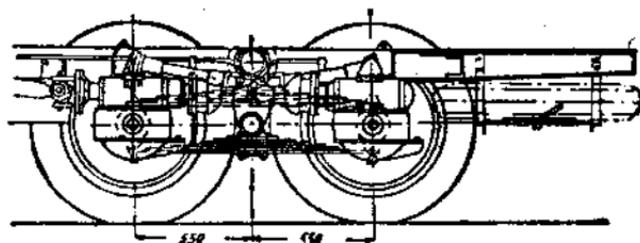
В этой очень сложной конструкции привод задних осей осуществляется четырьмя червячными передачами, тремя парами конических шестерен, тремя карданными валами и шестью карданами.

Конструкция многососевого автомобиля должна удовлетворять еще следующему основному требованию: соединение осей рессорами должно быть таково, чтобы не мог иметь места перекос рамы и рессор и чтобы ничто не препятствовало равномерному распределению нагрузки на ведущие колеса.

Конструктивной разработке подвески и способа восприятия толкающих и скручивающих усилий должно быть уделено еще значительно большее внимание, чем для нормальных двухосных автомобилей.



Фиг. 132. Подвеска рессор на одной качающейся опоре.



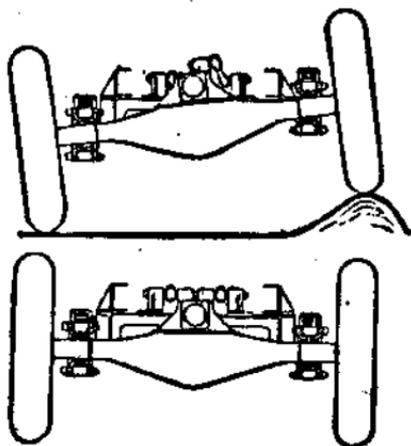
Фиг. 133. Подвеска рессор на двух качающихся опорах.

Чтобы рессора могла свободно прогибаться, не вызывая при этом изменения нагрузки на колесо, она подвешивается посредине в качающихся подшипниках.

На фиг. 132 показана подвеска двойных рессор в одном подшипнике, а на фиг. 133 — подвеска в двух подшипниках с каждой стороны автомобиля. Двойные рессоры по схеме, представленной на фиг. 133, заменяют тогда, когда хотят в целях увеличения подвижности осей равномерности распределения нагрузки избежать установки толкающей трубы или специальных штабов, служащих для восприятия толкающих усилий.

Чтобы избежать перекручивания рессор при значительном перемещении осей, английские конструкторы прибегают к шарообразному креплению рессорного кронштейна к картеру заднего моста (фиг. 134).

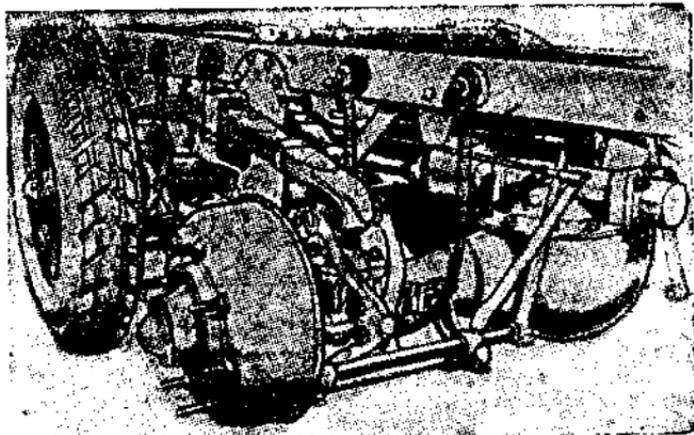
Торнкрофт для этой же цели применяет качающиеся рычага (фиг. 135).



Фиг. 134. Шаровая подвеска рессорного кронштейна.

На фиг. 135 показан способ восприятия крутящего момента у автомобиля Моррис с помощью реактивной штанги. Штанга показана на фиг. 148, стр. 121. Благодаря пружине *B* штанга может немного деформироваться под действием нагрузки. Штанга одного из мостов работает на растяжение, а другого на сжатие. При работе на растяжении давление от крышки *A* будет передаваться на правый конец пружины *B*. Левый конец пружины упрется во втулку *C* и через гайку *D* передаст давление на стержень *N* и затем уже на шарнирную опору. При работе на сжатие давление от корпуса *F* будет передаваться на левый конец пружины, в то время как правый ее конец упрется в запечник на стержне *N*, и через него давление

передастся снова на шарнирную опору. Как видно, пружина в обоих случаях работает на сжатие. Один конец штанги шарнирно соединяется



Фиг. 135. Подвеска рессор на качающихся рычагах у автомобиля Торнкрофт.

с косынкой, укрепленной на кожухе заднего моста, другой — со специальной трубчатой поперечной *E*, служащей для передачи реактивного скручивающего момента на раму. Автомобиль имеет по одной центральной расположенной штанге на каждом мосту.

У английского автомобиля Скаммель (фиг. 137) с каждой стороны смонтирована одна рессора. На выступающем конце ведущей оси подвешено свободно качающееся коромысло, на концах которого установлены колеса.

Привод на колеса осуществляется помощью цилиндрических шестерен (фиг. 138).

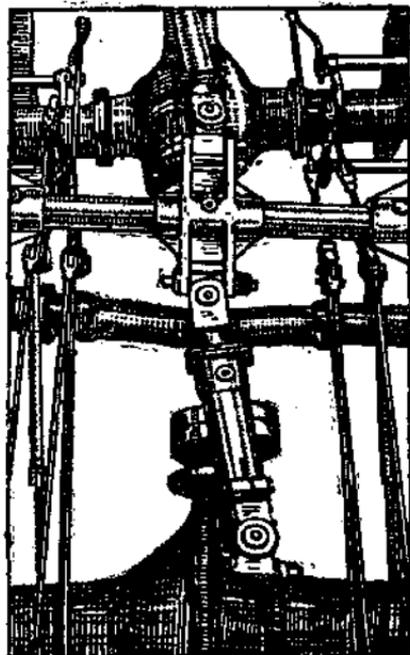
Достоинством такой подвески является качание колес только в одной плоскости и сохранение поперечной колеи.

Значительным дефектом является очень большой вес неподрессоренных частей. Непосредственный привод колес шестернями ведет к смещению нагрузки у обеих осей. Последние обстоятельства значительно уменьшают ценность в остальном прекрасно выполненной конструкции.

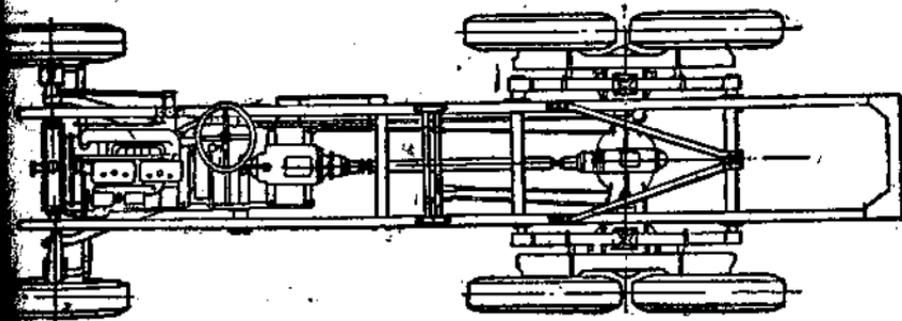
Конструкции первых немецких трехосок были во многом подобны конструкции Рено. (Характерный признак — телескопическая соединительная часть между обоями задними осями.)

На фиг. 139 показана трехоска Моррис. Промежуточный вал между осями передает вращение через конические шестерни со спиральным зубом на ведущие полуоси. Полуэллиптические рессоры прикреплены к среднему мосту жестко, а к заднему мосту — на серьге. В общем эта конструкция весьма несовершенна.

Значительно лучше и оригинальней была трехоска Манесман, в которой максимум внимания был уделен не сохранению обычных конструк-



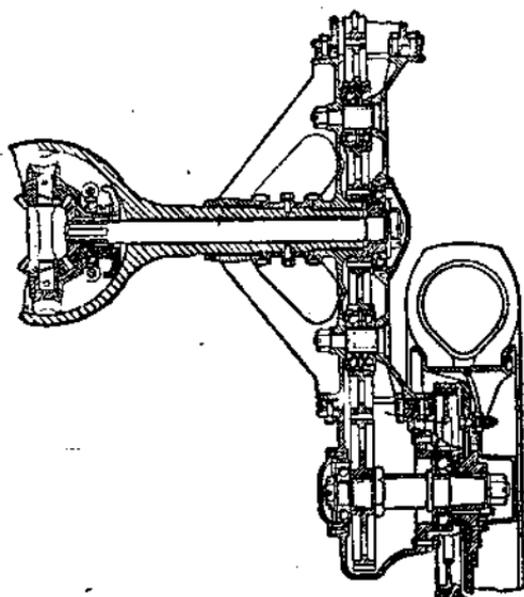
Фиг. 138. Реактивная штанга автомобиля Моррис.



Фиг. 137. Трехоска Скаммель.

и мостов, но уменьшению веса неподрессоренных масс. У Манесмана шартеры обоих мостов жестко крепились к раме. Привод осуществлялся

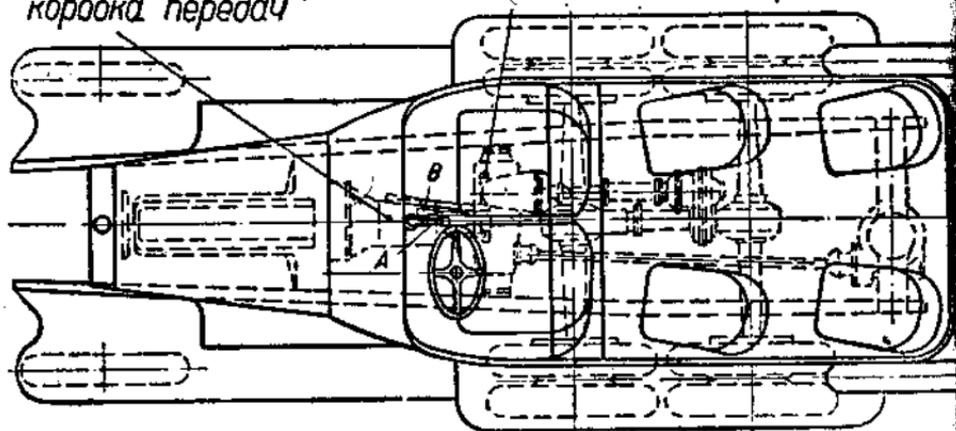
непосредственно на каждое колесо с помощью шестерен. Каждое колесо могло свободно качаться вокруг ведущей шестерни независимо от второго колеса.



Фиг. 138. Подвеска и привод колес у автомобиля Скаммель.

Нормальная  
коробка передач

Дополнительная коробка пере



Фиг. 139. Трёхшаска Хорьх

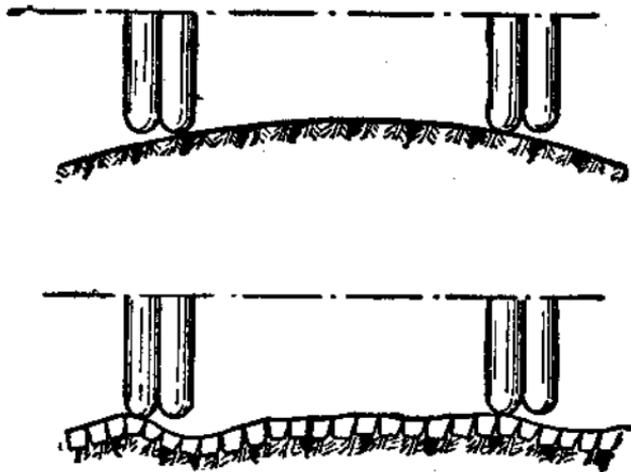
Установленные между осями рессоры являлись как бы шарнирным рычагом, уравнивающим нагрузку обоих мостов. Неподрессоренными оставались только колеса и часть рессоры. Для предупреждения скручивания балки рессор уложены в большие резиновые башмаки. У Манесмана привод влияет на прогиб рессор, и, наоборот, игра рессор влияет на равномерность привода. Пневматики и органы трансмиссии подвергаются благодаря этому высоким напряжениям. Автомобиль этот распространения не получил, хотя упомянутые недостатки его, вероятно, могли бы быть устранены.

Для полноты обзора упомянем еще английский автомобиль с двумя тремя ведущими осями (FWD и SWD) и немецкую трехоску Сельве с тремя ведущими осями.

Оба последних типа отличаются чрезвычайно высокой проходимостью.

### Современные транспортные трехоски

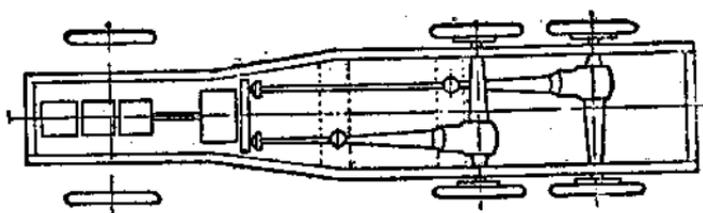
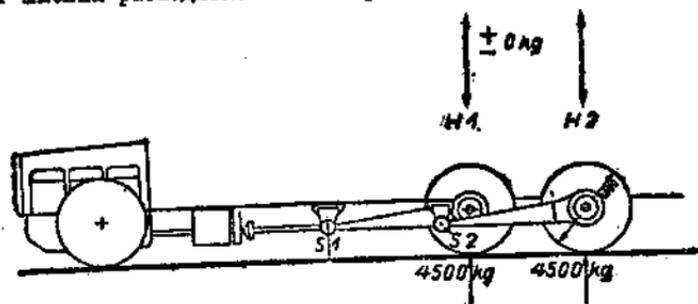
Увеличению грузоподъемности двухосных автомобилей препятствует граничная законом величина допустимой нагрузки на ось. Это и является основной причиной развития транспортных многоосных грузовиков. Набление грузовиков пневматиками низкого давления также содействовало распространению трехосок. Большой общий вес грузовиков требует не менее шести пневматиков низкого давления, независимо от величины



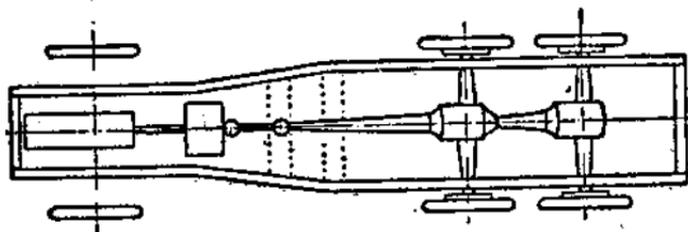
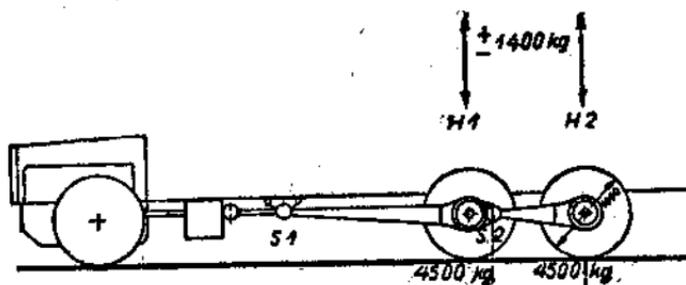
Фиг. 140. На неровной дороге нагрузка часто целиком передается только на одно колесо.

допустимого давления на ось. Эта задача разрешается установкой на длин мост двухосного автомобиля сдвоенных шин. Но такое устройство, которое нежелательно даже в случае применения грузополных и пневматиков высокого давления из-за неравномерного распределения нагрузки, является нежелательно для баллонов (фиг. 140). Ширина баллона равняется приблизительно 27—30 см. Общая ширина четырех пневматиков больше метра, поэтому даже у самых широких автомобилей расстояние между рессорами получается меньше одного метра. Вынести рессоры и колеса тоже нельзя, потому что это затруднило бы смену пневматиков.

В вопросе о необходимости установки третьего дифференциала между мостами мнения расходятся. Всякая разница в радиусе пневматиков ве-



Фиг. 141. Схема параллельного привода трехоски.



Фиг. 142. Схема последовательного привода трехоски.

\* дущих колес, вызванная разным давлением воздуха в шинах или разной степенью износа их, ведет к тому, что отдельные колеса стремятся раб

ть с различными оборотами. При жестком соединении осей крутящий момент распределяется неравномерно, если не имеется третьего дифференциала. Для бездеходов третий дифференциал, конечно, недопустим, поскольку наличие промежуточного дифференциала вдв  $\varepsilon$  увеличивает опасность буксования: при наличии третьего дифференциала достаточно начать буксовать одному из четырех ведущих колес, чтобы весь автомобиль потерял способность передвигаться. Для предотвращения последнего недостатка предложен ряд специальных конструкций дифференциалов, гарантирующих равномерное распределение крутящего момента между осями и вместе с тем предотвращающих опасность буксования. Широкого распространения эти дифференциалы не получили.

При работе на мало-мальски хороших дорогах третий дифференциал дает очень хорошие результаты. Наличие третьего дифференциала позволяет расчитать отдельные ведущие оси лишь наполовину величины суммарного крутящего момента. Благодаря этому уменьшается вес неподдресоренных масс и удешевляется производство. Предположение об увеличении износа пневматиков вследствие постановки третьего дифференциала оказалось несостоятельным.

В конструктивном отношении трехоски могут быть разбиты на два класса, в зависимости от устройства привода.

Последовательный привод. Толкающие усилия заднего моста передаются трубой через шаровую опору на картер среднего моста, от которого суммарное толкающее усилие обоих мостов передается трубой и шаровой опорой на раму.

Параллельный привод. Толкающие усилия каждого моста передаются отдельными трубами и шаровыми опорами.

Последняя конструкция дает более четкое направление и восприятие толкающих усилий, крутящих моментов и тормозных реакций, зато делает необходимой дополнительную передачу, присоединяемую к коробке передач, для распределения крутящего момента на параллельные карданные валы обоих задних мостов.

Фиг. 141 показывает, что при параллельном приводе оба задних моста  $H_1$  и  $H_2$  соединены трубами и опорами  $S_1$  и  $S_2$  непосредственно с рамой. При последовательном приводе (фиг. 142) задний мост  $H_2$  со своей трубой и опорой  $S_2$  опирается на средний мост  $H_1$ . В примере, приведенном на фиг. 141, давление на ось равняется 4500 кг, коэффициент сцепления пневматиков с дорожной поверхностью  $\mu = 0,6$ . При трогании с места тандемным приводом имеет место приподнимание или разгрузка оси  $H_1$  на 1400 кг и перегрузка оси  $H_2$  на ту же величину. При торможении имеет место обратное: разгружается ось  $H_2$  и перегружается ось  $H_1$ . В результате изменения нагрузки страдают пневматика.

При параллельном приводе обе оси не зависят друг от друга. Усилия идут раздельно на раму и распределяются на рессоры, выполненные в виде прорысел.

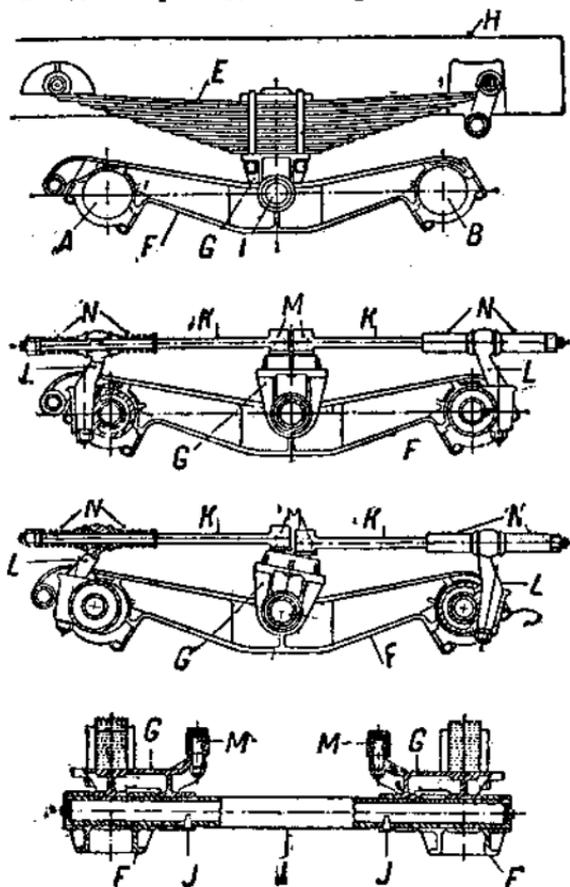
При последовательной передаче рессоры выполнены тоже в виде корысел, но они не могут служить для распределения возникающих крутящих и тормозных моментов, поскольку, как мы уже говорили, реакции заднего моста передаются непосредственно на средний мост.

Дальнейшим дефектом последовательного привода является весьма короткая длина трубы среднего моста, подверженной в точке  $S_2$  значительному прогибу под влиянием игры рессор на плохой дороге.

При параллельном приводе обе шаровые опоры равномерно воспринимают толкающие усилия. При последовательном приводе толкающее усилие от  $S_2$  проходит через мост  $H_1$ , а все суммарное усилие передается на раму в точке  $S_1$ . Поэтому  $S_1$  следовало бы делать более прочным, чем  $S_2$ .

В Европе (кроме Германии), где развитие конструкции многоспиральных автомобилей шло в большинстве случаев от вездехода, последовательный привод широко применяется. Приведем несколько примеров.

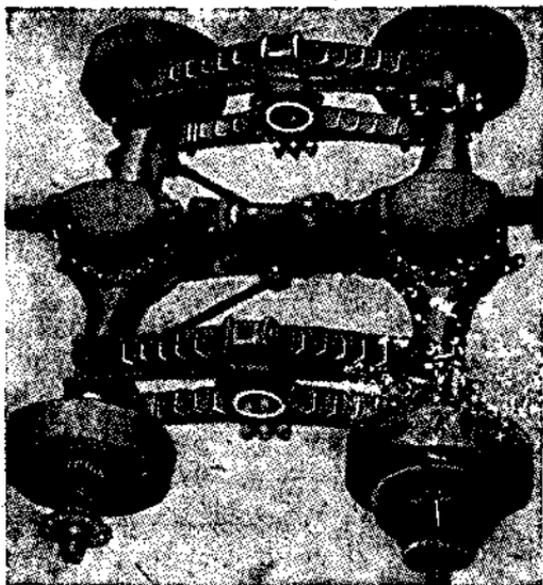
На фиг. 143 показана схема подвески у трехосной Твикен. Полуэллиптическая рессора *E* обычным образом (спереди на пальце, сзади на серье) соединена с рамой *H*. Качающийся рычаг-коромысло подвески *F* — вращается в подшипнике *J* банника *G*. Крутящий момент воспринимается с каждой стороны двойными реактивными штангами, концы



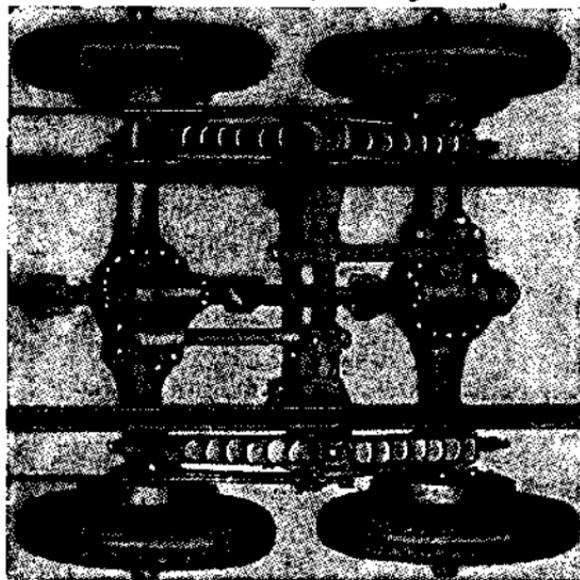
Фиг. 143. Подвеска и реактивные штанги у тележки Твикен.

которых установлены в шаровых опорах *M* рычагов *L*. Продольные вибрации поглощаются спиральными пружинами *N*. Вся конструкция отличается солидностью и хорошей механической и динамической устойчивостью.

На фиг. 144 и 145 показаны еще две других американских конструкции. Различаются они способом восприятия реактивного скручивающего момента. Последняя конструкция дает возможность значительно большего бокового смещения осей.



Фиг. 144. Тележка трехоски с жестким восприятием реактивного скручивающего момента между картерами задних мостов.



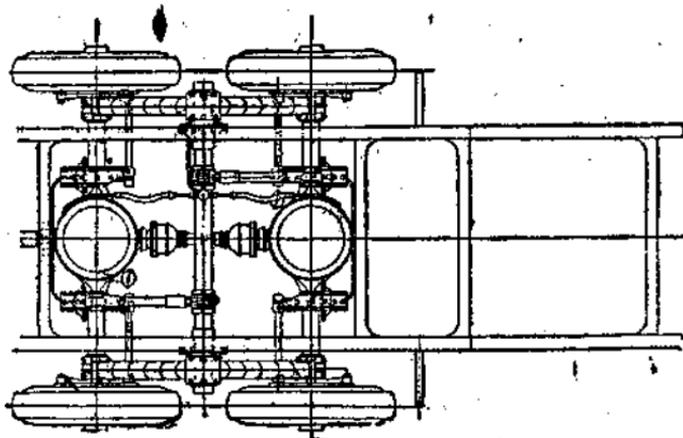
Фиг. 145. Подвеска трехоски. Реактивные штанги установлены в шаровых опорах.

У английской трехоски Карьер (фиг. 146) реактивный момент передается на раму посредством штанг. Подвеска выполнена на двух полуэллиптических рессорах, соединенных посредине башмаком. Деталь привода и устройство реактивных штанг показаны на фиг. 147.

Очень интересен привод безрамной трехоски типа Татра (фиг. 149). Татра изготовляет и маломощные и тяжелые трехоски. Шасси тяжелого грузовика Татра показано на фиг. 150. Эти грузовики оказались в эксплуатации очень хороши. Этому во многом, конечно, содействует весьма остроумная конструкция качающихся полуосей Татра (см. главу о качающихся осях).

Деталь привода показана на фиг. 151.

Двигатель через коробку передач приводит во вращение вал 1, проходящий до конца шасси. Между ведущими парами полуосей помещен вал 7, снабженный двумя дифференциалами 5, 6 для обеих полуосей. Между валом 1 и 7 включена дополнительная коробка передач шестернями 8, 8' и 9, 9'. Между шестернями 8 и 9 имеется муфта 10 для пере-

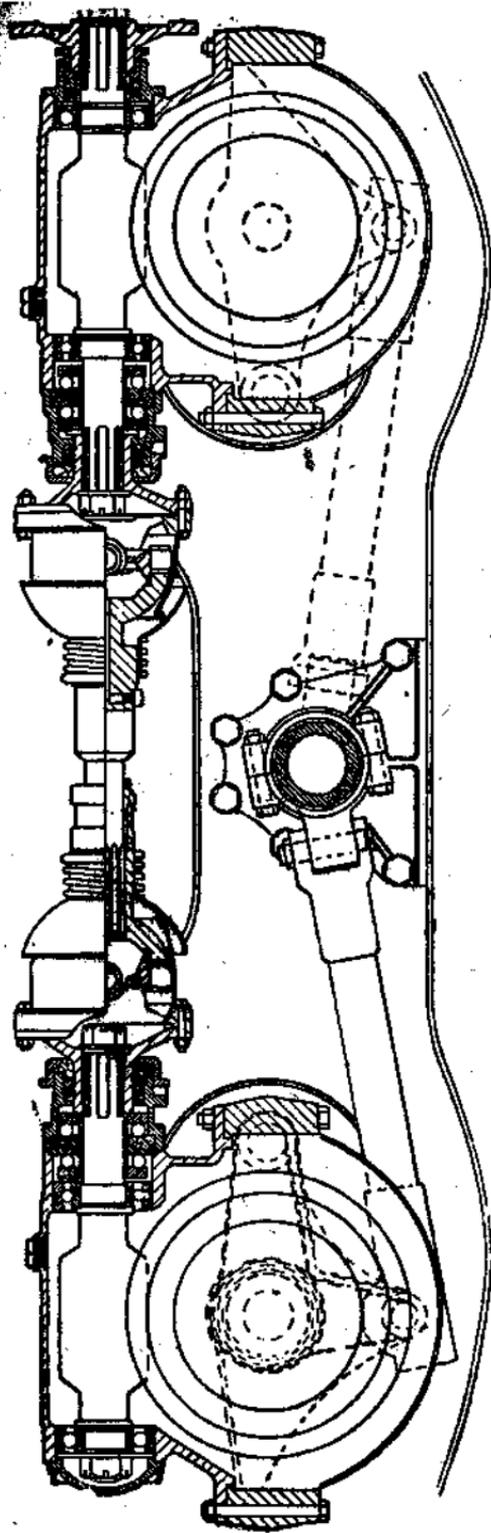


Фиг. 146. Телезка трехоски Карьер.

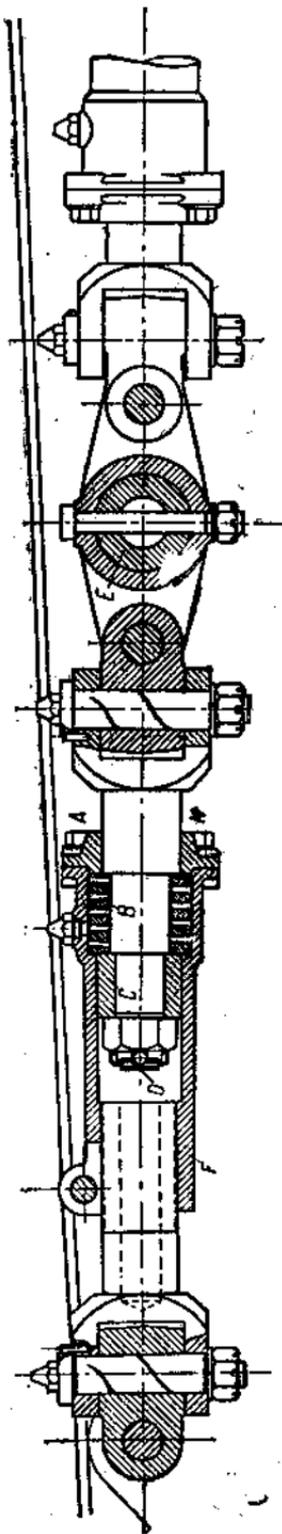
ключения. Благодаря отсутствию на валах 1 и 7 карданных сочленений остается достаточно свободного пространства для размещения дифференциалов и конической передачи 12 к качающимся полуосям. Картер передачи 11 жестко прикреплен к трубчатой раме шасси Татра.

В вопросе, какая из главных передач желательней — червячная или с коническими шестернями — единого мнения не существует. И та и другая система имеет своих противников и сторонников.

Привод коническими шестернями — более старый. Он доминировал тогда, когда надежность червячного привода была еще сомнительна. Чем тяжелее становились шасси автомобиля, тем большие размеры принимали конические шестерни и становилась более громоздкой главная передача. Кроме того коническая передача не дает тех больших передаточных чисел, которые необходимы для больших грузовиков, и поэтому приходится прибегать к редуктору. Когда в Англии появились вполне надежные червячные передачи Дэвид Браун, число сторонников последней стало быстро увеличиваться. Установка должна, правда, производиться с большей точностью, но зато вся конструкция получается более простой, более бесшумной, чем при передаче коническими шестернями. Известная амери-



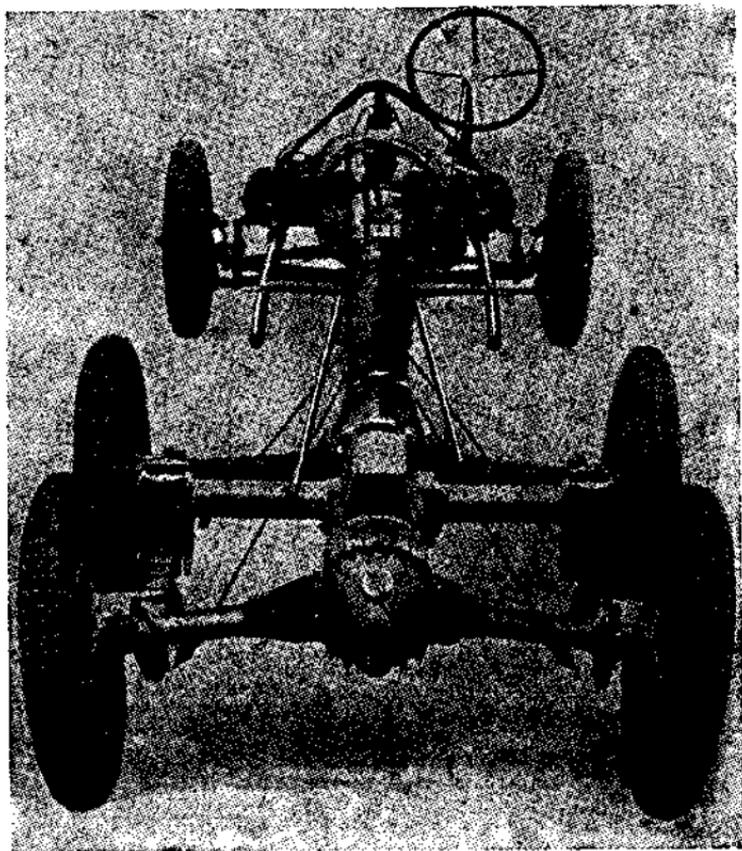
Фиг. 147. Деталь привода и реактивной штанги грохотки Керрер.



Фиг. 148. Деталь реактивной штанги автомобиля Моррис.

канская фирма Тимкен, занимающаяся массовым производством специально задних мостов, поставляет их по желанию либо с тем либо с другим приводом.

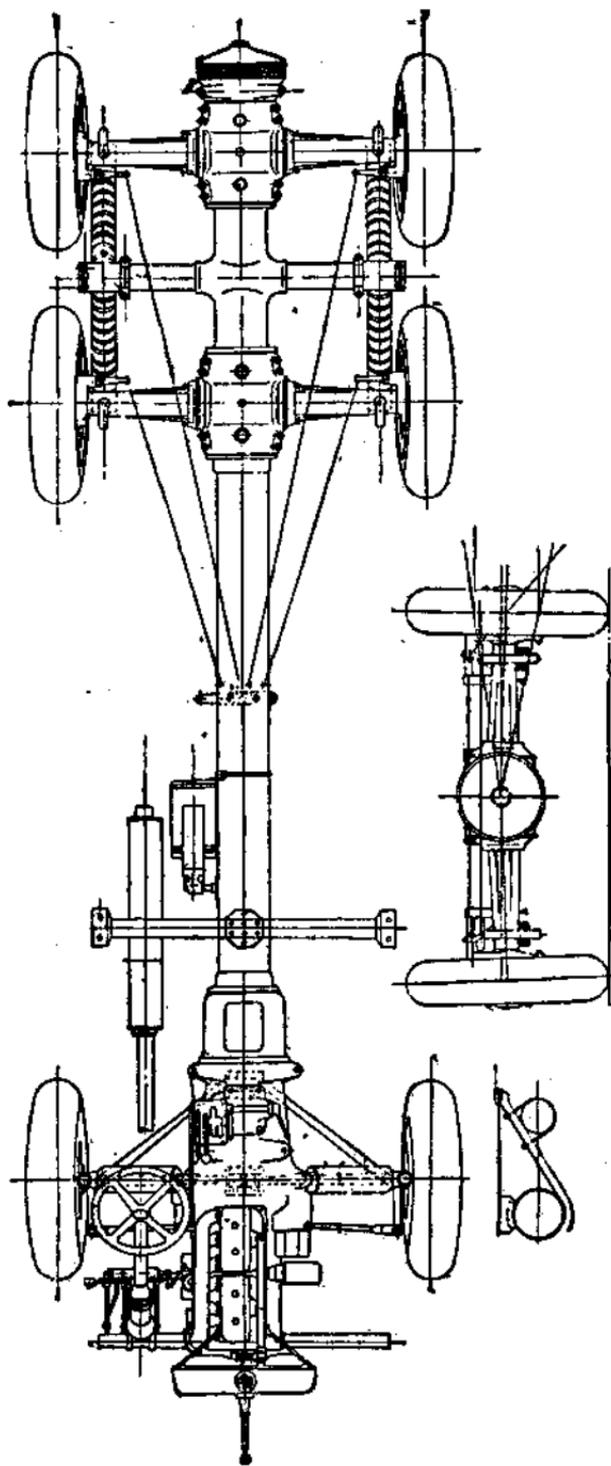
В Германии производство трехосок приняло, начиная с 1928 г., очень большой размах. Отметим некоторые характерные и интересные из них. Трехоска Ганза-Ллойд (фиг. 152) отличается своеобразной подвеской



Фиг. 149. Общий вид безрамной трехоски Титра.

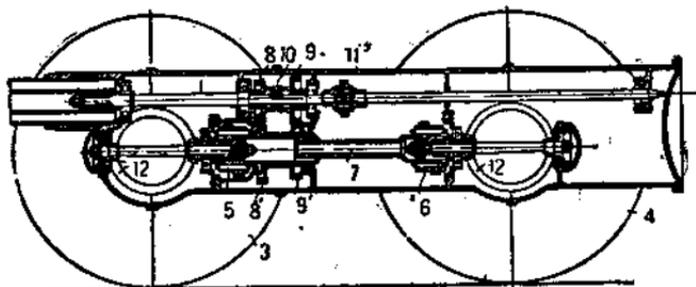
каждого отдельного колеса на одноплечем рычаге. Схема этой подвески показана на фиг. 153.

У Фомата (фиг. 154) имеется проходной карданный вал. Привод обоих задних мостов производится с помощью промежуточных шестерен, вследствие чего главные передачи и дифференциалы задних мостов располагаются не на продольной оси автомобиля, а снесены в сторону. Достоинством этой конструкции является значительная длина соединительного вала, превышающая расстояние между обеими осями, что в значительной мере облегчает работу карданов.



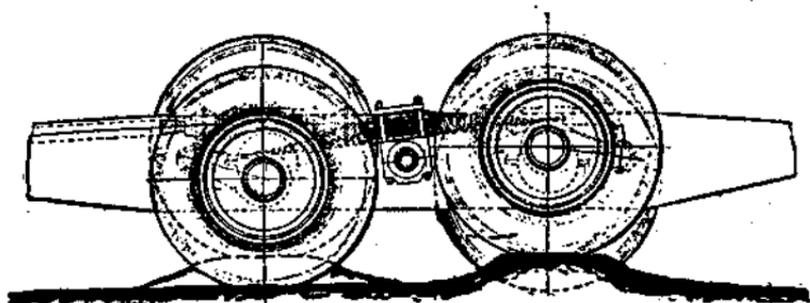
Фиг. 150. Шассе четырехколесный Тетра.

У Дюркоппа (фиг. 155) каждое колесо имеет собственный червячный привод, причем червячное колесо может качаться вокруг оси червяка.



Фиг. 151. Деталь привода гатра.

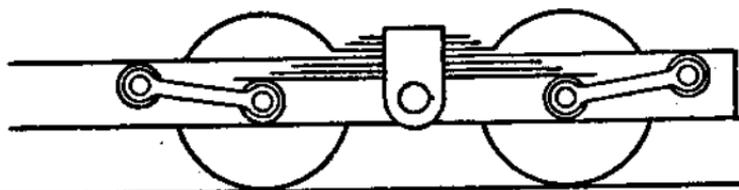
В результате такой конструкции качающихся осей Дюркопп достиг значительного уменьшения веса неподдресоренных масс, правда, за счет общего веса автомобиля, увеличенного на вес очень тяжелого распределительного механизма, помещенного между обоями задними мостами и жестко связанного с рамой.



Фиг. 152. Тележка автомобиля Ганза-Ллойд.

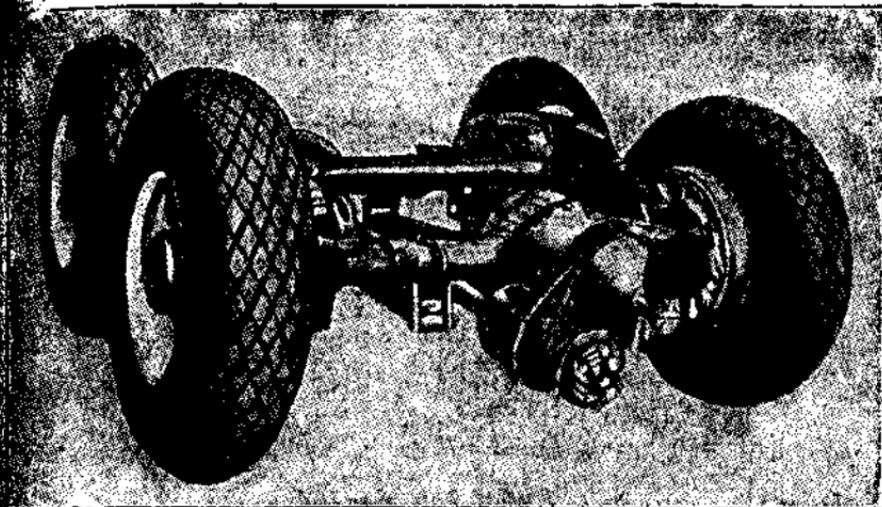
Конструкция НАГ с качающимися осями показана на фиг. 156. У НАГ полуосевые шестерни насажены на валики с двумя карданами К и К<sub>1</sub>.

Благодаря наличию сферических частей на картерах задних мостов каждое из ведущих колес может независимо перемещаться. Колеса подвешены на рычагах F, которые могут качаться вокруг трубчатой поперечины J, проходящей между ведущими мостами. Около этой

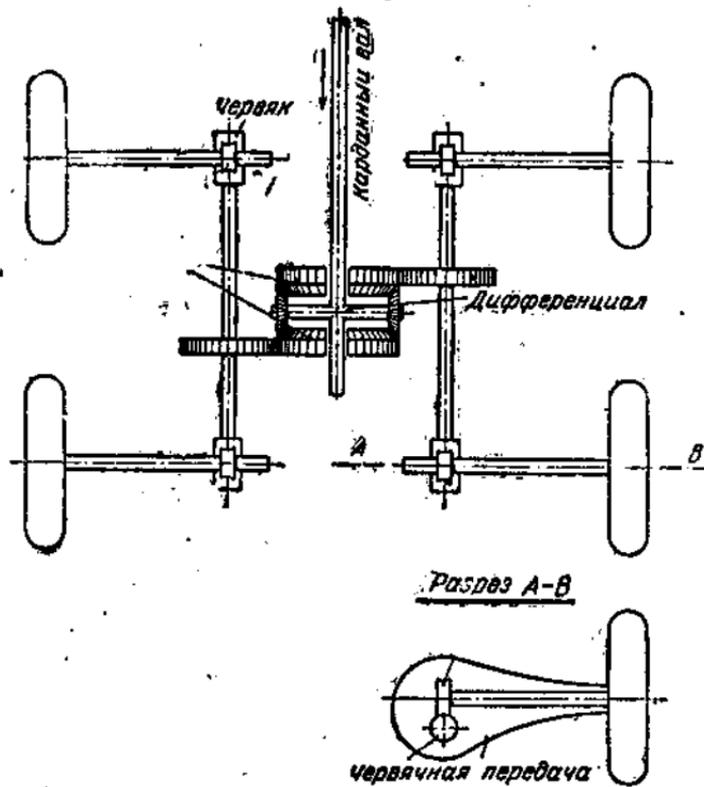


Фиг. 153. Схема подвески колес у автомобиля Ганза-Ллойд.

Благодаря наличию сферических частей на картерах задних мостов каждое из ведущих колес может независимо перемещаться. Колеса подвешены на рычагах F, которые могут качаться вокруг трубчатой поперечины J, проходящей между ведущими мостами. Около этой

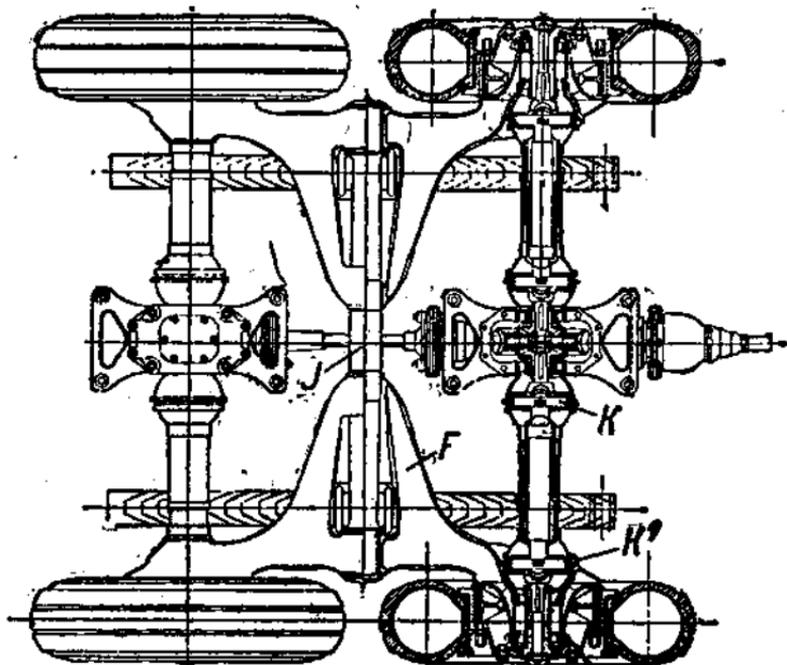


Фиг. 154. Тележка трехоска Фомап



Фиг. 155. Схема привода ведущих колес трехоски Дюркони.

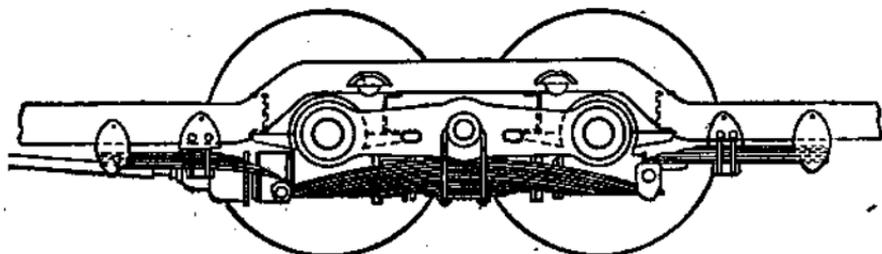
поперечины качается центральная рессора подвески, концы которой в свою очередь опираются на две четвертные рессоры (фиг. 157). Эта подвеска отличается большой мягкостью.



Фиг. 156. Тележка трехосного автомобиля НАГ с качающимися полуосями.

На фиг. 158 показан трехосный автомобиль Круппа. Крупп выполняет задние мосты двухскатными.

С одной стороны, практика говорит, что отношение расстояния между осями ведущих мостов к расстоянию от переднего моста до средней точки

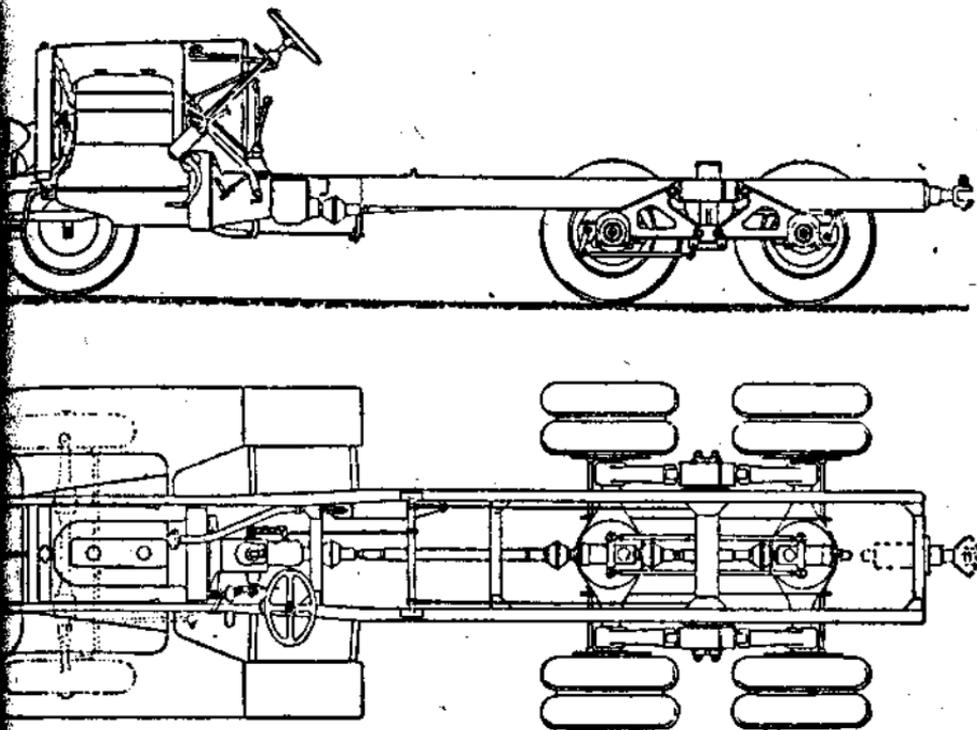


Фиг. 157. Деталь подвески НАГ

между задними ведущими мостами не должно быть выше, чем 0,3. Кроме того предельный угол поворота колес по отношению к базе не должен быть слишком малым, и в то же время расположение задних мостов должно обеспечить хорошее сцепление колес с дорогой. В конструкции

Крупп удалось выполнить все эти условия и предотвратить свойственное трехоскам несовпадение колеи колес на поворотах, не вызывая значительного износа рулевого управления и пневматиков.

У автомобиля Крупп передача червячная (см. главу о червячной передаче). Червяки обоих мостов соединены коротким карданным валом с двумя карданами. Скручивающий реактивный момент передается на раму от каждого моста в отдельности реактивными штангами соединяющими их с поперечной рамой. Характерной особенностью трехосного автомобиля Крупп является подвеска его (фиг. 159). На концах ведущих мостов надеты резиновые тяжелые кольца, на которые опираются



Фиг. 159. Трехосный автомобиль Крупп.

рычаги подвески E. Эти кольца амортизируют все боковые деформации. Точки A и B шарнирно связаны с неподвижными точками. Сверху рычаги подвески соединены с двумя металлическими стаканами, входящими один в другой. Оба стакана соединены между собой витой пружиной неоднородного сечения. В зависимости от нагрузки работает часть или вся пружина.

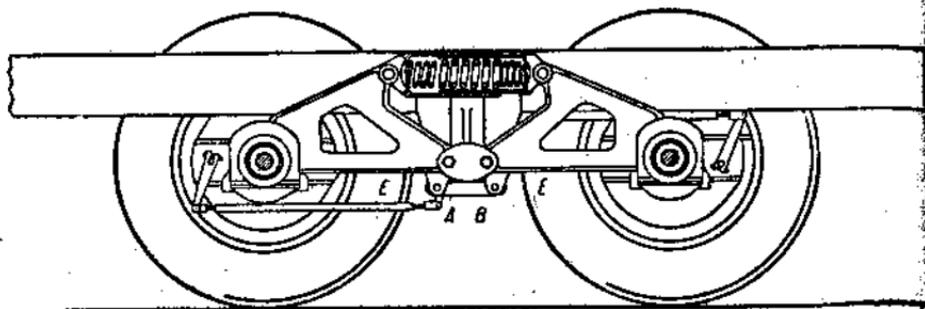
Пружины работают только на растяжение и сжатие. Боковые силы воспринимаются стаканами.

На тяжелых грузовиках Крупп иногда применяет подвеску по типу, показанному на фиг. 160.

Трехоска Мерседес-Бенц (фиг. 161) является этапом дальнейшего развития более раннего типа вездеходов с приводом, построенным по

английскому образцу. Колеса приводятся во вращение шестеренчатой передачей. Для увеличения длины промежуточного карданного вала дифференциалы вынесены для средней оси вперед, а для задней — назад. Задняя и средняя оси являются только поддерживающими. Передача мощности осуществляется дополнительными валами.

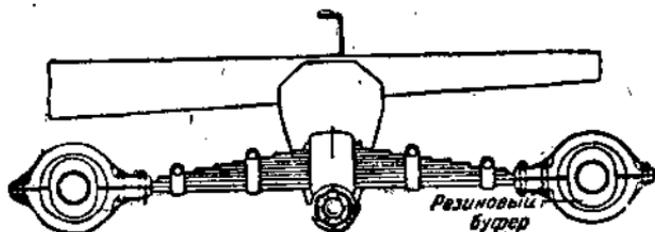
К средней оси присоединена труба от заднего моста. Спереди средняя ось связана с трубой карданного вала. Благодаря шаровым соединениям



Фиг. 159. Деталь подвески трехосного автомобиля Крупп.

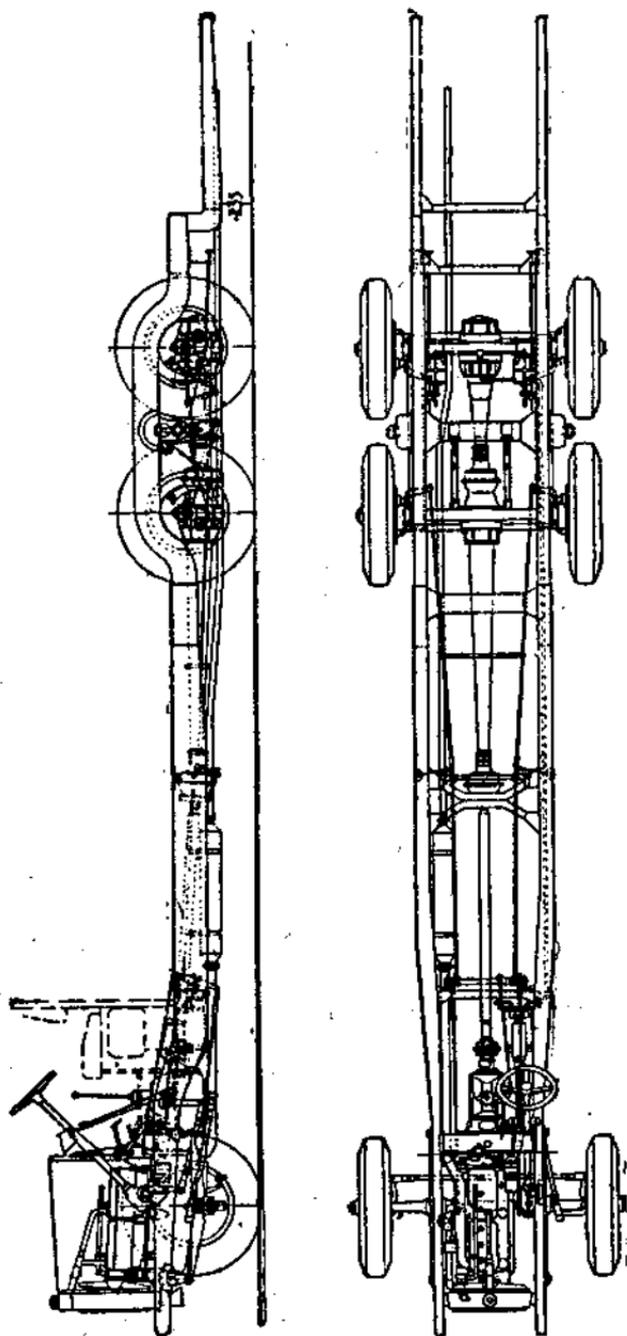
труб, они не препятствуют перекосам мостов. Карданный вал заканчивается ведущей конической шестерней, лежащей в двух подшипниках и передающей крутящий момент через коронную шестерню на дифференциал среднего моста. Задний мост получает вращение через промежуточный карданный вал, соединяющий его со средним мостом (фиг. 162).

Задние рессоры (с каждой стороны по одной) подвешены к раме между осями, так что могут качаться вокруг точки подвески (фиг. 163). Рессоры соединены с поддерживающими осями серьгами.



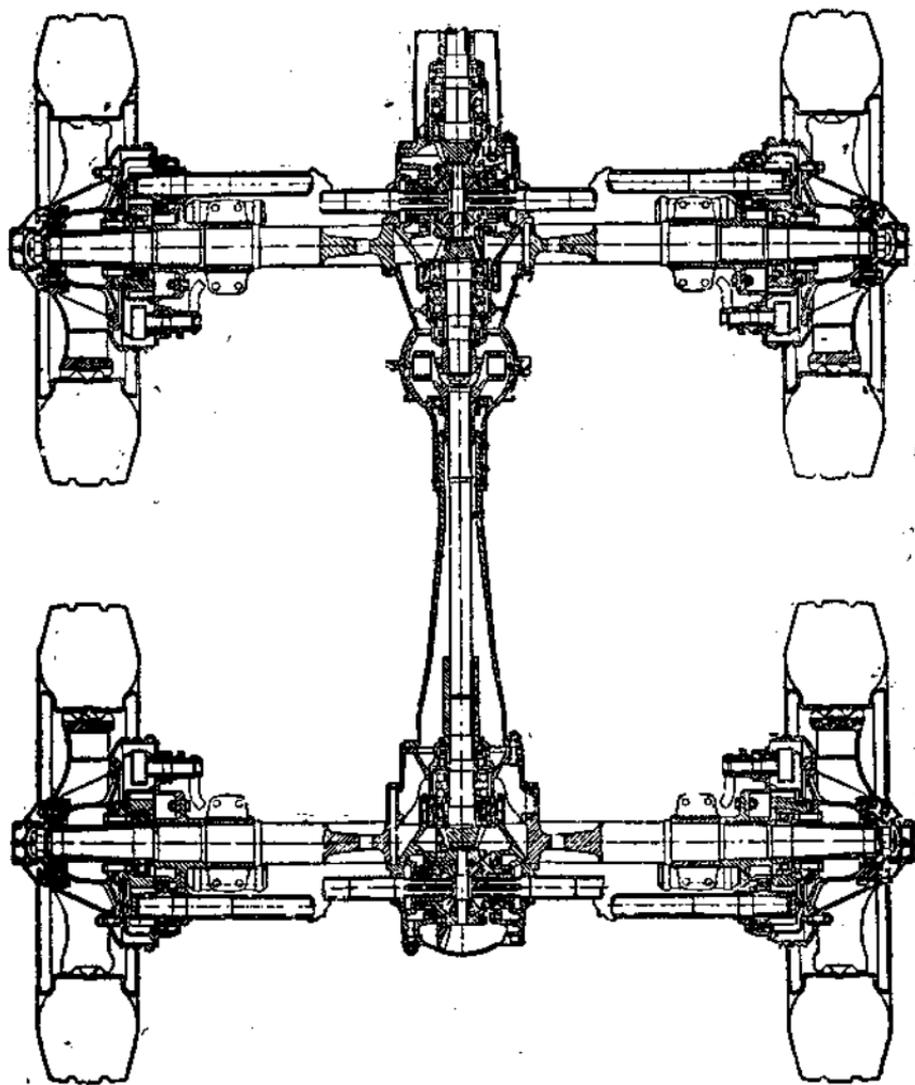
Фиг. 160. Подвеска для тяжелых грузовиков Крупп. Вилки рессоры лежат на тяжелых резиновых буферах.

Несущие кованые оси (обе одинаковые) имеют посередине выемку для размещения коронной шестерни и дифференциала. Все валы трансмиссии благодаря наличию дополнительной передачи на колесах вращаются со сравнительно высокими оборотами, благодаря чему передают меньшие крутящие моменты и могут быть выполнены меньших размеров, чем обычно. Приводные валы расположены ниже несущих осей, что дает очень мягкую посадку рамы.



Фиг. 161. Шасси трехосного автомобиля Мерседес-Бенц.

Наконец остановимся еще на трехосном автомобиле Бюссинг с параллельным приводом задних мостов (фиг. 164).

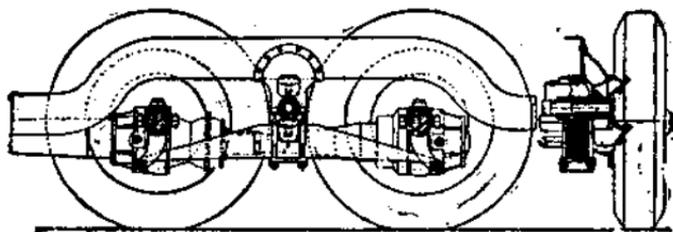


Фиг. 162. Задние ведущие мосты автомобиля Мерседес-Бенц.

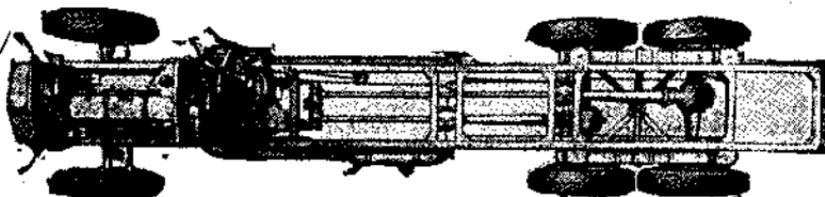
К основной коробке передач присоединена дополнительная коробка, которая является одновременно демультипликатором и вместе с тем распределяет мощность на оба задних моста. От дополнительной коробки отходят два параллельных карданных вала к обоим задним мостам. Толкающие усилия и вращающие моменты воспринимаются трубами и шаро-

ыми опорами. Изменения нагрузки мостов под действием крутящего момента при такой конструкции не наблюдается.

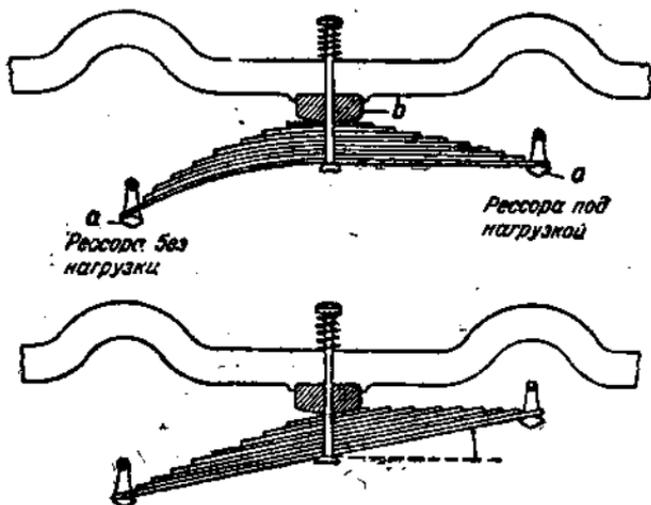
На фиг. 165 показана подвеска Бюссинг на скользящих рессорах. Соединение рессоры с рамой с помощью резинового буфера несколько



Фиг. 163. Подвеска трехоски Мерседес-Бенц.



Фиг. 164. Шасси трехоски Бюссинг.



Фиг. 165. Рессора автомобиля Бюссинг.

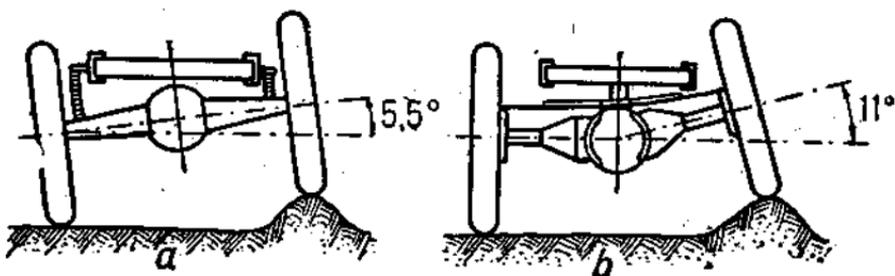
улучшает приспособляемость автомобиля к дорожным условиям. Подвижность осей зависит от эластичности резинового буфера.

Конструкция Бюссинг как по приводу, так и по подвеске относится к числу наиболее удачных типов трехосок.

## РАЗРЕЗНЫЕ ОСИ И НЕЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

Под разрезными осями понимают конструкции (фиг. 166), допускающие перемещение одного из колес независимо от второго (безразлично, являются ли колеса ведущими или ведомыми).

Применением разрезных осей стараются повысить комфорт езды. Чем больше отношение веса поддресоренных масс автомобиля к весу неподдресоренных масс, тем меньше колебания производит кузов при движении автомобиля по неровным дорогам. Чем меньше вес неподдресоренных масс, тем меньше удары получают при наезде на препятствия.



Фиг. 166. Схематическое представление действия жесткой и разрезной осей.

В нормальных автомобилях большая плавность движения достигается главным образом путем облегчения веса неподдресоренных деталей, применением легких металлов, гигантских пневматиков и амортизаторов.

При применении разрезных осей (ведущих) тяжелые детали трансмиссии (карданный вал, дифференциал) жестко крепятся к раме. Соотношение веса поддресоренных и неподдресоренных масс от этого улучшается. Кроме того, уменьшенные неподдресоренные массы под давлением рессор дают значительно лучшее сцепление с дорожной поверхностью и, благодаря независимой подвижности, допускают повышенное использование нагрузки колес, обуславливающей силу сцепления.

В результате автомобиль лучше сцепляется с дорогой, надежность хода возрастает и уменьшается износ кузова и пневматиков. Разрезные оси не только предохраняют основные механизмы автомобиля от сотрясений, но и содействуют, косвенно, снижению расходов на горючее.

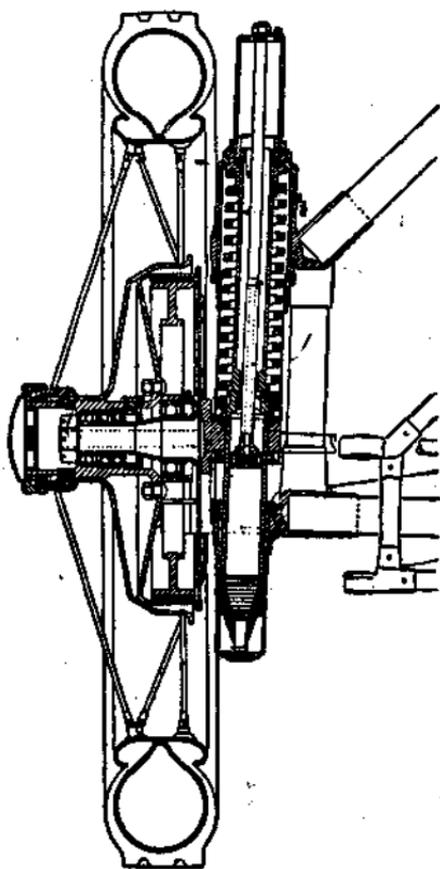
Конструирование разрезных осей и осуществление передачи мощности к колесам при современном состоянии техники особых трудностей не представляет.

В Америке разрезные оси не распространены, ввиду того что американские дороги вообще лучше европейских. Кроме того, в Америке не требуют от автомобиля такой экономичности и долговечности, как в Европе. Разрезные оси производятся, и то почти только в качестве

эксперимента, некоторыми европейскими фирмами, приспособляющими свою продукцию к особым дорожным условиям.

### Конструкции разрезных осей

Одним из первых прототипов этого принципа был автомобиль де-Дион-Бутона. Этот автомобиль имел цельную поддерживающую ось. Привод колес осуществлялся от дифференциала, укрепленного жестко на раме, двумя короткими полуосями, снабженными каждая двумя карда-



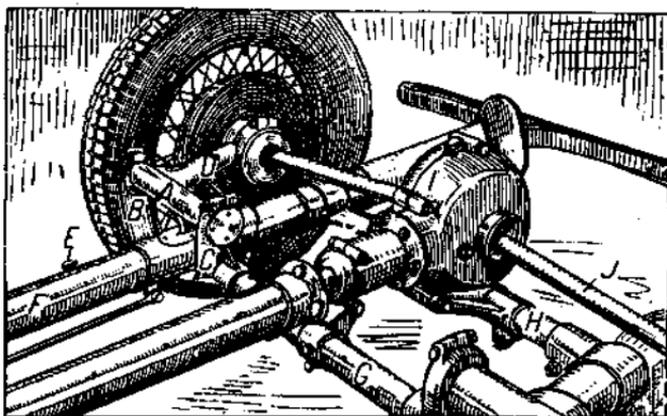
Фиг. 167. Подвеска переднего колеса Ланчна.

нами. Карданные полуоси (шарнирные валы) пропускались через полый кожух. Таким путем де-Дион-Бутон старался уменьшить вес неподвесочных частей, что впоследствии, значительно более совершенным образом, было достигнуто применением разрезных осей. В первую очередь стала применяться независимая подвеска передних колес. Синхронные

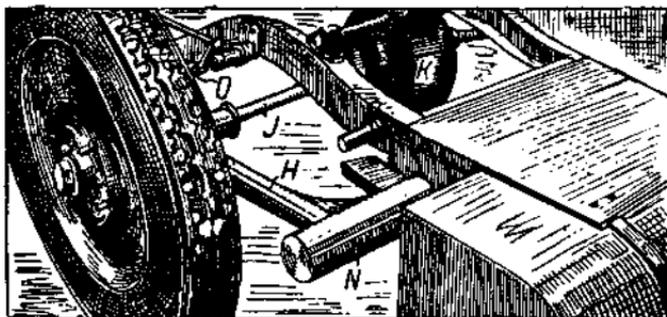
колебания передних колес («виллине», «шимми») почти не имеют места у колес с независимой подвеской, применение которых поэтому увеличивает надежность езд. Значительно труднее осуществить конструкцию разрезных осей.

### Болеса с независимой подвеской с вертикальными скользящими шкворнями

Здесь рессора (спиральная пружина) располагается между поворотной цапфой и шкворнем. Передача мощности производится с помощью карданных полуосей. Пружины снабжаются амортизаторами. Некоторые



Фиг. 168. Задний мост автомобиля Гарраво-Леои-Липей. А—качающиеся рычаги; В, С—опоры для рычага; D—действует через короткий рычаг на спиральную пружину, лежащую в трубе; F, E—валичное отверстие для гидравлического амортизатора; I—картер дифференциала; J—полуось.

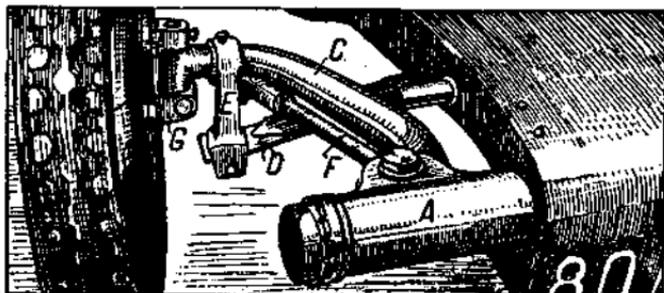


Фиг. 169. Задний мост Мовоблок. Конструкция снабжена рессорой; H—плечо, качающееся вокруг трубчатой траверсы рамы; J—шарнирная полуось, K—картер дифференциала; O—тормозная тяга.

трудности вызывает смазка скользящих поверхностей и защита их от пыли и грязи.

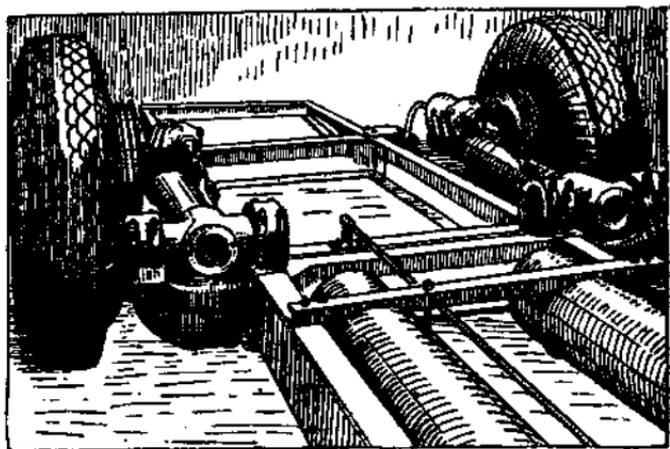
На фиг. 167 показана подвеска переднего колеса Ланчча. Здесь поворотная цапфа подвешивается на трубчатых тягах к раме и корпусу

радиатора. Система получается жесткая и в то же время легкая. Цапфа передней оси — трубчатая; она может вращаться и в то же время вертикально скользить по шкворню. У нижнего конца цапфы имеется конусная пружина, воспринимающая обратные толчки. Имеется также гидравли-



Фиг. 170. Передняя ось Моноблок; А, С—качающийся рычаг; D—перечная ресора; F—распорная штанга; G—шкворень поворотной цапфы.

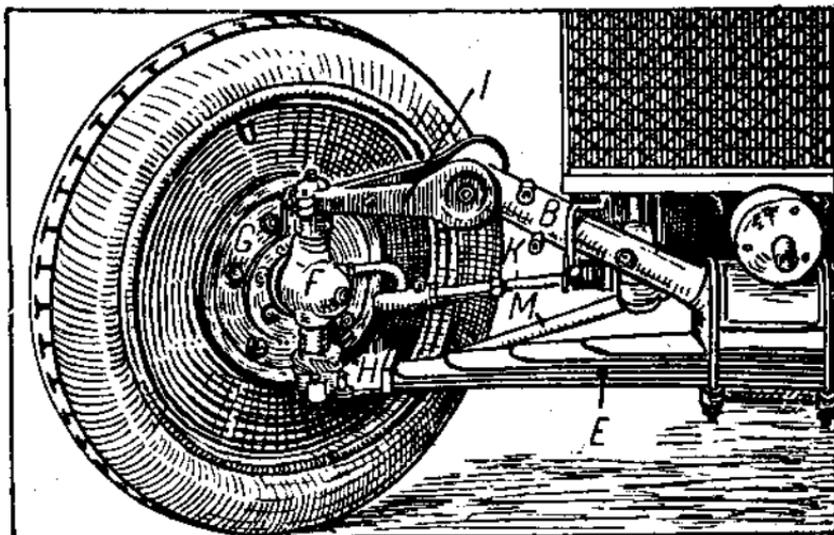
ческий амортизатор. В полый цапфе передней оси установлен внизу поршень. При перемещении цапфы масло, которое заполняет всю полость цапфы, продавливается через отверстие в поршне вверх или вниз гонимая.



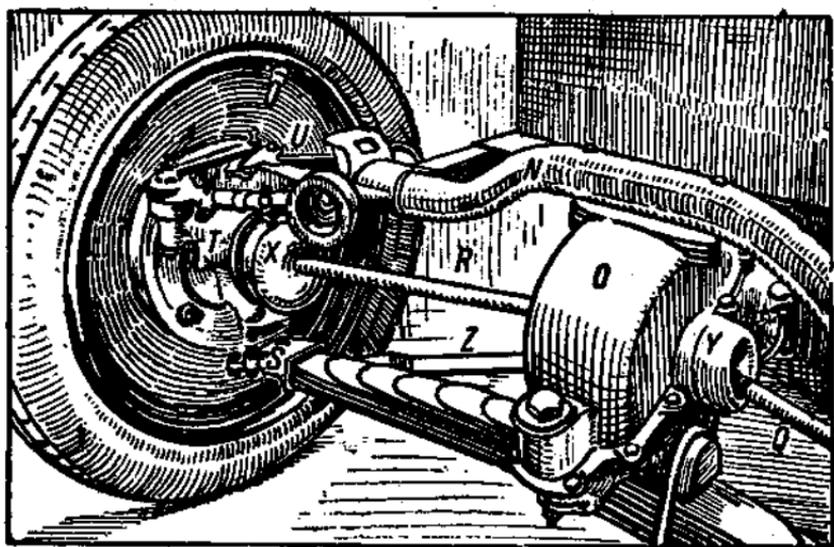
Фиг. 171. Независимая подвеска задних колес у автомобиля Форда с приводом на передние колеса.

### Независимая подвеска колес на прямых или изогнутых качающихся рычагах

Качающиеся рычаги подвержены значительным напряжениям на скручивание. Подвеска их к раме должна быть очень прочной. В случае ведущих колес рычаги делаются обычно изогнутыми, заканчивающимися в виде цапфы, через которые пропускают карданные валы от дифферен-



Фиг. 172. Передняя ось Савер. *A*—передняя рессора; *B*—траверса рамы; *F*—шкворень; *G*—тормоз; *H*—крепление рессоры; *I*—качающаяся штанга; *K*—рулевая тяга; *M*—распорная штанга (треугольная).



Фиг. 173. Задний мост Савер. *O*—картер дифференциала; *Q*, *R*—полуоси; *X*, *Y*—кожухи кардаков; *Z*—распорные штанги.

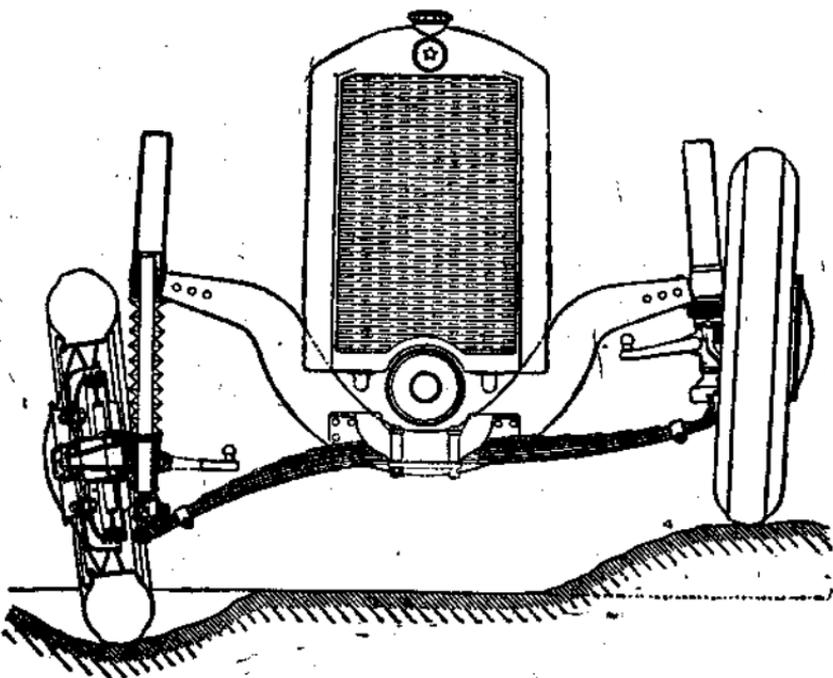
вала. Соединение со ступицей колеса осуществляется обычно с помощью фланца на конце приводного вала.

На фиг. 168 показан задний мост Гаррис-Леон-Линей. Характерно стремление конструктора сделать карданные валы как можно более длинными, чтобы при вертикальном перемещении колес угловые смещения карданного вала, а значит, и напряжения в сочленениях были минимальными. Неподдресоренных частей здесь очень мало, поскольку даже рессоры относятся к поддресоренной массе. В качестве рессор применяются спиральные пружины, сидящие внутри полых трубчатых лонжеронов рамы.

На фиг. 169 и 170 показаны передняя и задняя оси автомобиля Моноблок. Далее на фиг. 171 показана подвеска задних колес автомобиля Форд с приводом на передние колеса.

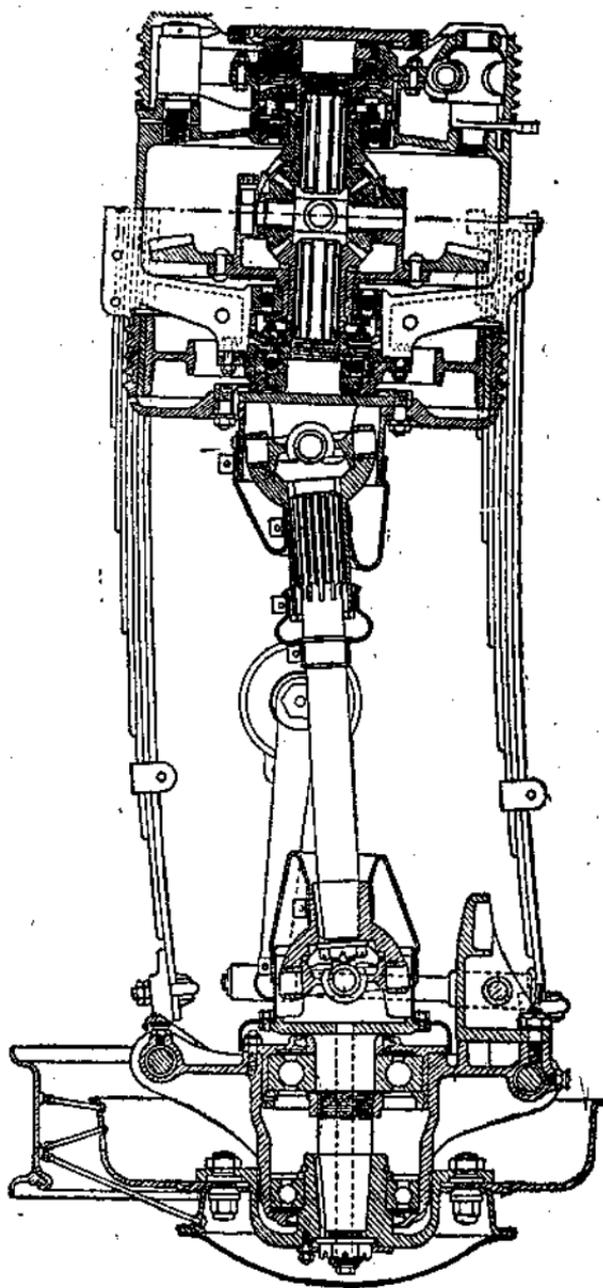
### Подвеска на поперечных рессорах

При подвеске колес на поперечных рессорах наблюдается изменение ширины колеи при прогибе, следствием чего является раскатка и повышенный износ пневматиков. Соответствующими конструктивными мерами



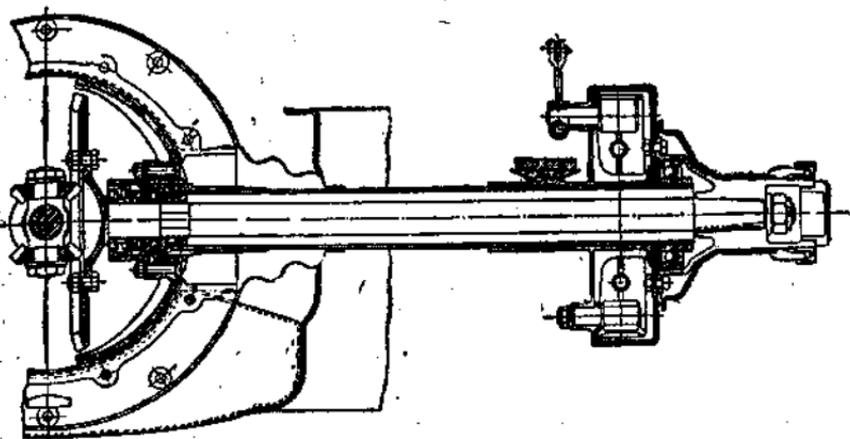
Фиг. 174. Передняя ось Коттен-Дегут.

применением надлежащих типов пневматиков можно свести значение этого обстоятельства до минимума. Вообще баллонные шины сами легко поддаются в сторону и таким образом компенсируют некоторые колебания ширины колеи.



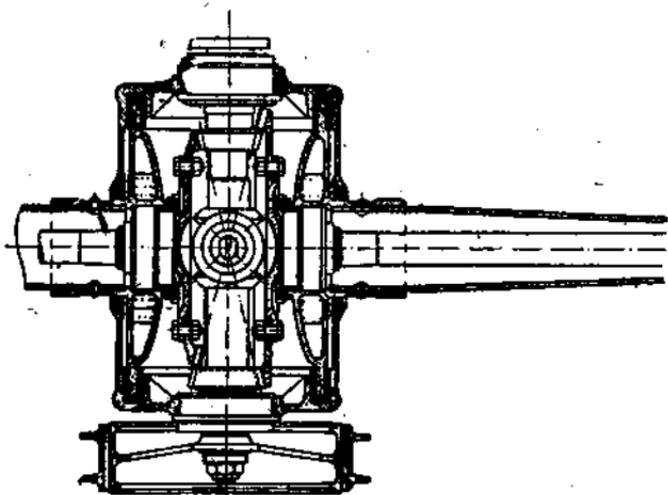
Фиг. 175. Задний мост Коттен-Дерут.

У автомобиля Сизер (фиг. 172) шкворень опирается на проходящую снизу поперечную рессору. Сверху шкворень подвешен к траверсе рамы на коротких качающихся рычагах. Таким путем достигается, независимо



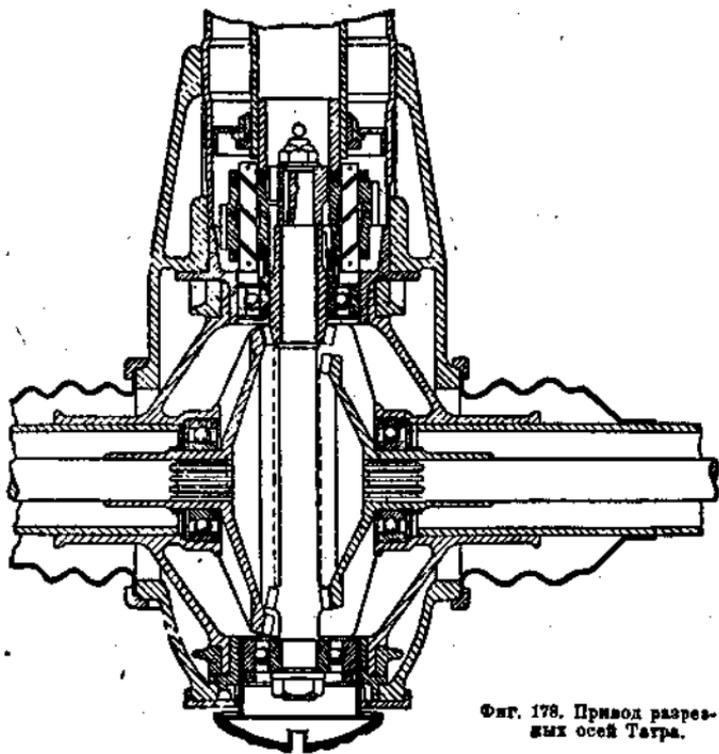
Фиг. 176. Разрезная ось Румплер (вертикальный разрез).

от прогиба рессор, приблизительно параллельное перемещение колес. Задний мост (фиг. 173) Сизера построен, примерно, по тому же принципу.

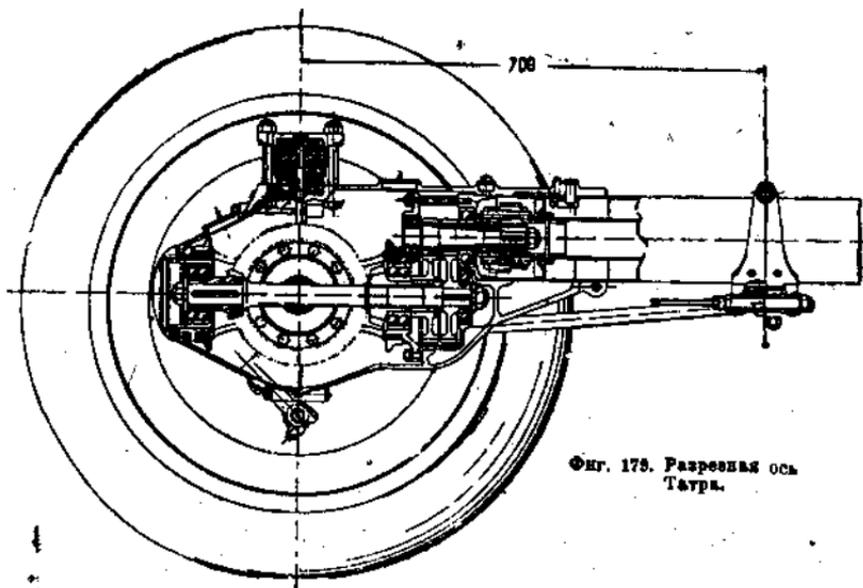


Фиг. 177. Разрезная ось Румплер.

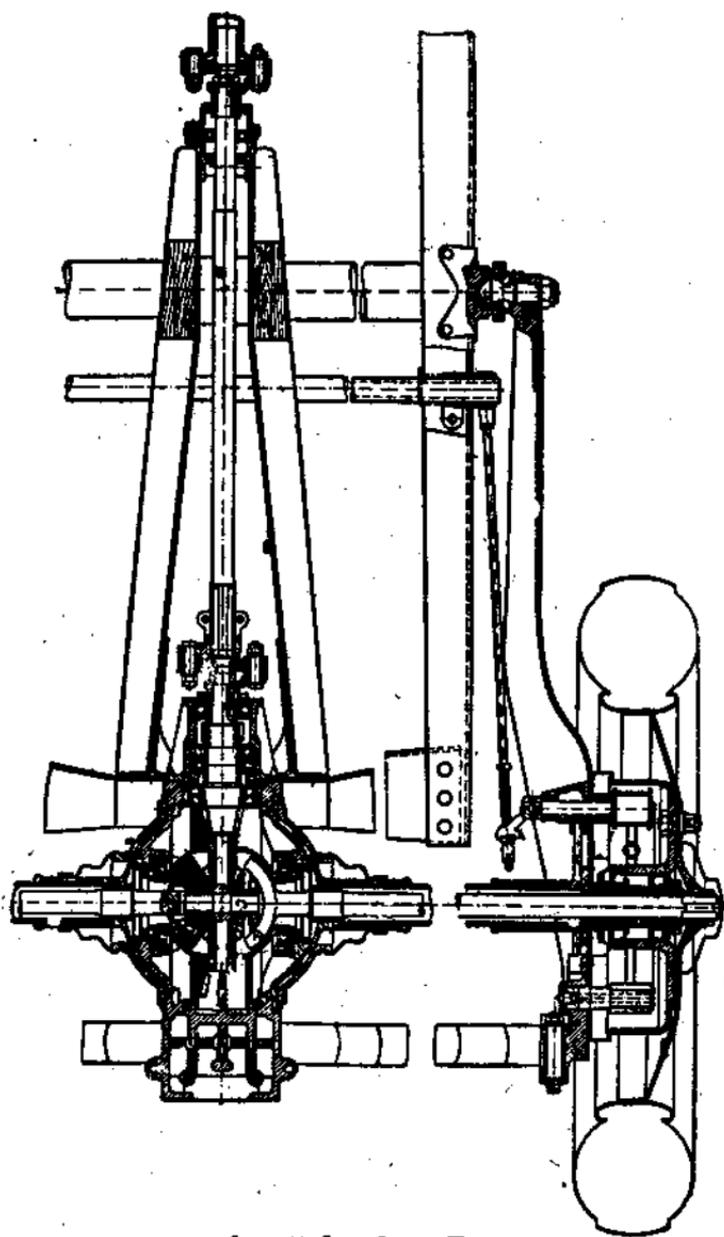
У Коттен-Дегут шкворень опирается также на поперечную рессору (фиг. 174). Сверху шкворень скользит в длинной трубке, укрепленной к передней траверсе рамы. В заднем мосту этого автомобиля (фиг. 175) перемещение колес осуществляется двумя парами четвертных рессор.



Фиг. 178. Привод разрезных осей Татра.



Фиг. 179. Разрезная ось Татра.



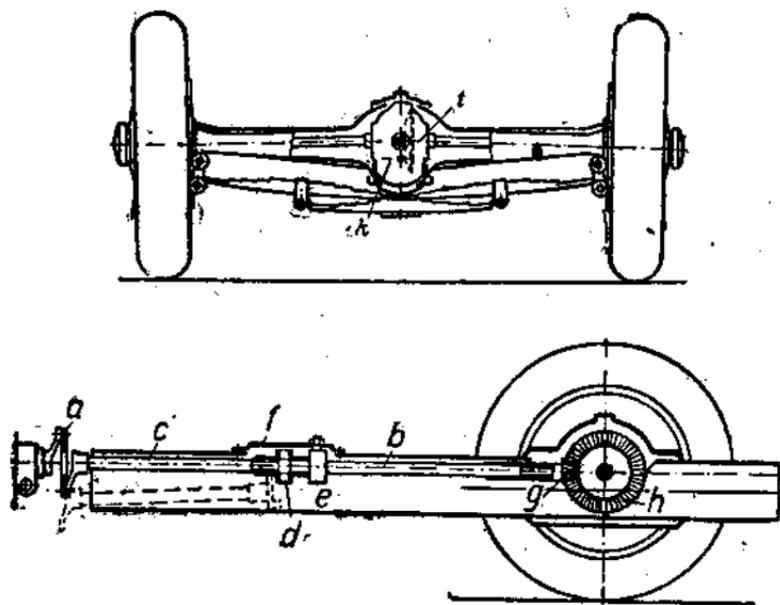
Фиг. 180. Задний мост Штейер.

Привод осуществляется полуосями с двумя карданами у каждой. Характерно расположение тормозов, расположенных не на колесах, а у дифференциала, которые поэтому должны быть отнесены к подрессоренной массе. Правда, такая конструкция вызывает при торможении большие напряжения в карданах. Однако практика показала, что это так же, как восприятие рессорами значительных толкающих усилий, является вполне допустимым.

Подвеска, подобная описанной, применяется еще на немецком автомобиле Пер и французском Клеман-Рошель.

### Разрезные трубчатые полуоси

Дифференциал прикреплен жестко к раме. Колеса подвешиваются к разрезным трубчатым полуосям. Трубчатые оси и их крепления к дифференциалу должны воспринимать толкающие и тормозные усилия. В отличие от подвески на поперечных рессорах здесь все движущиеся части



Фиг. 181, 182. Задний мост автомобиля Австро-Даймлер: *a* — упругий кардан, *b* — карданный вал; *d* — кардан; *e* — подшипник карданного вала; *g*, *h*, главная передача, *t* — центр дифференциала; *k* — центр качания осей.

закрыты, поэтому тормоза должны быть расположены непосредственно на колесах. При такой подвеске еще сильнее проявляется изменение ширины колеи под влиянием прогиба рессоры. Точку качания трубчатых полуосей для уменьшения изменения ширины колеи помещают ниже оси дифференциала.

При применении разрезных полуосей вес неподдресоренных частей уменьшается не столь значительно, как у вышеописанных конструкций, но зато они более близки к стандартным формам автомобилей, почему и пользуются относительно большим распространением

У Румплера (фиг. 176 и 177) трубчатые оси могут качаться вокруг центра приводного вала. Направление осам дается двумя цилиндрическими поверхностями, скользящими во вставках картера. Задние колеса прикреплены непосредственно на полуосях. Кантилаверные рессоры, соединенные к трубчатым полуосям, воспринимают только одни толчки и не несут никакой дополнительной нагрузки. На фиг. 177 видны коронные шестерни и направляющие для полуосей.

Конструкция Татра (фиг. 178 и 179) во многом подобна Румплеру, но проще и солиднее. У Татра применяется дифференциал с цилиндрическими шестернями. Обе пары конических шестерен главной передачи одного диаметра имеют одинаковое передаточное число.

Полуоси оканчиваются цилиндрическими вильчатыми головками. В картере имеются вырезы, обеспечивающие свободное перемещение осей. Для защиты от грязи предусмотрены кожаные манжеты.

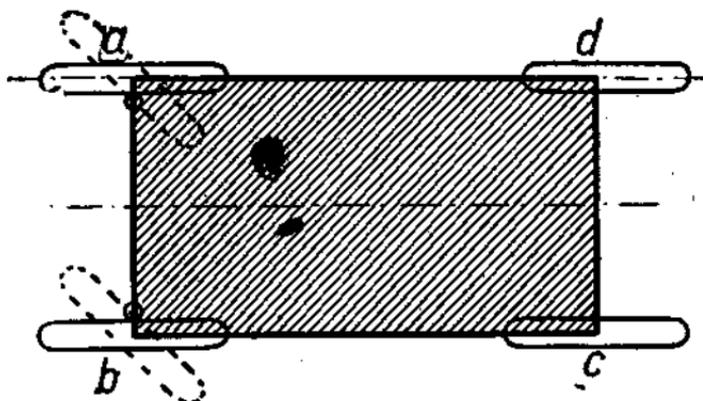
У Штейера (фиг. 180) ось заканчивается шаровой вилкой *a*, входящей в сухарь *b*. Благодаря такому устройству любое угловое перемещение качающихся полуосей не влияет на работу привода. Правда, угловая скорость при установке осей из-за прогиба рессор под некоторым углом дифференциалу становится неравномерной, но практически это особого значения не имеет.

К дифференциалу сзади прикреплена поперечная рессора. Разгрузка от толкающих усилий производится с помощью траверсы рамы. Концы полуосей направляются рычагами, которые спереди лежат в шаровых цапфах, а сзади несут концы поперечной рессоры.

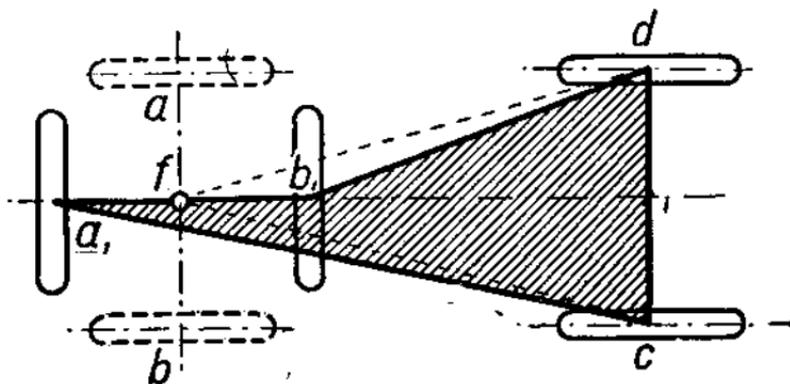
По тому же принципу построен задний мост Австро-Даймлера (фиг. 181, 182). Тройная поперечная рессора хорошо поглощает все вибрации шасси. Центр качания расположен ниже центра дифференциала для уменьшения изменения ширины колеи.

## РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ПЕРЕДНИЕ ОСИ

При конструировании рулевого управления автомобиля приходится считаться с тем, что усилие, прилагаемое к рулевому колесу, значительно меньше того усилия, которое необходимо получить, чтобы повернуть



Фиг. 183.



Фиг. 184. Схема поворота поковки.

направляющие колеса (обычно передние). Мало того, рулевое колесо — место приложения усилия — находится в поддрессорной части автомобиля, а колеса, в которых крепятся рулевые тяги, сидят на передней оси — части неподдрессорной.

Соотношение угла возможного поворота рулевого колеса и величины необходимого отклонения направляющих колес не допускает наличия слишком передаточных чисел; это значит, что на значительное увеличение действия приложенной силы за счет удлинения пути рассчитывать не приходится.

Трудности, которые должны быть преодолены конструкцией рулевого управления, увеличены еще необходимостью подчинения связи передних колес в любом положении некоторым определенным правилам. Эти требования до сих пор могли быть удовлетворены как практически, так и теоретически, только отчасти.

Кроме того рулевое управление должно быть устроено так, чтобы всякое перемещение рулевого колеса немедленно отзывалось на направляющих колесах. Вместе с тем, все толчки от неровностей дороги, испытываемые направляющими колесами, не должны передаваться на рулевое колесо и на руки водителя.

На фиг. 183 и 184 показано принципиальное устройство рулевого управления автомобиля и повозки. Из фигур мы видим, что плоскость стабильности автомобиля  $abcd$  при любом положении колес остается приблизительно неизменной. Между тем плоскость стабильности повозки  $abcd$  будет на повороте все больше и больше приближаться к четырехугольнику  $a_1 b_1 c_1 d_1$ , который в отношении стабильности, примерно, равен треугольнику  $fed$ .

Для автомобиля система управления повозки является совершенно непригодной.

Существующая система установки направляющих колес на поворотных цапфах была впервые предложена Ланкесбергером в 1817 г. для конных экипажей, а для автомобилей впервые была применена французом Кэнто.

## Рулевая передача

Передача вращения рулевого колеса (штурвала) на рулевой рычаг (сошку) осуществляется с помощью рулевого вала (фиг. 185). Для предупреждения отдачи на руки водителя толчков от неровностей дороги и для увеличения соотношения угла поворота рулевого колеса и угла поворота направляющих колес прибегают к устройству передач.

Схема червячной передачи для рулевого управления показана на фиг. 186. Трубчатый рулевой вал  $a$ , жестко связанный с рулевым колесом, вращивается в масленепроницаемом картере  $b$ . Картер (картер рулевого управления) отливается из стали, ковкого чугуна или легких сплавов. Обычно он делается разрезным по линии  $tu$  из двух частей, соединяемых болтами.

В картере  $b$  во втулках  $c$  и  $c_1$  лежит червяк  $d$ , жестко соединенный с трубой  $a$ . Червяк сцеплен с червячным сектором  $f$ , соединенным с сошкой  $g$ . Червяк и сектор обычно имеют цементированную и закаленную поверхность.

Давление на червяк воспринимается упорными шарикоподшипниками  $h$  и  $h_1$ . Через полый червяк могут быть пропущены трубки или штаны рукояток зажигания и газа. Винты  $i$  и  $i_1$  ограничивают угол поворота сегмента червячного колеса, а вместе с тем ограничивают и угол поворота направляющих колес.

Иногда вместо червячного сегмента применяют целое червячное колесо. При износе части червячного колеса смещают на некоторый угол, примерно на  $1/3$  окружности, и тем уничтожают возникший люфт мертвый ход передачи, а значит, и руля). Конструкция передачи должна также давать возможность соответствующей перестановки сошки (фиг. 187).

Полный угол отклонения сошки обычно берется  $\alpha = 70^\circ$ . Рулевое колесо может обычно поворачиваться на 1,5—4 оборота.

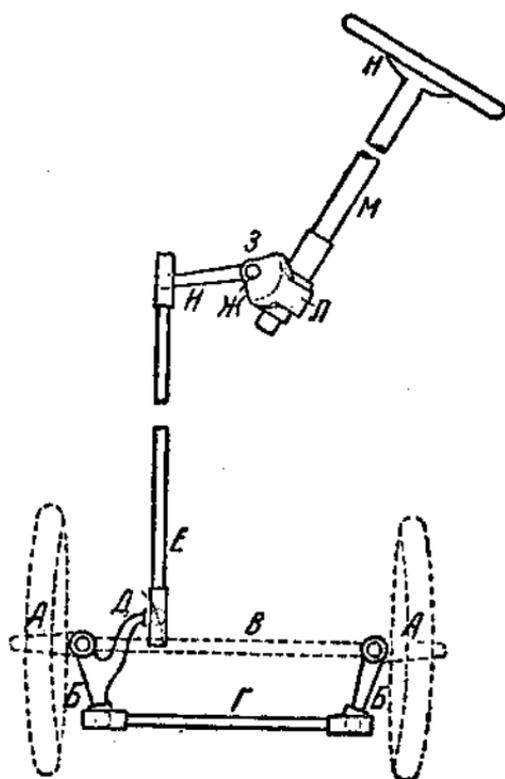
Общее передаточное число получается тогда:

$$i = 7 - 20,$$

так что, например, для трехзатяжного червяка число зубьев червячного колеса равняется:

$$Z = 21 - 60.$$

Характерной особенностью червячных передач является самоторможение при опреде-



Фиг. 185. Схема рулевого управления автомобиля; А—поворотные цапфы; В—рычаги рулевой трапеции; В—передняя ось; Г—поперечная рулевая штанга; Д—рычаг управления цапф; Е—продольная рулевая штанга; И—сошки; Ж, З, Л—передача рулевого управления; М—рулевой вал; Н—рулевое колесо

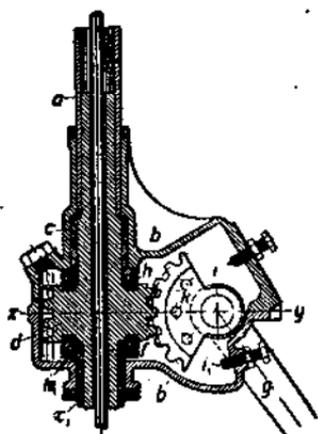
Самоторможение имеет место, если:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{d \cdot \pi} \leq \mu,$$

где:  $\beta$  — угол подъема ниток червяка;  
 $d$  — диаметр червяка.

Взяв коэффициент трения  $\mu = 0,1$ , получим подходящие величины при

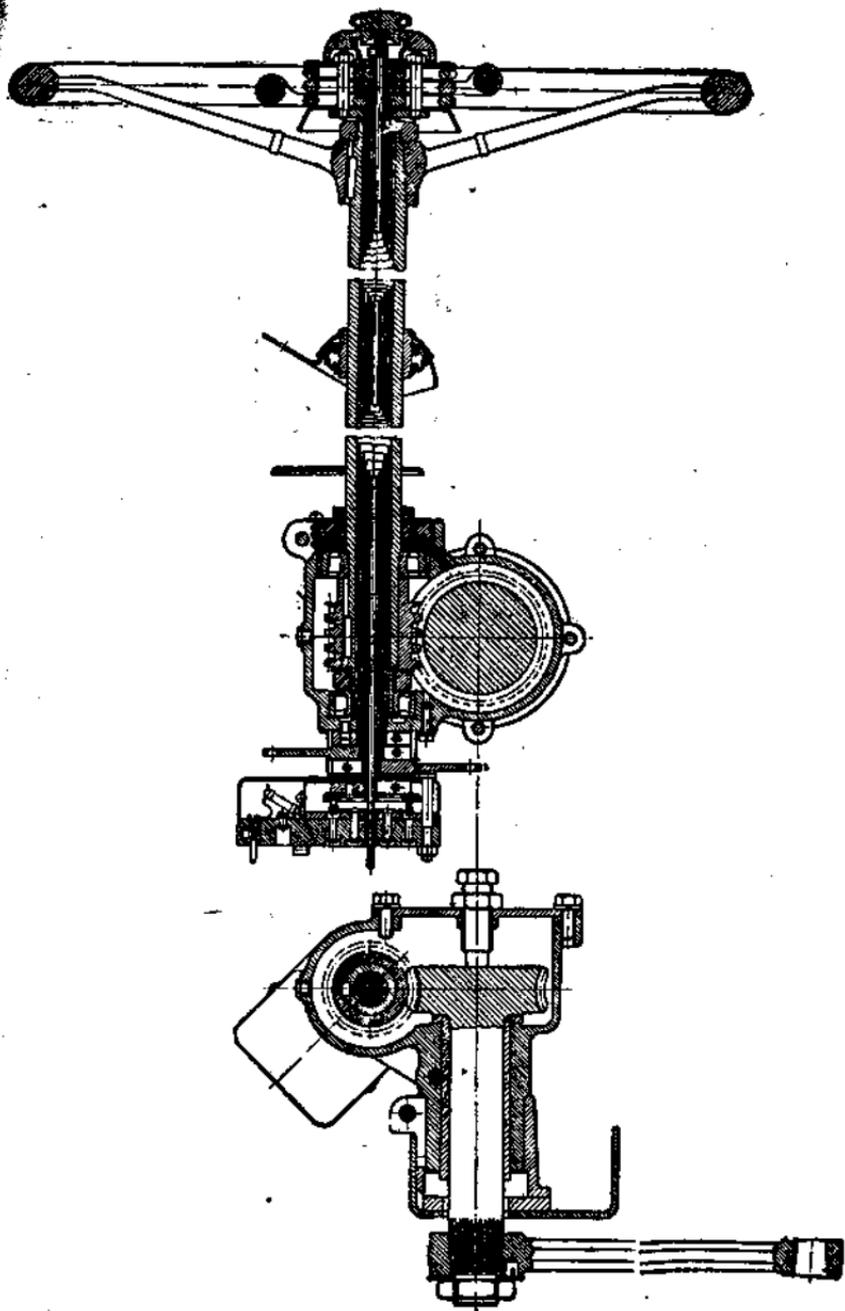
$$\operatorname{tg} \beta = 0,16 \text{ до } 0,12; \beta = 9 - 7^\circ.$$



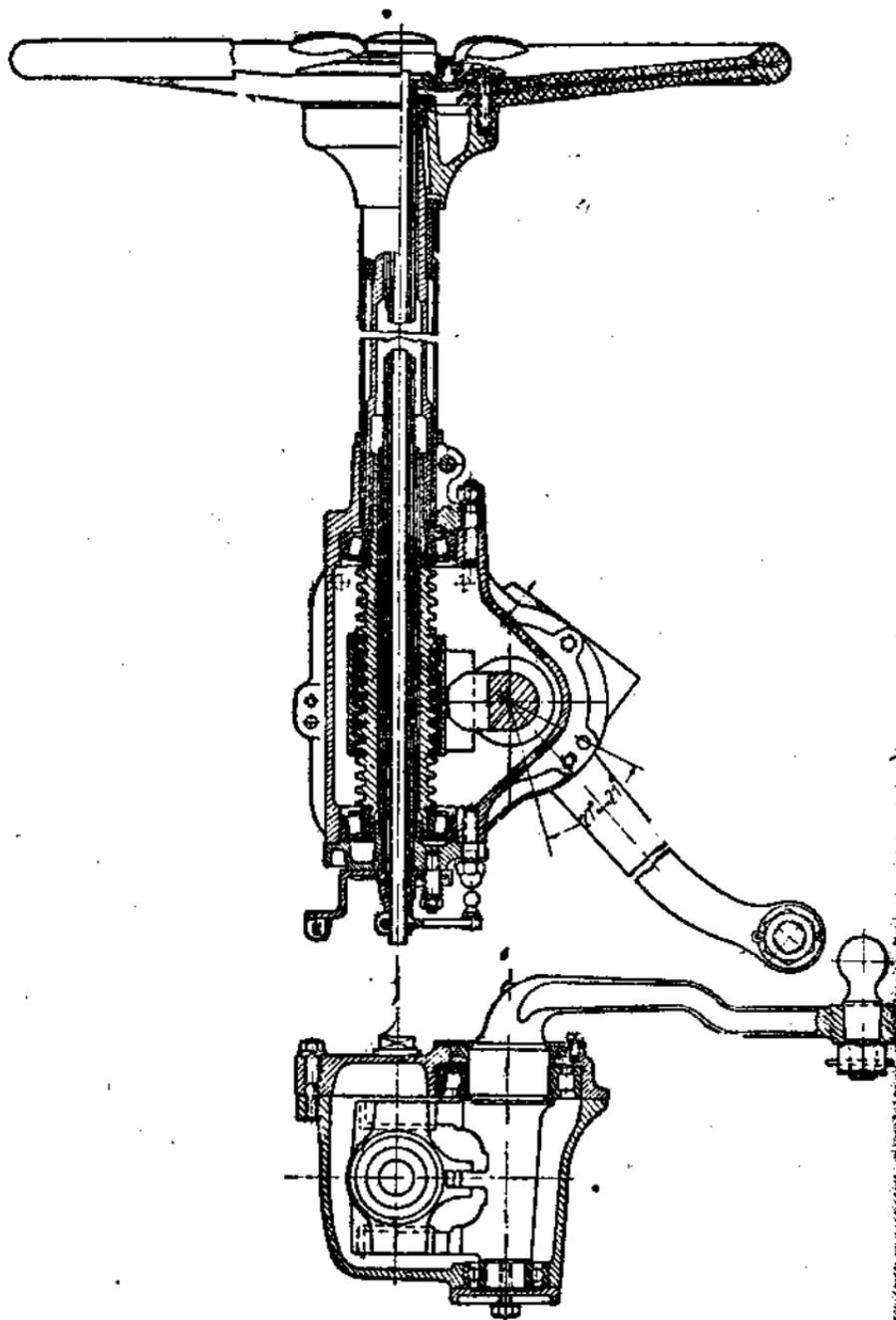
Фиг. 186. Рулевое управление с червячной передачей.

ленной величине угла подъема ниток (крутизне) червяка.

У хорошего рулевого управления толчки, испытываемые колесами от дорожных неровностей, не должны передаваться на рулевое колесо (необратимое рулевое управление), т. е. передача должна быть с самоторможением.



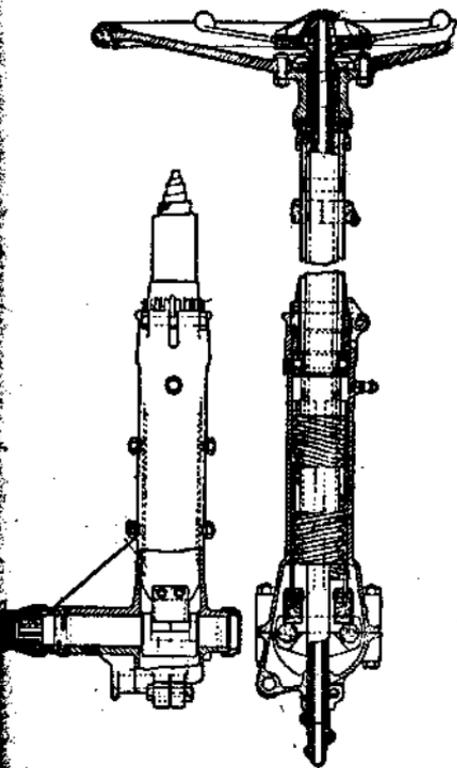
Фиг. 187. Рулевое управление с червячною передачей.



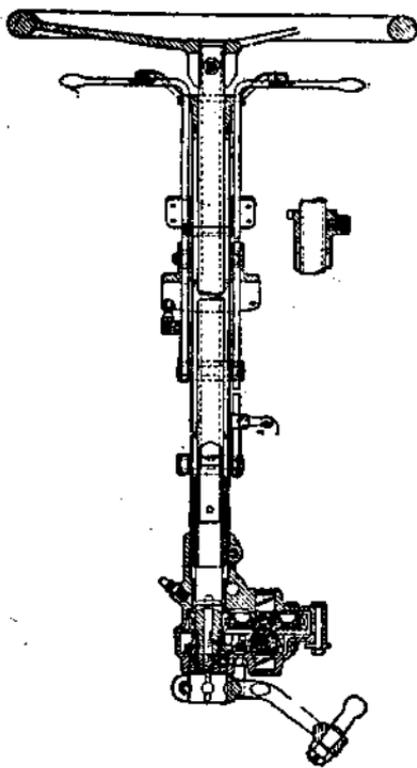
Фиг. 158. Рулевое управление с червячной передачей.

Трение в подшипниках содействует проявлению самоторможения. Поверхность передачи усиливается в червячных передачах сравнительно невелика. Износ передачи поэтому довольно значителен. Регулировка червячных передач с целью компенсации износа представляет значительные трудности.

Поэтому от червячных передач переходят на применение винтовых передач (фиг. 188). Рулевое колесо заклинивается на полом рулевого вала, соединенном с ходовым винтом. По винту перемещается гайка. Поступательное перемещение гайки по винту вызывает поворот валика сошки и самой сошки.



Фиг. 189. Рулевое управление с двойным винтом.



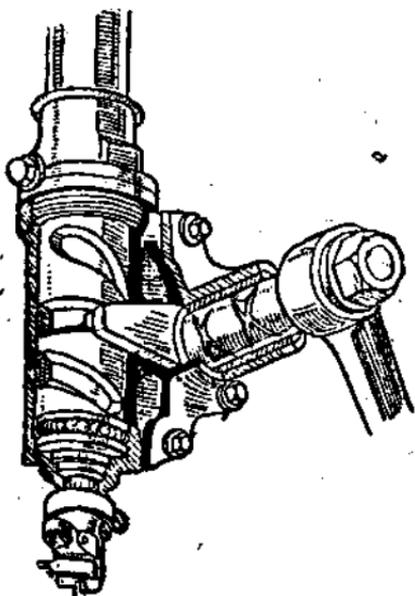
Фиг. 190. Рулевое управление с шестеренчатой передачей.

На фиг. 189 показано рулевое управление с двойным винтом: половина — с правой, половина — с левой резьбой.

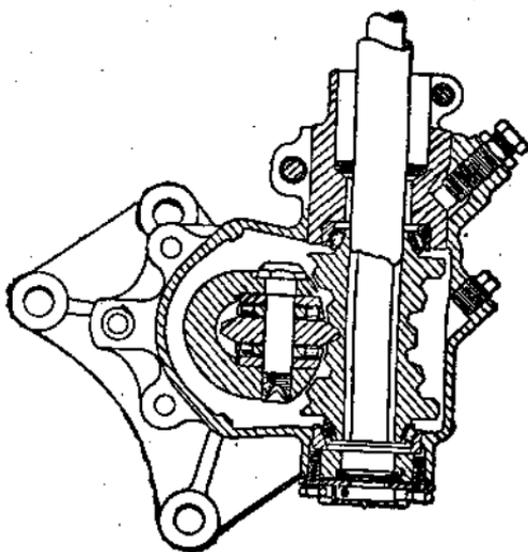
Обе половинки винтовой нарезки схвачены гайками на полуокружности ходового винта. Направление дается продольными клиньями.

К нижним концам гаек прикреплены упорные части, нажимающие на ролики качающегося рычага, изготовленного из одного куска с валом сошки. Рулевое управление — необратимое. Люфт регулируется специальной гайкой на картере.

На фиг. 190 показан еще другой тип передачи для рулевого управления, а именно — с цилиндрическими шестеренками. Здесь трение сколь-



Фиг. 191. Передача рулевого управления со скользящим пальцем.



Фиг. 192. Передача с рошником.

ения имеет место только в подшипниках. Рулевое управление — обратное. Сошка прикреплена непосредственно к валу шестеренчатого сегмента.

Наиболее современными являются передачи пальцевые или роликковые (фиг. 191 и 192). В этих передачах палец или ролик, сидящий на рычаге, поворачивающем сошку, скользит по нарезке рулевого вала. При поворачивании рулевого вала нарезка нажимает на палец или зубец и легко поворачивает рулевую сошку. Благодаря незначительной крутизне нарезки при повороте колес и сошки нельзя повернуть рулевой вал, т. е. передача необратима.

Для уменьшения трения и избежания быстрого износа палец устанавливается на шариковых или роликовых подшипниках (фиг. 193).



Фиг. 193. Передача пальцем, установленным на роликовых подшипниках.

Рулевые колеса должны готовиться очень тщательно. Рулевое колесо должно хорошо лежать в руках водителя, т. е. иметь круглую гладкую поверхность. Вместе с тем колесо не должно становиться скользким под действием холода или влажности.

Обычно рулевое колесо изготавливается из металлических спиц (трех или четырех), сходящихся в центре в ступицу. Спицы охватываются деревянным ободом. Ступица растачивается на конус и насаживается на рулевой вал. Спицы делаются стальными, бронзовыми или алюминиевыми.

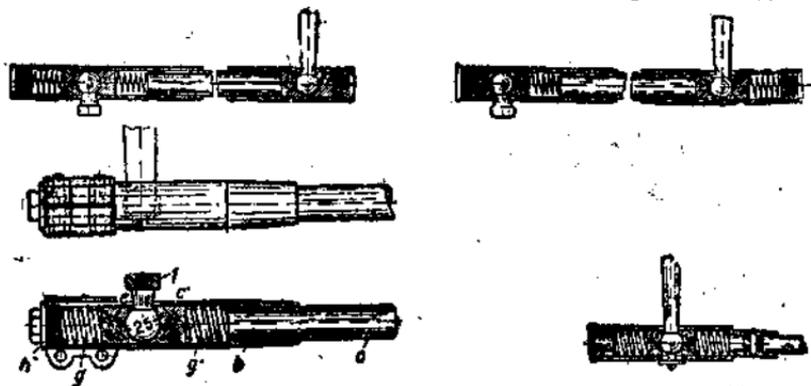
Бронзовые спицы делаются гладкими, эллиптическими. Алюминиевые спицы для увеличения жесткости снабжаются иногда снизу ребрами. Обод (баранка) колеса изготавливается либо из деревянной палки овального сечения, распаренной и свернутой в круг, либо обточкой заготовки, склеенной из отдельных деревянных сегментов.

Иногда применяются обода на металлических трубах, опрессованные по краям эбонитом толщиной 1—2 мм.

Рулевая колонка размещается слева или справа по направлению движения автомобиля. Как то, так и другие устройства имеют свои достоинства и недостатки. В большинстве случаев для стран с ездой по правой стороне и обгоном слева (как в СССР) удобнее размещать сиденье шофера слева, потому что при этом получается больший кругозор во время обгона других экипажей и при сворачивании налево. В других странах ездят по левой стороне и обгоняют справа. Для опытного шофера в общем размещение управления с той или иной стороны особого значения не имеет.

### Рулевые штанги

Рулевая сошка с помощью продольной рулевой штанги соединяется с рычагом управления цапфы левого переднего колеса (при левом управлении). Таким образом рулевая штанга одним концом соединяется с неопдрессорованной передней осью, а другим — с опдрессорованным шасси. Рулевая штанга, поэтому должна быть снабжена и спереди и сзади шар-



Фиг. 194, 195, 196 и 197.

ирами, чтобы свободно перемещаться в вертикальном направлении. Кроме того рулевая штанга должна иметь возможность игры и в горизонтальном направлении. В редких случаях рулевые штанги тяжелых грузовиков и дорогих легковых автомобилей снабжаются карданами. Недостатком такой конструкции является отсутствие автоматического устранения зазора при износе пальцев, что легко осуществляется в случае шарового пальца с помощью пружин. Кроме того, конструкция с шаровым пальцем компактна и проста.

Для защиты червячной или винтовой передачи рулевого управления от толчков и для предупреждения раскачивания передних колес автомобиля под действием рессор шаровые пальцы снабжаются спиральными пружинами, допускающими некоторую осевую игру штанги. На фиг. 194 и 195 показаны способы размещения спиральных пружин. На фиг. 194 один из шаровых пальцев лежит между двумя спиральными пружинами, а второй установлен совсем без пружин. На фиг. 196 каждый шаровой палец снабжен одной пружиной. В последнем случае пружины должны быть обязательно размещены либо обе справа, либо обе слева. Иначе будет иметь место двойная по величине игра в одном направлении и отсутствие какой бы то ни было игры в другом направлении.

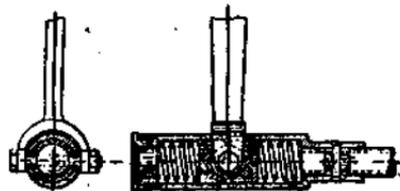
На фиг. 195 показано соединение шарового пальца с рулевой штангой с двумя пружинами. Буквой *a* обозначена рулевая штанга, в данном случае трубчатая. К концу рулевой штанги припаяна полая часть *b*, снабженная прорезью. Ширина прорези больше диаметра шейки шарового пальца. Шар лежит между двумя сухарями *c*, *c'*, прижимаемыми спиральными пружинами *d* и *d'*. Пружины фиксируются крышкой *k*. Наглядка *i* служит для предохранения шара от выскакивания.

Вместо прорези, значительно ослабляющей деталь *b* рулевой штанги, можно просверлить дыру по диаметру шара и завести через нее палец сошки. Однако в некоторых конструкциях этого рода, при сильном ударе, пружины могут поддаться и шар выскочит из штанги.

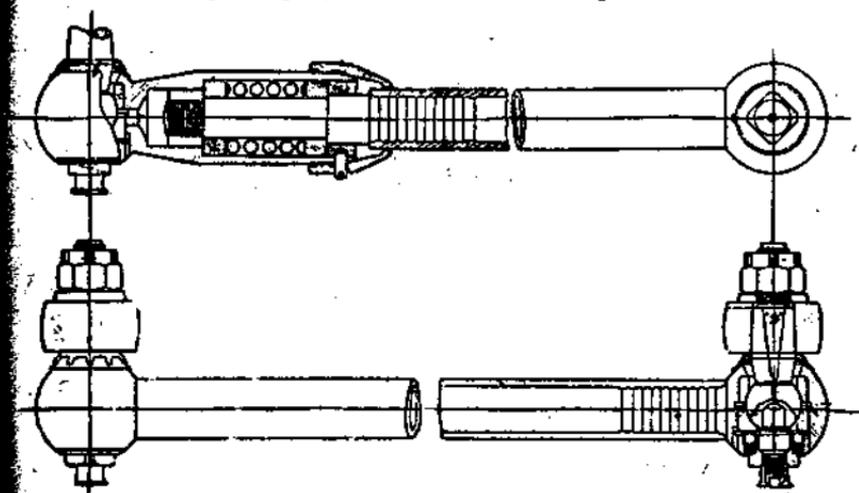
В этом случае шар снабжается иногда острием, закрепленным зашлифованной шайбой.

Хорошая конструкция соединения рулевой сошки со штангой показана на фиг. 198. Здесь шар соединен с рулевой сошкой пальцем.

Недостатком конструкции с двумя пружинами является то, что при поломке одной из пружин зазор между сухарями может сильно увеличиться и штанга может упасть с шарового пальца. В некоторых устройствах последнее предотвращено, но не вполне совершенно.



Фиг. 195. Соединение рулевой штанги с сошкой.



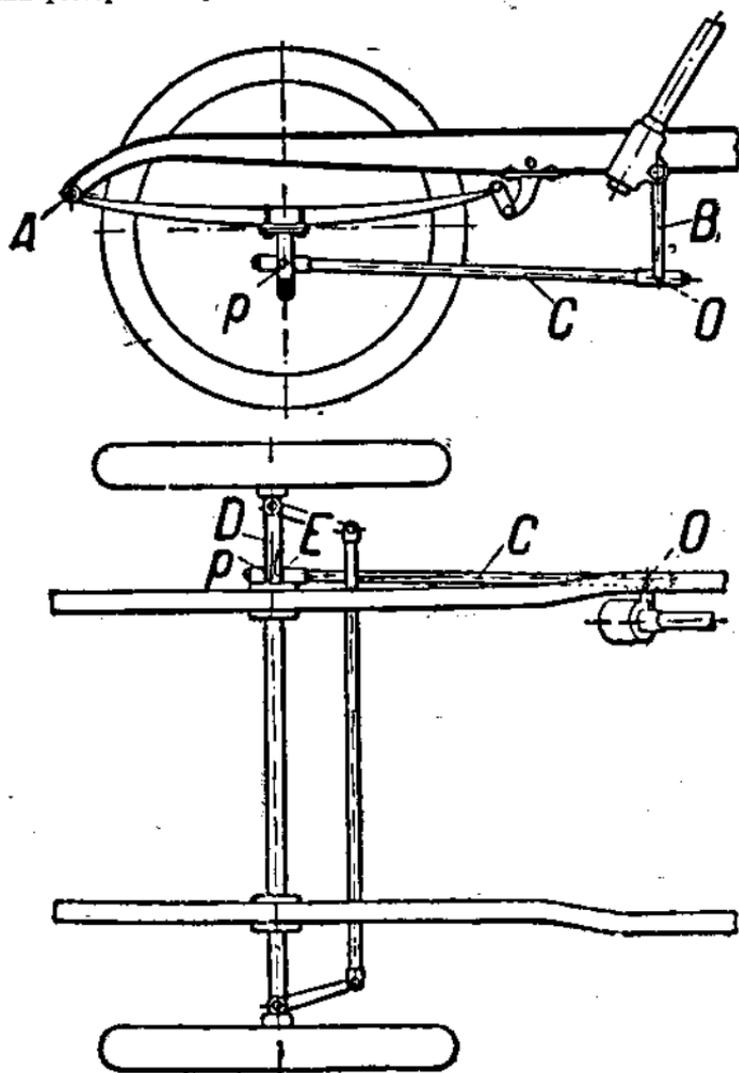
Фиг. 198. Рулевая штанга Фауди.

Очень хороши рулевые штанги с одной пружиной, действующей в обоих направлениях. Пример такой рулевой штанги (Фауди) показан на фиг. 199. Эта штанга на практике хорошо себя оправдала.

Большинство конструкторов не придает значения вопросу о наклоне рулевой штанги. Однако в действительности наклон рулевой штанги вызывает значительное влияние на ход автомобиля.

На фиг. 200 дана схема обычного рулевого управления. Сошка *B* и вместе с ней задний конец рулевой штанги *O* прикреплены к раме. По-

воротная цапфа *D*, соединенная с передним концом рулевой штанги, прикреплена к передней оси. Рама и передняя ось связаны друг с другом передними рессорами. При езде по неровной дороге, т. е. почти всюду за



Фиг. 200. Направление продольной штанги.

исключением идеальных асфальтовых мостовых, имеет место постоянное изменение взаимного положения рамы и оси.

Будем считать для большей наглядности, что рама неподвижна и что перемещается (прыгает) только сама передняя ось. Тогда мы должны считать задний конец *O* рулевой штанги тоже неподвижным. Если перед

ный конец рулевой штанги будет, как часть оси, качаться вокруг иного центра, чем задний конец  $O$  рулевой штанги, то должно произойти смещение точки  $P$  по отношению к передней оси. Поскольку точка  $P$  является одновременно конечной точкой рычага управляемой цапфы  $D$ , то это движение влияет на направление передних колес, которые под действием работы рессор начинают раскачиваться. Это раскачивание особенно неприятно сказывается при больших скоростях передвижения автомобиля, когда рама совершает особо большие глубокие размахи. Очень часто, если смотреть на автомобиль впереди, замечаешь раскачивающийся, неустойчивый ход передних колес. Рассмотрим теоретически возможность устранения вредного раскачивания (виляния) колес.

Значительное влияние на раскачивание имеет конструкция подвески передних рессор. Передние рессоры подвешиваются либо с обеих сторон на серьгах либо только спереди на серьге, а сзади на неподвижном пальце. Наконец рессора может быть подвешена сзади на серьге, а спереди на неподвижном пальце. Надо сказать, что из всех этих случаев фактически применяется почти исключительно один последний.

При подвеске рессоры на двух серьгах ось совершенно свободна и может качаться вокруг любого центра.

Для восприятия толчков, испытываемых колесами, ось соединяют с рамой упорными штангами. Центр вращения этих штанг должен лежать по возможности на прямой, перпендикулярной продольной оси автомобиля и проходящей через точку  $O$ . Конструкция эта применяется сравнительно редко, так как опасаются закидывания обычных подвесных черт, которыми в этом случае снабжаются рессоры, при слишком сильном прогибе последних. И вообще вся система восприятия толчков, действующих на колеса спереди, получается довольно жесткой.

Подвеску передних рессор спереди на серьге, а сзади на пальце можно без особых трудностей устроить таким образом, чтобы задние точки подвески лежали приблизительно на прямой перпендикулярной оси автомобиля и проходящей через точку  $O$ . Эта схема подвески применяется очень редко, поскольку, благодаря сжатию задней части рессоры под действием на колеса спереди толчков легко могут сместиться рессорные листы или может сломаться верхний (коренной) лист. Не исключена и тому же опасность закидывания серьги, ибо вес передка автомобиля велик и он качается значительно даже при небольших толчках.

Как мы уже говорили, чаще всего применяется третья схема подвески, в рессора подвешивается сзади на серьге, а спереди на пальце. Здесь вышеописанных дефектов не наблюдается. Рессора при толчках работает в растяжение.

Рассмотрим характер движений в системе такой подвески (по методу вавильно).

Расчет показывает, что смещения в системе рулевого управления, вызываемые колебанием передней оси по отношению к раме при прогибе рессор вокруг разных центров, не могут быть полностью устранены. На практике приходится искать компромиссных решений. Далее будет показан простой графический метод, дающий достаточно хорошие для практики результаты.

Обозначим на схеме, показанной на фиг. 201, через  $A$  точку подвески рессоры спереди через  $B$ —точку подвески рессоры сзади, вращающуюся вокруг центра рессорного пальца  $C$ .

Для упрощения расчета будем считать, что точка  $B$  не описывает дугу вокруг точки  $C$  как центра, но перемещается по горизонтали, проходящей через точку  $A$ .

Нас интересует характер кривой, описываемой средней точкой  $D$  при прогибе рессоры.

Считая длину рессоры  $l$  заданной, получаем при радиусе кривизны рессоры  $r$ :

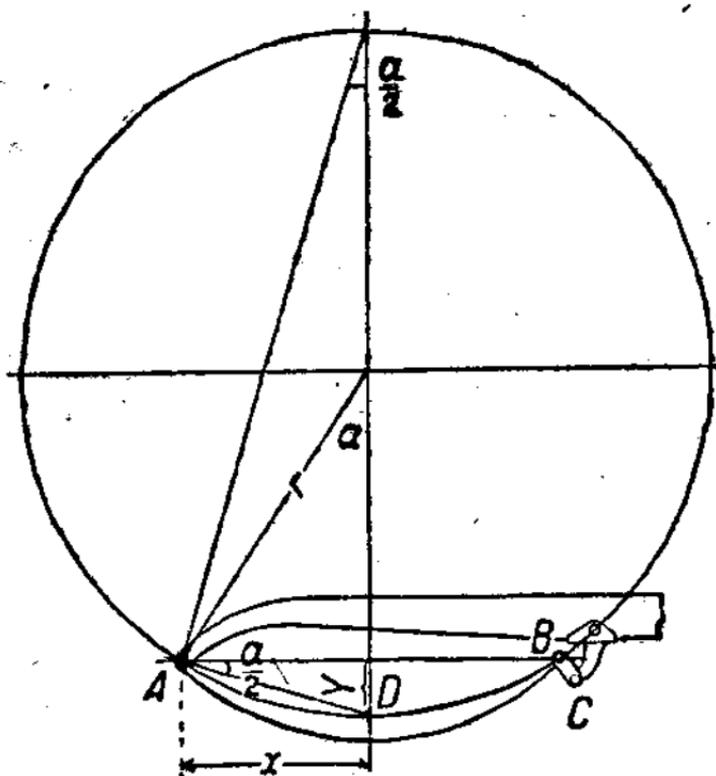
$$l = 2r \cdot \alpha$$

отсюда

$$r = \frac{l}{2\alpha} \quad (1)$$

Половина хорды равняется:

$$x = r \sin \alpha \quad (2)$$



Фиг. 201. Схема направления рулевой штанги.

Стрела прогиба:

$$y = AD \sin \frac{\alpha}{2} = 2r \sin^2 \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

Вставив (1) в уравнения (2) и (3), получим уравнение для искомого кривой:

$$x = \frac{l \sin \alpha}{2a};$$

$$y = \frac{l \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{a}.$$

Нет надобности вести расчет больше, чем для  $\alpha = 30^\circ$ .

Направление рулевой штанги получим для каждой отдельной точки, проведя перпендикуляр к касательной кривой пути точки  $D$ , определенная вышеприведенными уравнениями.

Направление искомой нормали, т. е. тригонометрический тангенс угла  $\beta$  рулевой штанги с горизонталью, равняется:

$$K = -\frac{f'(x)}{f'(y)} = -d \frac{\sin \alpha}{2a} : \frac{d \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{a}$$

$$d \frac{\sin \alpha}{2a} = \frac{1}{2} \frac{a \cdot d \sin \alpha - \sin \alpha \cdot d \cdot a}{a^2} = \frac{a \cos \alpha \cdot d\alpha - \sin \alpha \cdot d \cdot a}{2a^2};$$

$$\frac{d \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{a} = \frac{a \cdot d \sin^2 \frac{\alpha}{2} - \sin^2 \frac{\alpha}{2} \cdot d \cdot a}{a^2} = \frac{a 2 \sin \frac{\alpha}{2} d \sin \frac{\alpha}{2} - \sin^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha}{a^2}$$

$$= \frac{a 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} d\alpha - \sin^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha}{a^2} = \frac{a \sin \alpha \cdot d\alpha - 2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} d\alpha}{2a^2};$$

$$K = \frac{\sin \alpha - a \cos \alpha}{a \sin \alpha - 2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}$$

Получаем тогда следующие значения для  $\alpha$ ,  $K$  и  $\beta$

$\alpha$	$K$	$\beta$
0	0	0
10	0,133	7°30'
20	0,237	13°20'
30	0,37	20°20'

Покажем, как этот способ можно использовать для любой рессоры. Возьмем для примера рессору, корда которой  $s = 900$  мм при стреле отгиба  $p = 50$  мм. Величину необходимого для расчета угла  $\alpha$  найдем из уравнения:

$$\frac{p}{s} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{50}{450} = \frac{1}{9} = 0,111;$$

$$\frac{\alpha}{2} = 6^\circ 20'; \quad \alpha = 12^\circ 40'.$$

В таблице для ближайшей величины  $\alpha = 10^\circ$  имеем:

$$\beta = 7^\circ 30'$$

Для  $\alpha = 12^\circ 40'$  имеем:

$$\beta \approx 9^\circ$$

Расчет ведется лишь для таких углов, которые соответствуют практически имеющимся место прогибам для передних рессор.

Из полученных результатов берут среднее значение для  $\beta$ , равное углу наклона рулевой штанги.

Нелишне будет еще раз отметить необходимость определения тем или иным способом при конструировании угла наклона рулевой штанги для



Фиг. 202. Направление рулевой штанги.

того, чтобы обеспечить на высоких скоростях передвижения и на плохих дорогах всегда устойчивый ход колес.

На фиг. 202 показана схема передней части автомобиля. Здесь  $A$  — передняя точка подвески передней рессоры;  $B$  — задняя точка подвески передней рессоры, вращающейся вокруг рессорного пальца  $C$ . В качестве крайнего предела прогиба рессоры принимают положение выпрямленной рессоры. Из точки  $A$  описывают дугу радиусом, равным длине выпрямленной рессоры, пересекающимися в точке  $B_1$  с кругом, описанным из точки  $C$  радиусом, равным длине рессорной серьги.

Если  $B_2$  крайнее положение рессорной серьги, то длина хорды для наибольшей стрелы прогиба рессоры будет  $AB_2$ . По приближенной формуле из справочника Хютте:

$$b = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} p^2},$$

где:  $b$  — длина дуги,

$s$  — соответствующая хорда,

$p$  — стрела прогиба;

$$p = \frac{3}{16} (b^2 - s^2).$$

Возведя из середины хорды  $AB_2$  перпендикуляр, найдем на нем середину коренного листа рессоры  $D_2$ . Соединим точку  $D_2$  с  $D_1$  (середина выпрямленного коренного листа). Тогда линия соединения  $A$  с  $D$  (середина линии  $D_1 D_2$ ) дает искомое направление рулевой штанги. Эта линия дает только направление, но не местоположение рулевой штанги. Последнее определяется местом сопряжения головки штанги с рычагом управления цапфы.

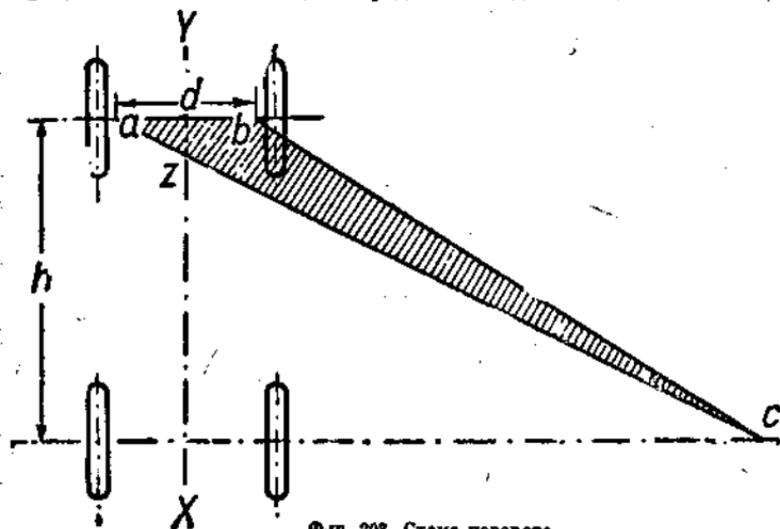
Приведенные соображения полностью распространяются только в такие рулевые управления, у которых рулевая сошка перемещается в плоскости, параллельной направлению движения автомобиля. Че

меньше повернуто рулевое управление, тем меньший эффект в отношении уменьшения вредного влияния на него работы рессор дает наклон рулевой штанги.

Крайним пределом в отношении поворота механизма рулевого управления является качание рулевой сошки в плоскости, перпендикулярной движению автомобиля.

В этом случае вообще не представляется возможным уменьшить влияние работы рессор на положение передних колес.

Для каждого тела, движущегося по кривой, можно найти для любой точки этой кривой мгновенный центр вращения. Чтобы колеса автомобиля, движущегося по кривой, катились без скольжения, продолжения осей всех колес должны в любой момент пересекаться в одном и том же мгновенном центре вращения. У повозки это условие выполняется благодаря тому, что оба передних колеса имеют общую ось вращения. Обе интересующие нас линии для передней и задней оси, естественно, всегда



Фиг. 203. Схема поворота.

будут давать одну точку пересечения. Как мы уже знаем, простое рулевое управление повозки для автомобиля непригодно (малая стабильность и другие механические недостатки).

В рулевом управлении автомобиля, в котором поворотные колеса подвешиваются на индивидуальных цапфах, добиться перманентного пересечения трех линий (для осей колес) в общем центре невозможно. Это условие может быть выполнено только частично.

Расстояние между обоими поворотными цапфами передних колес  $= d$  (фиг. 203) и расстояние от передней оси до задней являются постоянными, поэтому площади всех треугольников, образованных соединением точек  $a$  и  $b$  с мгновенным центром вращения  $c$ , лежащим на продолжении задней оси, равны. Следует, значит, найти такую схему механического соединения обоих передних колес, чтобы перпендикуляры к центрам передних колес на любой точке кривой поворота образовывали переднюю ось треугольник с площадью, равной

$$\frac{d \cdot h}{2}$$

Это требование может быть удовлетворено путем соединения колес геометрически сложной системой штанг и шарниров.

Среди старых автомобильных патентов встречается ряд различных и остроумных решений этой проблемы. На практике все эти предложения оказались непригодными, ибо допустимое число шарниров в системе рулевых штанг быстроходного автомобиля было весьма и весьма ограничено.

Все схемы соединения передних колес, кроме общепринятого в настоящее время соединения простой поперечной штангой, можно считать неприемлемыми. Вообще не следует слишком увлекаться требованием большой точности, поскольку полученные результаты были бы действительны только при езде по прямой и при совершенно равномерной нагрузке автомобиля.

Обратим внимание еще раз на фиг. 203, изображающую автомобиль, поворачивающийся вокруг точки *c*. Если теперь, например, левое переднее колесо наедет на дорожное препятствие, то передняя ось повернется вокруг продольной оси *xy* автомобиля. Перпендикуляр *ac* к середине колеса опишет при этом часть двойной конусной поверхности вокруг точки *z*, в которой *ac* пересекается с продольной осью *xy*. Перпендикуляр *ac* поэтому больше не пересечется с перпендикуляром к оси автомобиля в точке *c*. Колеса не могут катиться без скольжения.

Помимо перекашивания осей на-за неравномерности дорожной поверхности следует исключить из внимания и развал колес. Учет развала слишком усложнил бы ненужным образом решение и без того непростого вопроса. Качание осей автомобиля под действием работы рессор не может быть подчинено в обычных автомобильных конструкциях подвески каким-либо простым законам. Так, передняя ось качается по выведенной ранее кривой, причем в большинстве случаев еще одновременно перемещается в плоскости перпендикулярной движению автомобиля. Задний мост описывает дугу вокруг точки присоединения толкающих штанг в автомобилях с карданной передачей или натяжного приспособления в цепных автомобилях при одновременном поворачивании, как у передней оси.

Мы рассмотрим только тот случай, когда оси автомобиля горизонтальны и параллельны друг другу и колеса перпендикулярны осям, т. е. не имеют развала. При развале колес показанные далее методы конструирования рулевых управлений будут действительны только для езды по приблизительно ровной поверхности.

Большинство конструкторов применяет для графического определения схемы рулевого управления следующий приближенный и неточный метод.

Центры обеих поворотных цапф *a* и *b* соединяются с центром *o* заднего моста (фиг. 204). Рычагам рулевой трапеции даются направления линий *bo* и *ao*.

В том случае, когда центр колеса отстоит достаточно далеко от центра поворотной цапфы, поступают и иначе. Центр заднего моста соединяют с центрами передних колес *c* и *d*, и рычагам рулевой трапеции дают направление, параллельное этим линиям (*as* и *bs*).

Оба эти способа дают более или менее хорошие результаты только при малых отклонениях направления езды от прямой.

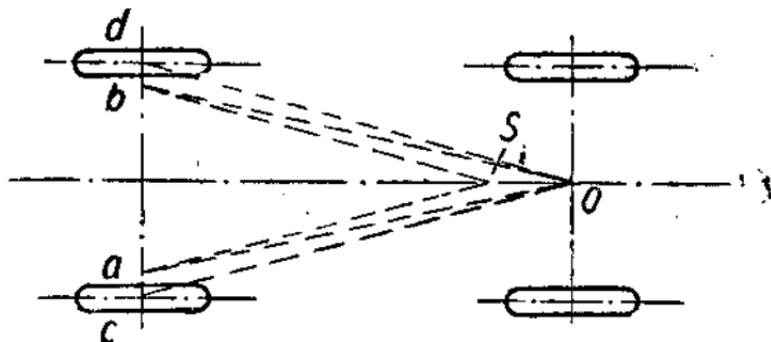
Значительно лучшие результаты дает вышеописанный способ (фиг. 205). Рычагам дается такое направление, чтобы  $fg = 2ae$ . В этом случае линия пересечения продолжения осей рычагов лежит перед задним мостом.

Мы видим, насколько различно и произвольно выбирается отдельными конструкторами направление рычагов. Между тем существует хорошее решение этой задачи, данное Козаном. Способ Козана дает

лучшие результаты, удобно применим и, кроме того, может быть теоретически обоснован.

Ниже мы покажем этот способ, не приводя, впрочем, теоретических выводов.

На фиг. 206 точки *A* и *B* являются центрами поворотных цапф, находящихся друг от друга на расстоянии *d*. Перпендикуляры к передним



Фиг. 204. Определение положения рычагов рулевой трапеции.

колесам для поворота автомобиля вокруг точки *O*, лежащей на продолжении линии заднего моста, образуют с задним мостом углы  $\alpha$  и  $\beta$ . Из точки *O*, как центра, описывают дугу радиусом *R*, равным длине рычага рулевой трапеции. Дуга *PM* разделяется линией *AO* так, чтобы углами дуг *PN* и *NM* были  $\alpha$  и  $\beta$ .

Точку *N* соединяют с серединой *C* хорды *PM*. Из точки *C* проводят перпендикуляр к *NC* и откладывают на последнем отрезок:

$$CX = \frac{1}{2}(d - 2l) - \sqrt{(d - 2l)^2 - g^2}.$$

Отрезок *CX* откладывается вниз, если поперечная рулевая штанга лежит за передней осью, и вверх, если поперечная рулевая штанга вынесена вперед от оси. Угол  $\angle ONX = \gamma$  дает искомое направление.

В данной формуле:

*d* равно расстоянию *AB* между поворотными цапфами;

*l* равно расстоянию точки *O*

от линии *NC*;

*g* равно проекция *PM* на

линию *NC*.

Величины *l* и *g* могут быть

получены непосредственно из чер

тежа.

Последний метод применим

и для того случая, когда попе

речная рулевая штанга раз

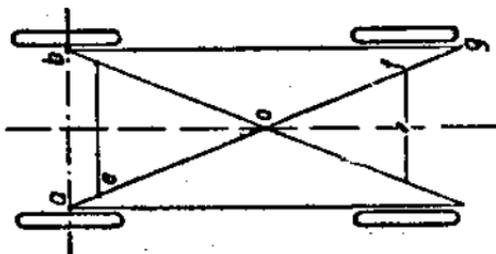
мещается перед передней осью. Все ранее приведенные выводы исходят

из того предположения, что поперечная штанга лежит за передней осью.

Численные примеры показывают, что поперечная штанга вобще не обяза

тельно должна находиться за осью. Некоторые конструкторы предпочи

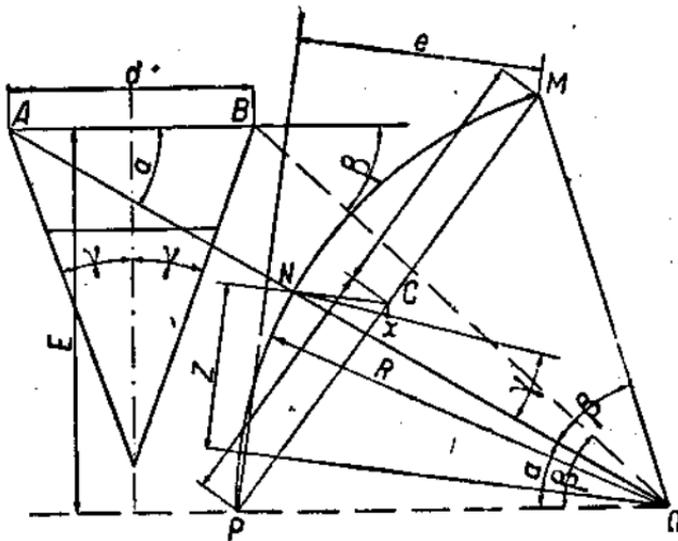
тают размещать поперечную штангу перед передней осью, считая, что



Фиг. 206

при таком положении поперечная штанга будет работать под действием толчков на колеса предпочтительно на растяжение. Тут имеется, правда, другой недостаток; в случае наезда на препятствие поперечная штанга — важная деталь рулевого управления — может легко пострадать. Кроме того вынос поперечной штанги вперед портит внешний вид автомобиля.

Независимо от этих чисто внешних причин поперечную штангу приходится все-таки ставить сзади, за ось, так как при вычерчивании схемы рулевого управления оказывается, что даже при средней длине рычагов в рулевой трапеции шарниры последней слишком приближаются к спицам передних колес. Колеса автомобиля при несчастном случае при наезде на препятствие могут, в результате попадания рычагов в спицы, оказаться совершенно разбитыми.



Фиг. 206.

Поперечная штанга снабжается по концам вилками, в которых с помощью пальцев закрепляются ушки рычагов, или шаровыми головками, которые соединяются с шаровыми пальцами, укрепленными на рычагах рулевой трапеции.

Шаровые шарниры применяются тогда, когда поворотные цапфы не параллельны друг другу, как это раньше делалось довольно часто.

При определении схемы рулевого управления необходимо учесть еще следующее. Угол поворота рулевого колеса должен быть одинаковым для изменения направления автомобиля из центрального в крайнее правое или левое положение. Если этого не будет, то опытный шофер все равно сможет приспособиться, но желательнее, конечно, добиться равенства путей рулевого колеса в обоих направлениях.

Надо сказать, что обычно применяемый способ деления траектории рычага управления цапфы на участке между точками, соответствующими крайним положениям колеса, пополам и соединения середины с помощью рулевой штанги, со средним положением сошки рулевого управления, не дает вполне правильных результатов (фиг. 207). Проще всего решить эту задачу графически. Решение может быть только приближенным.

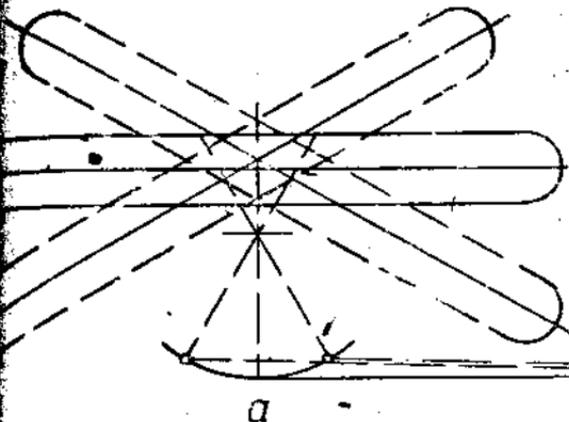
О равными должны быть не только углы поворота рулевого колеса, но и усилия, необходимые для вращения колес в обоих направлениях.

Усилие же в большинстве обычных рулевых управлений все время колеблется, поскольку угол между продольной рулевой штангой и сошкой при перемещении сошки в плоскости, параллельной продольной оси автомобиля, все время меняется. В рулевых управлениях, у которых сошка перемещается в плоскости, перпендикулярной к направлению движения, угол остается на повороте постоянным. Однако такое устройство сошки неудобно из-за ряда серьезных недостатков.

Выше нами был отмечен своеобразный, неустойчивый ход передних колес и показано, что главной причиной этого явления является неправильный угол наклона продольной рулевой штанги. Однако и при правильном наклоне рулевой продольной штанги также может иметь место

раскачивание передних колес. Раскачивание это имеет характер равномерной вибрации (виляние, «шимми»)

Практика, не углубляясь в теоретическое исследование этой проблемы, нашла радикальный, но далеко не безупречный способ ликвидации этого неприятного явления. По этому способу передние колеса



Фиг. 207. Путь поворота колеса.

устанавливаются не параллельно друг другу и продольно оси автомобиля, но с некоторым уклоном внутрь — раскос колес. В результате «шимми», наблюдавшееся у автомобиля при параллельных колесах, после изменения положения колес пропадает, и ход направляющих колес становится ровным и спокойным.

Ряд автомобильных фирм дает передним колесам уклон внутрь до величины максимум  $6^\circ$  (по  $3^\circ$  на колесо) (фиг. 208).

Для пневматиков низкого давления (баллонов) уклон не применяется в крайнем случае максимум 5 мм, а по английскому проекту стандартизации установки колес — всего 3,2 мм.

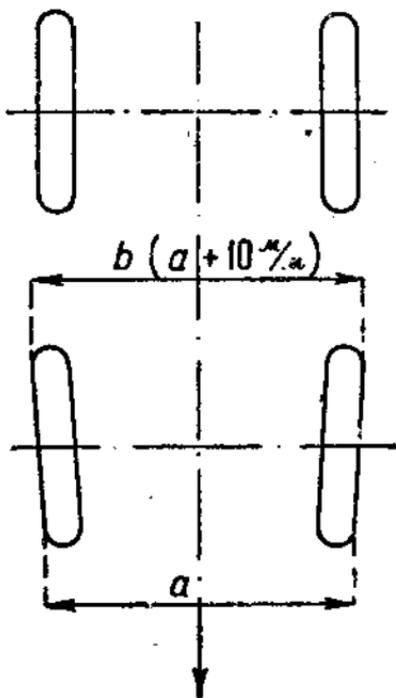
Для колес на пневматиках высокого давления уклон должен быть 10 мм ( $a + 10$  мм).

Сам по себе не простой вопрос о вилянии («шимми») передних колес еще более осложнен переходом на применение пневматиков низкого давления (баллонов), снабжением передних колес тормозами и применением очень мягких рессор. Научная мысль занимается этим вопросом очень давно; но окончательного удовлетворительного разрешения вопроса еще не существует. Некоторое уменьшение виляния может быть получено за

- 1) повышения трения между рессорными листьями;
- 2) трения в амортизаторах;
- 3) трения в шарнирах рулевых штанг;

- 4) трения в передаче рулевого управления;
- 5) амортизирующих влияний, обусловливаемых углом наклона поворотных цапф и оси колеса.

Из перечисленных факторов влиянию поддается только трение в амортизаторах и трение в передаче рулевого управления (если передача лежит в подходящих пределах). Угол установки поворотных цапф и наклона оси колеса можно, экспериментируя, подобрать так, чтобы они давали желательную степень амортизации. Поскольку подбор углов производится исключительно чутьем, то может случиться, что результат окажется как раз обратным, т. е. влияние не только не уменьшится, но даже возрастет. Для уменьшения влияния прежде всего следует применить тщательно сбалансированные колеса и покрышки (последнее является весьма серьезной задачей для резиновой промышленности). Затем надо стараться улучшить геометрическую схему рулевого управления. Прогиб рессор автомобиля не должен вызывать поворачивания колеса вокруг поворотной цапфы из-за несовершенства системы рулевых штанг, однако, в большинстве современных конструкций с подвеской передней рессоры спереди на пальце, а сзади на сереже это условие полностью невыполнимо.



Фиг. 206. Установка передних колес автомобиля с углом внутрь.

При перемещении автомобиля с большой скоростью возникают гироскопические движения порядка, отличного от движений, которые имели бы место, если бы схема рулевого управления была свободна от дефектов.

Когда левое переднее колесо наезжает на препятствие, происходит сжатие пневматика и рессоры. В результате перемещения оси вверх гироскопическое движение стремится повернуть колесо направо. Рулевые штанги стремятся повернуть колесо в том же направлении.

Дефекты схемы устройства рулевого управления поэтому имеют решающее влияние на усиление влияния передних колес в те моменты, когда оно как раз начинается, т. е. они формируют усиление этого движения, увеличивая отклонение колеса и вызывая увеличение усилий, поддерживающих раз возникшую вибрацию.

При подвеске передних рессор на серьге не сзади, а спереди, в равной мере теоретически невозможно создать совершенную схему рулевого управления. И в этом случае виляние может быть устранено только за счет дополнительных амортизирующих усилий. Учесть все амортизирующие

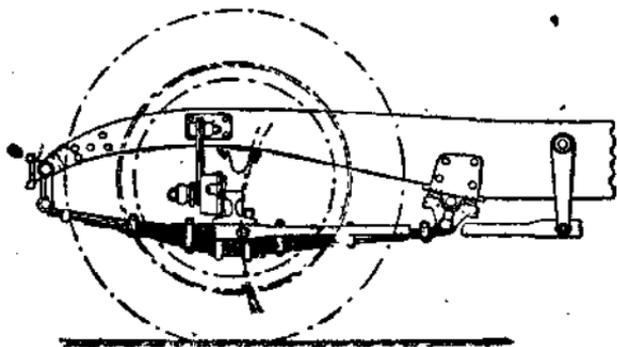


Рис. 308. Подвеска рессоры, уменьшающая виляние колес.

влияния и направить их в желательное русло, равно как создать безупречную в отношении кинематики схему рулевого управления, очень трудно. Легче достичь этой цели при подвеске рессор спереди на серьге.

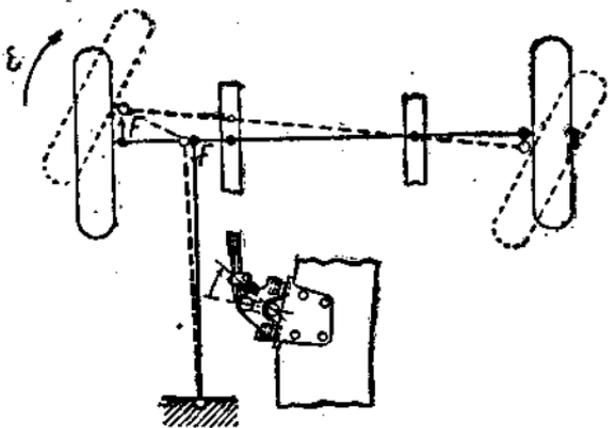


Рис. 310. Перемещение передней оси при повороте колеса на прототипе (в произвольном масштабе).

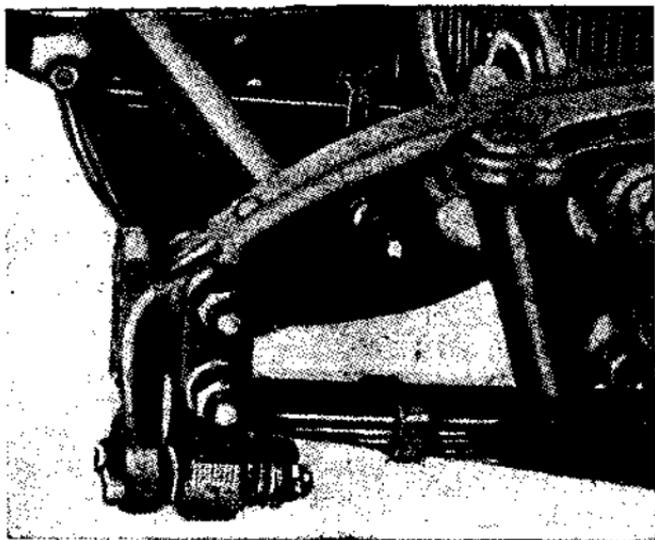
При соблюдении следующих предупредительных мер можно избавиться от виляния, в особенности от его сильнейшего проявления на высоких скоростях передвижения:

- 1) тщательное устранение резонанса, недостаточной отбалансированности передних колес, тормозных барабанов и пневматиков;
- 2) применение уравновешивателей на колесах для достижения по возможности полного баланса всего агрегата переднего колеса;

3) наличие достаточных поглощающих усилий между осью и рамой (трение между листами рессор и действие амортизатора);

4) по возможности точная схема рулевого управления.

Автомобиль Паккард, у которого передние рессоры подвешены спереди на серьгах и у которого применена корригированная схема рулевого управления, почти совсем свободен от виляния. У Паккарда только трудно следить за тем, чтобы амортизирующие усилия имели надлежащую величину, поскольку установку их можно производить только по чутью. Если передние рессоры будут слишком обильно смазаны, так что они станут подвижными, или если амортизаторы будут недостаточно натянуты, то при развитии автомобилем высокой скорости передвижения, благодаря частичному резонансу вибрации, появится «шимми». Независимо от этого, благодаря подвеске переднего конца рессоры на серьге,



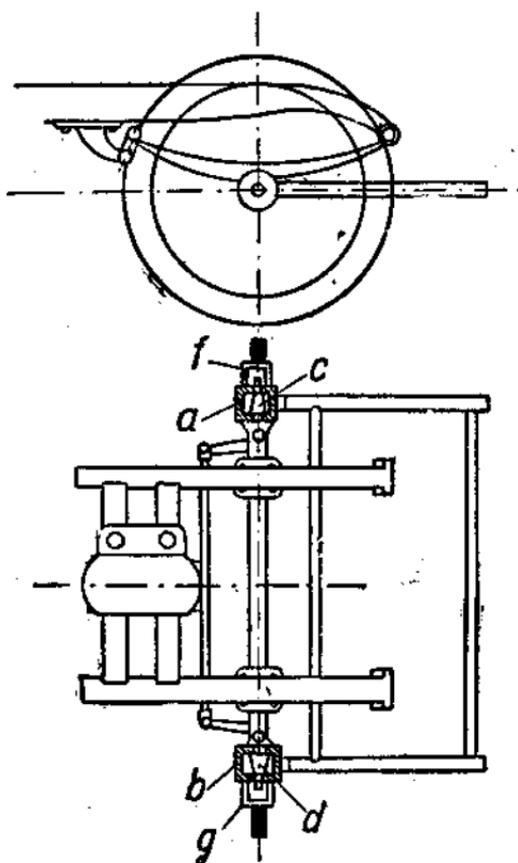
Фиг. 211. Пружинный возлок у переднего конца передней рессоры.

пассажирами автомобиля весьма резко ощущаются толчки приезде передних колес на препятствия. Это явление при такой подвеске неустранимо.

Между тем рациональное решение вопроса о всей проблеме: «шимми» передних колес, качание автомобиля и восприятие толчков колес, — является теоретически вполне возможным.

Вспомним применение гироскопов для стабилизации морских судов и для сохранения равновесия вагонов на одноколейных путях. «Шимми» передних колес во многом аналогично качке судна в море. Вертикальное перемещение если можно уподобить качке судна. Передние колеса на поворотных цапфах представляют собой свободно перемещающиеся подвешенные гироскопы. Неамортизированный гироскоп на судне только увеличивает период колебания. Однако благодаря вспомогательным движениям удастся полностью устранить качку судов за счет амортизирующих усилий в подвеске гироскопа, изменяющих фазу колебания подвески по сравнению с фазами качки.

В передних мостах можно было бы достичь такого же эффекта повышения трения в поворотных цапфах. Однако это недопустимо, поскольку увеличение трения в цапфах повышает величину усилия, необходимого для приведения в действие рулевого управления, что является весьма нежелательным. Тех же результатов, однако, можно достичь путем применения эластичной подвески для заднего конца передней рессоры (фиг. 209). Такая эластичная подвеска должна дать оси возможность легко перемещаться вперед и возвращаться назад под действием жиро-



Фиг. 212. Прибор для установки уклона колес.

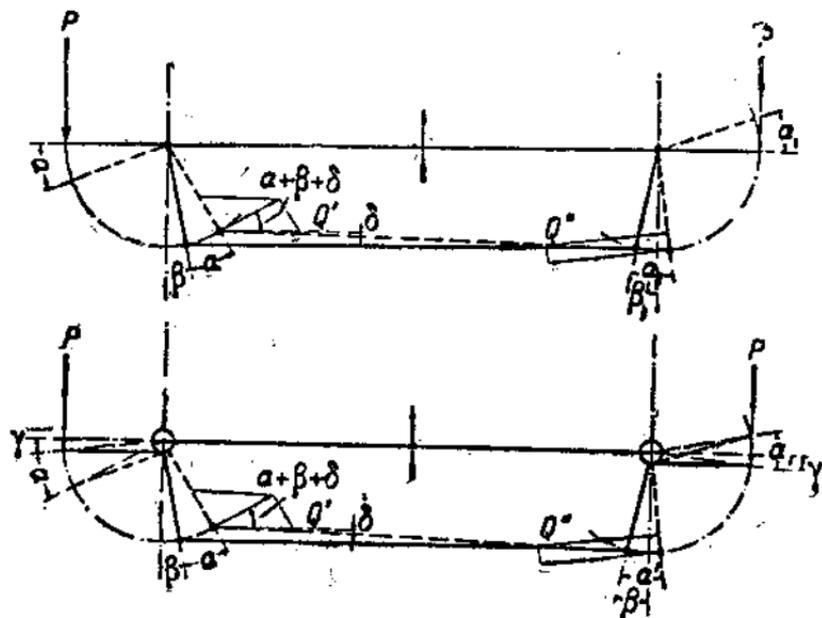
скопических сил. Конструкция этой подвески такова, что каждое движение ее ведет к возникновению амортизирующих сил трения.

На фиг. 210 показано в сильно преувеличенном виде перемещение передней оси под действием жирокопических усилий, возбуждаемых перемещением оси в вертикальном направлении вследствие неровностей дорожной поверхности.

Стрелки показывают силы  $F$ , приложенные к поворотным цапфам и месту присоединения продольной рулевой штанги. При достаточной величине трения в передаче рулевого управления точка качания продольной

штанги на сошке сохраняет свое положение, и рулевая поперечная штанга сможет только незначительно поворачиваться. В результате ось и колеса перемещаются в положение, показанное на фигуре пунктиром. Поперечная штанга объединяет жироэллиптические движения обоч колес. Влияние эластичной подвески заключается в уменьшении периода вибрации колесной системы. Подсоединяющие усилия, возникающие в результате трения в эластичной подвеске, практически устраняют «шпимми» так же, как жироэллипс устраняют качку морских судов.

Пружинящий козелок, показанный на фиг. 209 на заднем рессорном ушке, должен размещаться, конечно, только со стороны управления.



Фиг. 213 и 214. Размещение рывков поперечной штанги.

Те же результаты получаются при размещении пружинящего козелка спереди (фиг. 211) (Паккард и другие американские автомобили).

Размещение концов рессор в резинových башмаках (Мак) также устраняет влияние направляющих колес.

Установить правильный раскос передних колес довольно затруднительно из-за малой величины угла ( $3^\circ$  и меньше).

На фиг. 212 показано одно из специальных приспособлений для этой цели.

Этот прибор собран из ряда труб. Ушки *a* и *b* на концах прибора насаживаются на шипы поворотных цапф и затем на них надеваются пробки *f* и *g*. В этом положении производится установка поперечной штанги.

Усилия *P*, действующие на передние колеса (фиг. 213), разлагаются на  $Q'$  и  $Q''$  в направлении поперечной штанги.

Для угла левого и  $\alpha'$  правого передних колес получаем:

$$Q' = \frac{P \cos \alpha}{\cos(\alpha + \beta + \delta)};$$

$$Q'' = \frac{P \cos \alpha'}{\cos(\alpha' - \beta + \delta)}.$$

Для угла  $\beta = 10^\circ$  получаем  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\alpha' = 19^\circ$ ,  $\delta = 2^\circ$ ;

$$Q' = 1.1P;$$

$$Q'' = 0.96P,$$

значит  $Q'' < Q'$ .

Сопротивление движению стремится, таким образом, форсировать разчатое сворачивание.

Этот недостаток иногда устраняют смещением цапфы колеса назад.

При таком устройстве (фиг. 214) рулевое управление получается стабильным.

Раскладывая  $P$  (фиг. 214) так же, как на фиг. 213, получим:

$$Q' = \frac{P \cos(\alpha + \gamma)}{\cos(\alpha + \beta + \delta)} = \frac{P \cos(\alpha' - \gamma)}{\cos(\alpha' - \beta + \delta)}.$$

Подставляя те же величины для углов, как и выше, и приняв  $\gamma = 15^\circ$ , получим:

$$Q' = 0.97P;$$

$$Q'' = 1.01P,$$

е.  $Q'' > Q'$  — рулевое управление стабильно.

### Передняя ось /

На фиг. 215 показана схема поворотной цапфы автомобиля.

Ступица колеса вращается на шпине поворотной цапфы с на бронзовой втулке. Бронзовая втулка может свободно вращаться в ступице колеса. Вертикальный шкворень поворотной цапфы лежит в бронзовой втулке. Давление на шкворень от нагрузки, приходящееся на переднюю ось автомобиля, воспринимается упорным бронзовым пальцем.

Рычаг управления цапфы и рычаги рулевой трапеции закрепляются в конусных отверстиях поворотной цапфы.

На фиг. 216 показана передняя ось, которая охватывается поворотной цапфой сверху и снизу. При такой конструкции горизонтальный шпине поворотной цапфы лежит, примерно, на линии середины шкворня.

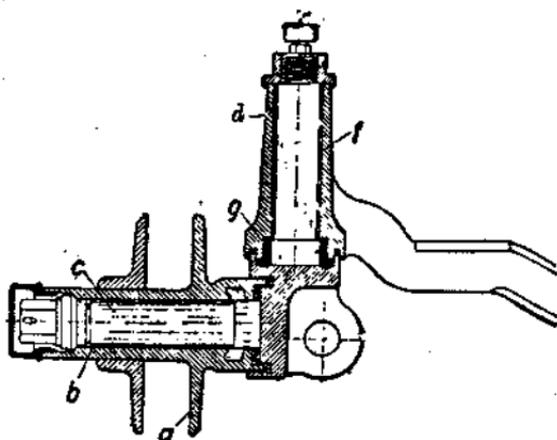
В других случаях передняя ось заканчивается вилкой (фиг. 217—218).

Шкворень делает наклонным к вертикали. Наклон делает с таким расчетом, чтобы линия продолжения оси шкворня находилась недалеко от точки соприкосновения колеса с дорожной поверхностью.

Для восприятия вертикального давления от веса автомобиля во многих случаях ставят специальный упорный шарикоподшипник (фиг. 219).

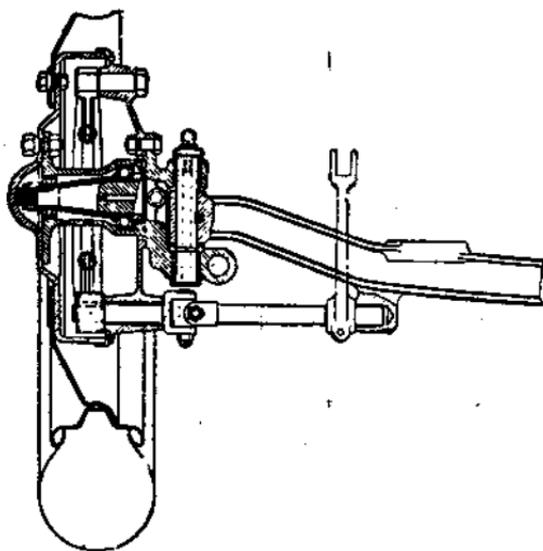
Фиг. 219 показывает конструкцию поворотной цапфы, у которой давление колеса действует на главный подшипник почти центрально. Дальнейшим преимуществом этой конструкции является то, что переднюю ось при получении достаточно низкой посадки рамы не приходится чрезмерно изгибать.

На фиг. 220 показана трубчатая ось. Здесь ось изготовлена из трубы диаметром 50 мм при толщине стенок в 6 мм. На трубу вторично поса-



Фиг. 216. Схема поворотной цапфы.

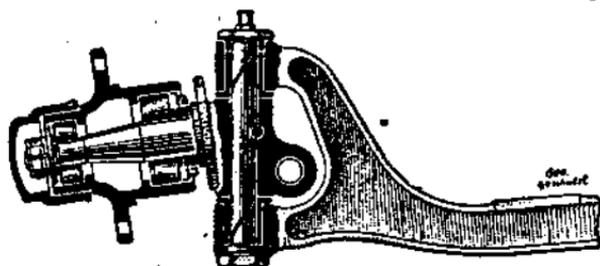
жены поковки, образующие рессорные площадки и концевые части. В этом частном случае передние колеса снабжены тормозами; поэтому



Фиг. 216. Подвеска поворотной цапфы на вертикальном шкворне к оси.

приходится считаться с значительными реактивными тормозными моментами при торможении. Трубчатые оси очень хорошо противостоят таким напряжениям.

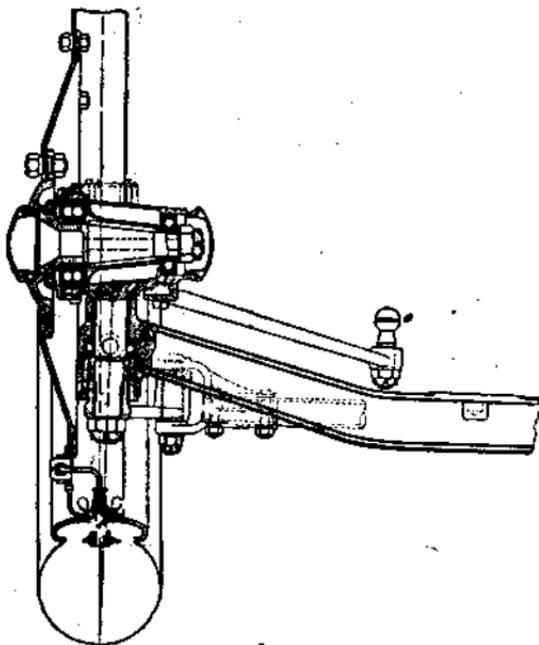
На фиг. 221 показана ось с подвеской на поперечной передней рессоре. Ознакомившись с различными конструкциями передних осей, посмотрим, насколько основательным является наблюдаемое повсюду стремление



Фиг. 217—218. Вилочная передняя ось.

уменьшить расстояние от середины колеса до оси шкворня поворотной цапфы.

Не высказываясь в пользу той или иной конструкции, попробуем указать достоинства и недостатки отдельных типов осей.

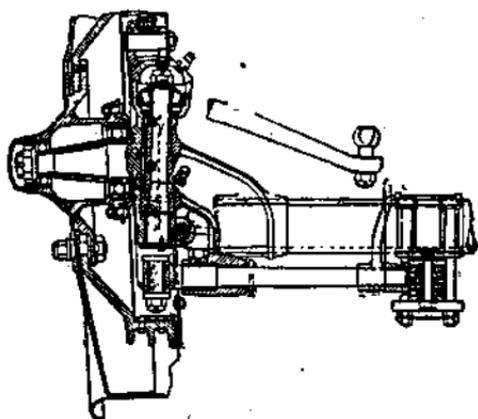


Фиг. 219. Компактная конструкция поворотной цапфы.

При рассмотрении этого вопроса нам придется учесть наклон горизонтальных поворотных шипов цапф на  $2-3^\circ$ . Этот наклон обуславливает развал колес.

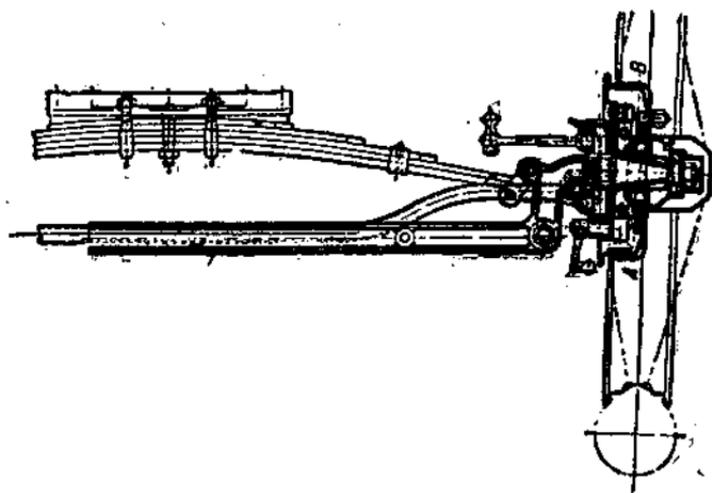
При поворачивании колеса, стоящего на земле, вокруг неподвижного центра, лежащего на его оси, окружность колеса будет стремиться катиться по земле.

Работа однократного полного поворота колеса вокруг центра составляет на произведение нагрузки на колесо на коэффициент трения качения, умноженного на окружность описываемого круга, и работы тре-



Фиг. 220. Трубчатая передняя ось.

ния, необходимой для изменения направления колеса, т. е. работы, необходимой, чтобы полностью повернуть колесо один раз вокруг себя. Величина этой работы не зависит от расстояния колеса до точки поворота,



Фиг. 221. Подвеска передней оси на поперечной рессоре.

и поскольку она зависит только от нагрузки на колесо  $P$  и коэффициента трения скольжения, мы можем ввести ее в расчет, помножив на некоторый коэффициент  $K$ .

Для угла поворота  $\alpha$  и радиуса  $r$ , обозначив число трения качения через  $f$  и трения скольжения, через  $\mu$ , работа равняется:

$$A = P \cdot f \cdot \frac{r \cdot \pi \cdot \alpha}{180} + P \mu \cdot \alpha \cdot K = P \alpha (r \cdot f \cdot 0,017 + \mu K).$$

Из этого уравнения следует, что рулевое управление будет тем легче, чем меньше  $r$ . При очень малом  $r$  член  $r \cdot f \cdot 0,017$  можно отбросить, и тогда останется только член для трения скольжения. В этом случае величина постоянной  $K$  круто поднимается, и работа, необходимая для преодоления трения скольжения, без одновременного обкатывания, значительно увеличивается, особенно, если колесо снабжено пневматиками, а тем более пневматиками низкого давления (баллонами).

Эти рассуждения показывают, что работа поворачивания колеса тем меньше, чем меньше расстояние плоскости колеса от поворотной цапфы, но что при совсем малой величине  $r$  соотношение получается обратным.

Опыты, производившиеся на сухом асфальте, показали, что наилучшие результаты получаются при расстоянии около 50 мм.

Колесо соприкасается с дорожной поверхностью не по узкой линии, а по широкой полосе (в особенности при пневматиках низкого давления). Поэтому разница в радиусах поворота наружного и внутреннего края поверхности прилегания колеса к земле весьма значительна. Если внутренний край будет правильно обкатываться, то наружный будет все время скользить, обуславливая дополнительные потери на трение скольжения.

Направляющие колеса устанавливаются на передней оси обычно не вертикально к поверхности земли, но с некоторым наклоном — развалом.

Вопреки общераспространенному мнению мы считаем, что развал не дает каких-либо заметных преимуществ.

У осей конных и других экипажей, где боковое давление колеса воспринимается простейшим способом кожаной или металлической шайбой, благодаря развалу давление отжимает колесо внутрь и предупреждает его стремление соскочить с оси. У автомобилей в этом нет надобности.

Далее утверждают, что косо положение колеса (развал) облегчает рулевое управление, давая возможность продолжению геометрической оси поворотного шкворня совпасть с точкой соприкосновения колеса с землей. Наши прежние выводы, однако, показали необоснованность такого утверждения: рулевое управление при этом становится не только легче, но тяжелее.

Обоснование необходимости применения развала колес закруглением профиля дорожной поверхности — тоже не основательно. Влияние профиля не настолько велико, чтобы имело смысл его учитывать.

Что действительно делает развал желательным, это вопрос о нагрузке подшипников колеса. Благодаря развалу большая часть нагрузки падает на внутренний подшипник, размеры которого обычно бывают большими.

Поворотные цапфы для облегчения автоматического возвращения рулевого колеса в центральное положение после прохода кривой устанавливаются наклонно на  $1-2^\circ$  к вертикали, если смотреть перпендикулярно к направлению движения и сбоку автомобиля. При этом низ шкворня отводят вперед по ходу автомобиля.

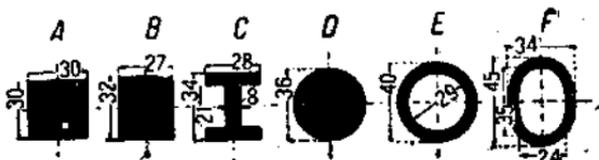
Средняя часть передней оси изготавливается различными профилями, показанных на фиг. 222. Квадратный профиль (фиг. 222, А) редко применяется из-за невыгодного момента сопротивления. Прямоугольное сечение (фиг. 222, В) иногда применяется для тяжелых тягачей.

Чаще всего применяется двутавровый профиль (фиг. 222, С). Оси этого профиля готовятся ковкой в штампах; оси маломощных легковых автомобилей делаются иногда из цельнотянутых стальных труб.

На фиг. 222—223 показаны размеры различных профилей с одинаковым моментом сопротивления. При том же моменте сопротивления вес осей разных профилей очень различен. Считая квадратное сечение  $A = 1$ , имеем:

$$B = 0,95; C = 0,59; D = 1,15; E = 0,65; F = 0,6.$$

Применением двутаврового, круглого или эллиптического профиля можно добиться значительного уменьшения веса оси.



Фиг. 222—223. Различные профили передних осей.

Изготовление осей по фиг. A B C и D не представляет никаких трудностей. Ось представляет собой простую поковку, изготавливаемую из одного куска вместе с площадками для рессор.

Трубчатые оси неудобны тем, что приходится среднюю часть изготавливать отдельно и соединять с поковками концевых частей.

### Расчет передней оси

Большая масса оси увеличивает толчки, оказываемые неровностями дорожной одежды на колеса, ухудшает работу рессор и уменьшает к. п. д. автомобиля.

При конструировании передней оси следует обратить большое внимание на возможное снижение веса ее.

Нагрузка передней оси определяется весом приходящейся на нее части автомобиля плюс толчки. При расчете учитывают толчки, возникающие при падении автомобиля с высоты 12—20 см, не учитывая чисто статической нагрузки от веса автомобиля. Меньшую высоту падения берут для пневматиков низкого давления.

Далее следует еще принять во внимание напряжения, вызываемые центробежной силой, при повороте достигающей своего максимума, когда пневматика начинают скользить от бокового заноса. Эта сила больше всего сказывается на наружном переднем колесе, поскольку наружные колеса воспринимают большую часть центробежной нагрузки. Для расчета берется:

$$\mu = 0,6.$$

Расчет шарикоподшипников ведут с учетом обеих сил и осевой нагрузки.

Самую ось рассматривают при расчете как балку, лежащую на рессорах и нагруженную по концам указанными силами.

При применении никелевой стали с высоким пределом упругости можно допускать напряжение до 3000 кг/см<sup>2</sup>.

При постановке на передние колеса тормозов напряжения увеличиваются под действием реактивного тормозного момента, так что ось следует проверить еще на скручивание и изгиб.

Далее следует еще учесть, что на крутых поворотах большая часть нагрузки падает на наружные колеса. Шарикоподшипники, колеса и

поворотные цапфы получают дополнительную нагрузку от горизонтальных давлений, величина которых должна быть определена из замедления масс.

Максимальное давление на колесо (для легкового автомобиля) можно считать, учитывая все вышесказанное, равным:

$$P = \sqrt{\frac{1,4 \cdot Qh}{\varphi}}$$

Для грузового автомобиля на шневатиках:

$$= \sqrt{\frac{1,7 \cdot Qh}{\varphi}}$$

При применении грузовой давление еще больше.

В этой формуле:

$Q$  — статическое давление на ось в кг;

$h$  — высота падения в мм (для легковых автомобилей 12—20 см),

$\varphi$  — прогиб рессор под нагрузкой в 1 кг (в мм) (лежит между 0,03 и 0,3).

Ось рассчитывается по  $P$  как максимуму вертикальной силы. При наличии на передних колесах тормозов наряду с изгибающим моментом по вышеприведенному расчету учитывается реактивный тормозной момент на окружности тормозного барабана.

По суммарному моменту, который, как известно, равен:

$$M_t = 0,35 M_s + 0,65 \sqrt{M_s^2 + M_b^2}$$

определяется сечение оси:

$$M_t = W \cdot K_b$$

где:  $W$  — момент сопротивления;

$K_b$  при таком расчете берется до 30% от предела текучести материала.

## ТОРМОЗА

### Расчет тормозов

Торможением движущегося автомобиля называется поглощение его живой силы работой трения, получаемой за счет сопротивления движению, развивающегося в органах двигателя и трансмиссии, либо с помощью особых тормозных устройств.

В паровых экипажах для торможения может быть полностью использован сам двигатель. Двигатель же внутреннего сгорания может быть использован для торможения только частично путем искусственного повышения сопротивления движению в двигателе, — например, путем значительного прикрытия дроссельной заслонки либо путем перестановки механизма клапанного распределения, в результате которого двигатель начинает работать как компрессор. Такое торможение двигателем применимо, главным образом, на длинных уклонах, где оно содействует охлаждению цилиндров и служит для разгрузки механических тормозов.

Специальное устройство для торможения двигателем применяется на автомобилях «Зауэра». У «Зауэра» впускные и выпускные кулачки распределительного валика могут быть смещены так, чтобы впускной клапан оказался закрытым, а выпускной открывался с переменной величиной хода. Двигатель будет работать тогда, как двухтактный, засасывая при ходе поршня вниз чистый воздух, сжимая его при ходе вверх и выводя из цилиндра в в. м. т. Широкого применения такие устройства не получили.

Для расчета тормозов примем, что автомобиль перемещается по ровному участку пути, что двигатель к моменту начала торможения выключен, и пренебрежем сопротивлениями движению. Эти сопротивления действуют тормозяще. Пренебрежение ими равносильно введению в расчет некоторого коэффициента безопасности. Обозначим через:

- $Q$  — суммарный вес автомобиля с нагрузкой в кг;
- $v$  — скорость перемещения автомобиля в м/сек;
- $s$  — тормозной путь в м;
- $d_s$  — диаметр тормозного барабана в м;
- $D$  — диаметр колес тормозной оси в м;
- $g$  — земное ускорение, равное  $9,81$  м/сек<sup>2</sup>.

Тогда кинетическая энергия автомобиля

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2,$$

поглощаемая во время торможения силой трения  $B$ , действующей на окружности тормозного барабана, на пути  $s$  равняется:

$$\frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2 = B \cdot s \cdot \frac{d}{D}.$$

Для трансмиссионных тормозов, у которых вал вращается в  $a$  раз более задних колес, следует помножить эту величину еще на  $1/a$ .  
 В этой формуле известны  $D$  и приблизительно известно  $Q$ . Диаметры тормозных барабанов обычно берутся нижеследующие:

Для трансмиссионных тормозов (в мм):	
для средних легковых автомобилей	$d = 170-225$ ,
» тяжелых » » »	$d = 200-300$ ,
» грузовых автомобилей	$d = 225-300$ .
Для тормозов на колесах (в мм):	
для средних легковых автомобилей	$d = 260-400$ ,
» тяжелых » » »	$d = 350-500$ ,
» грузовых автомобилей и автобусов	$d = \text{до } 650$ .

Величина силы трения при торможении ограничена некоторым пределом, зависящим от статической нагрузки колес и коэффициента трения  $\mu$  между резиновыми шинами и дорожной одеждой. Превышение этого предела ведет к блокировке (торможению намертво) колес, что сказывается в ухудшении тормозного действия и вызывает выбрасывание автомобиля. При блокировке передних колес автомобиль перестает слушаться руля.

Коэффициент трения  $\mu$  зависит от вида дорожной одежды и шин. Для расчета системы тормозов примем коэффициент трения  $\mu = 0,6$ . Это даст запас, который на хорошей дорожной одежде позволит полностью использовать тормоза.

Обозначим силу трения, действующую при торможении на окружность колес, через  $B$ . Чтобы не было блокировки и скольжения колес, должно быть:

$$B_r \leq \mu Q;$$

как как

$$B_r : B = d : D,$$

$$B \leq \mu Q \frac{D}{d}.$$

Обозначив нагрузку, падающую на колеса, через  $Q_r$ , получим:  
 для тормозов на колесах

$$B \leq \mu Q_r \cdot \frac{D}{d};$$

для трансмиссионных тормозов (при передаче  $a$ )

$$B \leq \mu Q_r \cdot \frac{D}{d} \frac{1}{a}.$$

Для приблизительного определения распределения нагрузки на передние и задние колеса можно считать, что в среднем на задние колеса падает:

у нормальных легковых автомобилей	от 0,5 до 0,62 нагрузки
» грузовиков до $2\frac{1}{2} t$	» 0,6 » 0,64 »
» тяжелых грузовиков и автобусов	» 0,6 » 0,68 »

Надо отметить, что в момент приложения тормозов имеет место смещение нагрузки вперед. Смещение нагрузки зависит от расположения центра тяжести автомобиля и замедления хода, вызываемого торможе-

нием. Задняя ось разгружается, а передняя получает дополнительную нагрузку. Используемая для торможения сила сцепления задних колес под действием динамического смещения нагрузки уменьшается. В результате блокировка задних колес даже при незначительной силе трения при торможении может наступить ранее, чем должно было быть по вышеприведенным формулам.

Величина динамического изменения нагрузки рассчитывается по формуле:

$$Q' = \frac{Q}{g} p \cdot \frac{h}{l}$$

В этой формуле  $p$  — замедление, выраженное в  $\text{м/сек}^2$ ;  $h$  — высота центра тяжести и  $l$  — расстояние между осями (база) автомобиля. (Эта величина прибавляется к статической нагрузке на передней оси и вычитается на задней.)

### Тормозной путь и замедление

Сила трения при торможении  $B_r$  сообщает массе автомобиля замедление  $p$ :

$$B_r = \frac{Q}{g} p,$$

$$B = \frac{Q}{g} p \cdot \frac{D}{d};$$

так как

$$\frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2 = B \cdot s \frac{d}{D},$$

то тормозной путь будет равен:

$$s = \frac{1}{2} \frac{v^2}{p}.$$

Максимум возможного замедления с учетом максимума силы трения при торможении, соответствующей коэффициенту трения  $\mu$ , равен:

$$p_{\max} = g \mu.$$

Отсюда определяется наименьший тормозной путь:

$$s_{\min} = \frac{1}{2} \frac{v^2}{g \mu}.$$

У автомобилей, снабженных тормозами на всех четырех колесах, на хорошей сухой дорожной одежде можно достигнуть замедления в  $6 \text{ м/сек}^2$ . Расчет тормозной системы можно вести, исходя из этой величины. У тяжелых грузовиков и автобусов замедление не превышает  $4 \text{ м/сек}^2$ . На практике, если речь не идет о мгновенном торможении при внезапном появлении неожиданного препятствия, следует избегать замедления хода более чем в  $3 \text{ м/сек}^2$ , чтобы избежать толчков, неприятных для пассажиров или вредных для груза автомобиля.

Время торможения рассчитывается по формуле:

$$t = \frac{v}{p}$$

расчетные тормозные пути для автомобиля с тормозами на 4 колесах при различных  $\mu$ . (В скобках дано время торможения)

$v$ км/час	$\mu = 0,2$	$\mu = 0,3$	$\mu = 0,4$	$\mu = 0,5$	$\mu = 0,6$	$v$ м/сек
10	2,0 (1,4)	1,3 (0,93)	0,98 (0,7)	0,78 (0,56)	0,65 (0,47)	2,8
20	7,8 (2,8)	5,2 (1,87)	3,9 (1,4)	3,1 (1,12)	2,5 (0,93)	5,6
30	17,2 (4,2)	11,5 (2,8)	8,6 (2,1)	6,9 (1,7)	5,8 (1,4)	8,3
40	30,6 (5,6)	20,5 (3,7)	15,4 (2,8)	12,3 (2,3)	10,3 (1,9)	11,1
50	48,3 (7,0)	32,2 (4,6)	24,2 (3,4)	19,3 (2,8)	16,1 (2,3)	13,9
60	70,0 (8,4)	46,5 (5,6)	35,0 (4,1)	27,8 (3,4)	23,3 (2,8)	16,7
70	94,0 (9,8)	63,3 (6,5)	47,0 (4,8)	38,0 (3,9)	31,7 (3,2)	19,4
80	124,0 (11,2)	82,3 (7,4)	62,0 (5,5)	49,4 (4,5)	41,2 (3,7)	22,2
90	156,0 (12,6)	104,3 (8,3)	78,0 (6,2)	62,6 (5,0)	52,2 (4,2)	25,0
100	194,0 (14,0)	128,7 (9,3)	97,0 (7,0)	77,2 (5,6)	64,3 (4,7)	27,8

$$p \approx 2 \text{ м/сек}^2 \quad p \approx 3 \text{ м/сек}^2 \quad p \approx 4 \text{ м/сек}^2 \quad p \approx 5 \text{ м/сек}^2 \quad p \approx 6 \text{ м/сек}^2$$

По величине тормозной силы трения определяется величина необходимого нормального давления на тормозной барабан из уравнения:

$$N = \frac{B}{f}$$

Коэффициент трения между тормозной обшивкой и тормозным барабаном зависит от вида и состояния трущихся поверхностей.

Опытами определены следующие значения  $f$ :

чугун по чугуну . . . . .	$f = 0,15$
сталь по стали . . . . .	$f = 0,15$
сварочное железо по чугуну или бронзе . . . . .	$f = 0,18$
дерево по чугуну . . . . .	$f = 0,34$
асбест по стали или бронзе . . . . .	$f = 0,55$

В качестве тормозной обшивки применяется почти всегда огнеупорная асбестовая ткань с тонким медным переплетением («феррадо»). Эта обшивка очень хорошо противостоит действию высокой температуры. Для расчета тормозных сил и необходимой величины полезной поверхности тормозов рекомендуется считать в среднем

$$f = 0,35.$$

Износ тормозной обшивки зависит от размера полезной поверхности торможения, определяемой величиной статической нагрузки и температурными напряжениями.

Опыты (Флорант) дают удельную работу трения для тормозов с асбестовой обшивкой:

$$k \cdot v \leq 50 \text{ кг/см}^2/\text{сек.}$$

В этой формуле  $k$  — удельное давление на единицу поверхности, а  $v$  — скорость скольжения.

Тогда поверхность трения должна равняться:

$$F = \frac{N}{k}$$

Согласно предыдущим формулам имеем:

$$F = \frac{B}{f \cdot k} = \frac{B_r}{f \cdot k} \cdot \frac{D}{d} = \frac{Q \cdot p \cdot D}{g \cdot f \cdot k d}$$

$$\text{Если } kv = 50, \text{ а } v = \frac{V}{3,6} \frac{d}{D}$$

( $V$  — скорость автомобиля в км/час), то получаем:

$$F = \frac{Q}{g} \cdot \frac{p}{f} \frac{V}{3,6} \frac{1}{50}$$

$$F = 0,0016 p \cdot Q \cdot V \text{ см}^2, -$$

суммарная тормозная поверхность тормозов.

Пример.

Дано: Вес грузового автомобиля 1800 кг;

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{1,4}; V = 80 \text{ км/час}; p = 6 \text{ м/сек.}$$

Необходимая величина тормозной поверхности:

$$F = 0,0016 \cdot 6 \cdot 1800 \cdot 80 = 1395 \text{ см}^2.$$

Если автомобиль снабжен тормозами на всех четырех колесах, то для одного тормоза поверхность равна

$$\frac{1395}{4} = 348 \text{ см}^2.$$

Суммарная сила трения на окружностях тормозных барабанов равняется

$$B = \frac{1800}{9,81} \cdot 6 \cdot \frac{1,4}{1} = 1540 \text{ кг.}$$

Суммарное нормальное усилие на всех барабанах,

$$N = \frac{B}{f} = \frac{1540}{0,35} = 4400 \text{ кг.}$$

В легковых автомобилях конструктивное размещение необходимых поверхностей торможения не представляет трудностей; в автобусах же и тяжелых грузовиках с высокой нагрузкой на колеса размеры тормозных барабанов получаются слишком большими, и фактически приходится ставить меньшие барабаны. Поэтому износ тормозной обшивки будет особенно велик, и надо будет часто подтягивать тормоза.

### Ленточные тормоза

На фиг. 224 показана схема простого ленточного тормоза с наружной лентой (наружный ленточный тормоз). По законам трения обшивки усилия на концах тормозной ленты равняются:

$$T = B_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$t = B_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$T = t \cdot e^{f\alpha};$$

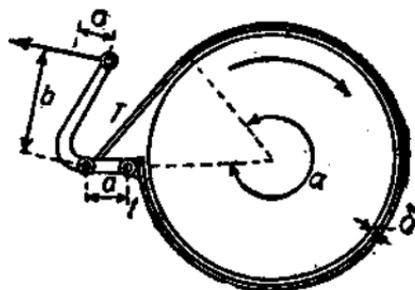
$$T - t = B_t,$$

где:

$\alpha$  — дуга охвата тормозной ленты в радианах;

$e$  — основание натуральных логарифмов, равное 2,718;

$B_t$  — сила трения на окружности одного тормозного барабана.



Фиг. 224. Схема простого наружного ленточного тормоза.

Величина необходимого на тормозном рычаге усилия

$$K = t \cdot \frac{a}{b}.$$

При обратном направлении вращения барабана натяжения  $T$  и  $t$  меняются местами, т. е.

$$K = T \cdot \frac{a}{b}.$$

Обозначим величину отхода ленты от тормозной поверхности (по перпендикуляру) через  $\delta$ . При точном центрировании тормозного барабана и ленты можно принять  $\delta = 0,6$  мм.

Перемещение тормозного рычага при натягивании тормозов равняется:

$$c = \delta \alpha \cdot \frac{b}{a}.$$

Напряжения в различных сечениях обшивки тормоза, благодаря неравномерности натяжения в них, неодинаковы. Полезная тормозная поверхность барабана равняется:

$$F = a \cdot d \cdot \pi \cdot \frac{m}{2\pi}.$$

в этой формуле:  $m$  — ширина тормозной обшивки;  $d$  — диаметр тормозного барабана;  $\alpha$  — охват лентой барабана в радианах  
Среднее удельное давление

$$k = \frac{B_t}{f \cdot F}$$

не должно превышать  $2 \text{ кг/см}^2$  для предупреждения чрезмерного износа обшивки.

Формулы, выведенные для тормозов с наружной лентой, в равной мере распространяются на тормоза с внутренней лентой.

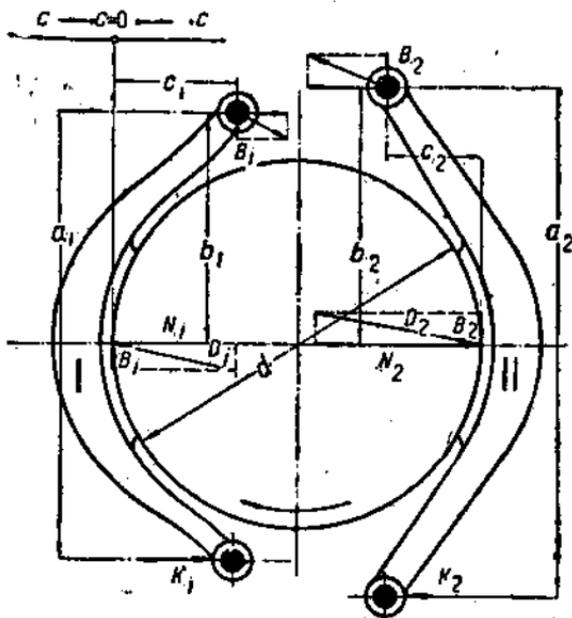
### Тормоза с колодками

На фиг. 225 показана схема симметричного тормоза с колодками.

Будем считать, что имеется только одна левая колодка, I, тогда из формулы

$$K_1 \cdot a_1 = N_1 \cdot b_1 + B_1 \cdot c_1$$

$$B_1 = f \cdot N_1$$



Фиг. 225. Силы, действующие в тормозе с наружными колодками.

следует:

$$K_1 = B_1 \frac{b_1}{a_1} \left( \frac{1}{f} + \frac{c_1}{b_1} \right),$$

$$N_1 = K_1 \frac{a}{b_1 + f c_1}.$$

Особые случаи:

$$c_1 = 0; K = B_1 \frac{b_1}{a_1} \frac{1}{f};$$

$$N_1 = K_1 \frac{a_1}{b_1};$$

$\left. \begin{array}{l} \frac{b_1}{c_1} = -f \\ (b_1 \text{ или } c_1 \text{ отрицательно}) \end{array} \right\} K_1 = 0 \text{ — начало самозатемления.}$

Если считать, что имеется только одна правая колодка II, то из формул

$$K_1 a_1 = N_2 b_2 - B_2 c_2$$

$$B_2 = f \cdot N_2$$

следует:

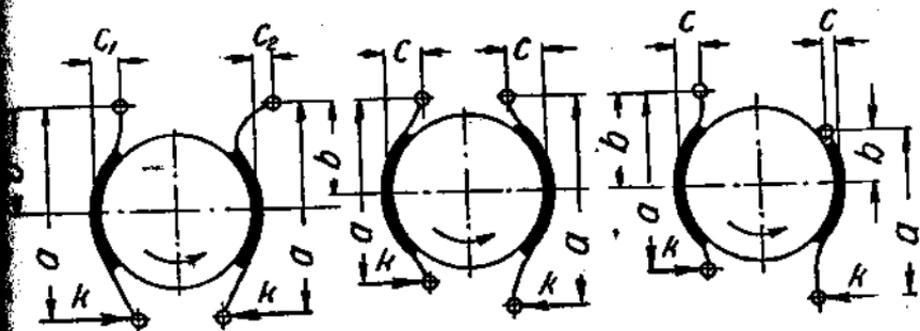
$$K_2 = B_2 \frac{b_2}{a_2} \left( \frac{1}{f} - \frac{c_2}{b_2} \right),$$

$$N_2 = K_2 \frac{a_2}{b_2 - f c_2}.$$

Особые случаи:

$$c_2 = 0; K_2 = B_2 \frac{b_2}{a_2} \frac{1}{f}; N_2 = K_2 \frac{a_2}{b_2};$$

$\left. \begin{array}{l} \frac{b_2}{c_2} = f, \\ (b_2 \text{ и } c_2 \text{ оба положительны} \\ \text{или отрицательны}) \end{array} \right\} K_2 = 0 \text{ — начало само-} \\ \text{затемления.}$



Фиг. 226. Схема подвески колодок.

У тормоза с двумя наружными колодками (фиг. 226) суммарное трение при торможении обеими колодками:

$$B = B_1 + B_2 = \frac{K_1 \frac{a_1}{b_1}}{\frac{1}{f} + \frac{c_1}{b_2}} + \frac{K_2 \frac{a_2}{b_2}}{\frac{1}{f} - \frac{c_2}{b_2}}$$

Опорное давление

$$N_2 - N_1 = \frac{K_2 a_2}{b_2 - f c_2} - \frac{K_1 a_1}{b_1 + f c_1}$$

Тормоза с колодками в отличие от ленточных тормозов действуют одинаково энергично в обоих направлениях вращения. Но и у них все же имеет место одностороннее опорное давление, иногда довольно значительное.

### Пример.

Для одного трансмиссионного тормоза 24-сильного легкового автомобиля были получены следующие размеры:

$$a_1 = a_2 = a = 330 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 = b = 165 \text{ „}$$

$$c_1 = c_2 = c = 125 \text{ „}$$

$$k_1 = k_2 = k = 150 \text{ кг}$$

При  $f = 0,18$  получаем согласно вышеприведенному уравнению давление, равное 90 кг, что, конечно, является нежелательной дополнительной нагрузкой соответствующего подшипника в коробке передач.

При симметричном расположении колодок и рычагов опорное давление растёт с увеличением плеча рычага  $c$  и равно 0 при  $c = 0$ .

Самым правильным способом предотвращения односторонних давлений является подвеска колодок по линии, касательной к барабану в средней точке прилегания тормозной обшивки ( $c = 0$ ).

Так оно в тормозах с наружными колодками, в частности, трансмиссионных, часто и делается. По сравнению с подвеской колодок на общем шарнире ( $c$  равно радиусу тормозного барабана) это устройство даёт еще преимущество лучшего отведения верхней части колодки от барабана.

При подвеске колодок на отдельных пальцах последние для уравнения усилий и предупреждения чрезмерной нагрузки их должны быть соединены плоской стяжкой.

Выбор  $c = 0$  не является, впрочем, единственным путем предотвращения реакции на подшипник. Путем изменения хотя бы одного плеча рычага  $a$ ,  $b$  или  $c$  (фиг. 226) или сил  $K$  можно при остальном симметричном расположении получить тот же эффект.

Условие для этого легко рассчитывается из уравнений опорного давления:

плечи  $a$  различны: 
$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{b + f c}{b - f c}$$

плечи  $b$  различны: 
$$b_1 = b_2 - 2 f c;$$

плечи  $c$  различны: 
$$c_1 = -c_2$$

силы  $K$  различны: 
$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{b + f c}{b - f c}$$

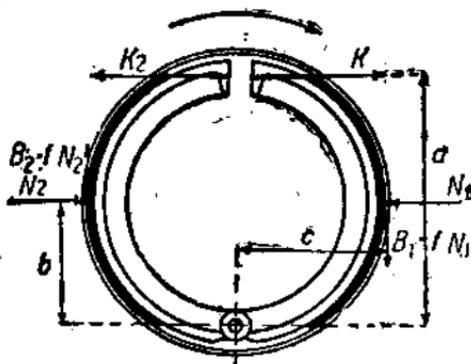
Отсюда возможен ряд комбинаций. Во всех случаях, однако, имеет место разгрузка подшипника только для одного из направлений вращения, каким, очевидно, берется направление, соответствующее ходу вперед. Для заднего хода давление даже еще увеличивается.

Уравнения, выведенные для тормозов с наружными колодками, распространяются и на тормоза с внутренними колодками:

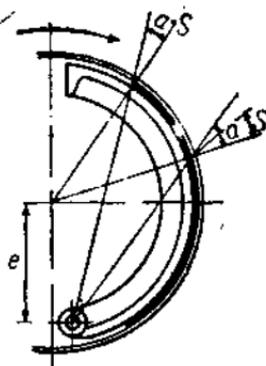
$$K_1 = \frac{B}{a} \left( \frac{b}{f} - c \right),$$

$$K_2 = \frac{B_2}{a} \left( \frac{b}{f} + c \right).$$

Для симметричных тормозных колодок (фиг. 227) взять  $c = 0$  нельзя, т. е. односторонность реакции на подшипники предотвратить невозможно. В случае тормозов, действующих на колеса, дополнительная нагрузка



Фиг. 227. Силы, действующие в тормозах с внутренними колодками.



Фиг. 228. Предел самозащемления в тормозе с внутренними колодками.

подшипников колес по сравнению с основной невелика. При наличии трансмиссионных тормозов эта дополнительная нагрузка должна быть обязательно учтена при определении размеров подшипников.

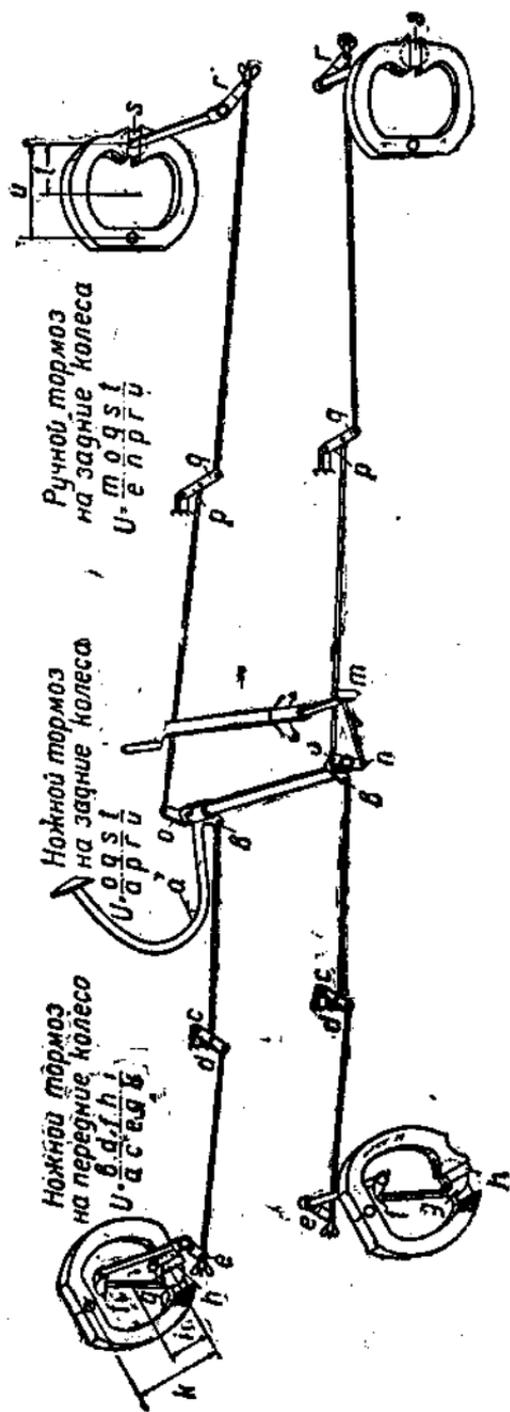
При  $\frac{b}{c} = f$  наступает самозащемление или блокировка тормоза.

Из фиг. 228 видно, что угол  $\epsilon$  по всей окружности поверхности трения должен быть для избежания блокировки больше угла трения; расстояние  $e$  рекомендуется брать поэтому как можно больше.

### Передача в тягах тормозной системы

Передача в тягах тормозной системы определяется из величины усилия, прилагаемого водителем к тормозной педали или рычагу ручного тормоза, и пути перемещения педали или тормоза. Величина перемещения педали конструктивно ограничена и равняется: для ручного тормоза — максимум 350 мм; для тормозной педали — 180 мм.

Нельзя применением большой передачи получить сколь угодно большую тормозную силу трения. Перемещение тормозных рычагов и педалей распределяется на перекрытии зазора между колодками или лентой и тормозным барабаном (при хорошем центрировании оно равно 0,6 мм) и на деформации рычажной системы. Часть должна оставаться в запасе на компенсацию сработки накладок. Деформация тормозных тяг и шарниров (не имеющая места при применении гидравлических тормозов) не должна поглощать более 10% пути перемещения тормозного рычага или педали. Поэтому тормозные валики и рычаги



Фиг. 229. Передачи в системе тормозов, действующих на 4 колеса автомобиля.

должны быть прочными и жесткими. Чем большая часть пути переключения тормозной педали или рычага используется непосредственно для торможения, тем реже надо подтягивать тормоза. Усилие, прилагаемое водителем к тормозной педали и рычагу, можно принять при подчете передач равным соответственно 40 и 30 кг. Расчет передачи зависит от системы тормозов. Один из примеров такого подчета показан на фиг. 229.

## Конструкции тормозов

Тормоз должен быть легко доступен. Управление им должно быть удобным. Тормоза должны быть защищены от пыли. Тряска шасси не должна оказывать на них вредного воздействия.

Необходимо предусмотреть хороший отвод тепла, образующегося в результате трения при торможении. Асбестовая тормозная обшивка («феррадо») является плохим проводником тепла. Большая часть тепла воспринимается тормозным барабаном. Тормозной барабан должен быть доступен охлаждающей струе воздуха. Тормозной барабан рекомендуется набивать охлаждающими ребрами. У наружных тормозов тормозная лента или колодки лежат на горячем барабане и это затрудняет отвод тепла.

### Ленточные тормоза

Ленточные тормоза бывают с внутренней и наружной лентой (внутренний и наружный ленточный тормоз).

Ленточные тормоза с наружной лентой более эффективны, чем ленточные тормоза с внутренней лентой, так как у них полезная тормозная поверхность больше, но зато они хуже могут быть защищены от пыли и влаги. Ленточные тормоза раньше пользовались большим распространением, затем постепенно уступили место колодочным тормозам, в последнее время снова широко применяются на американских автомобилях.

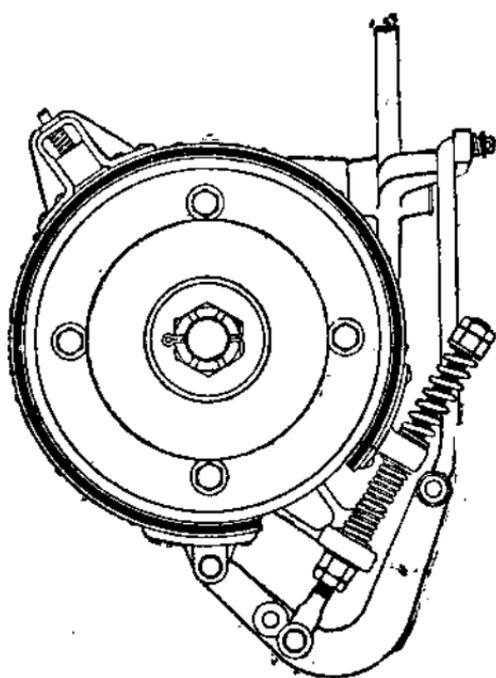
В старых тормозах со стальной лентой лента часто рвалась. В современных тормозах с лентой с обшивкой из «феррадо» износу подвергается только сама обшивка. В качестве обшивки применяется, независимо от типа тормоза, почти всегда огнеупорная асбестовая ткань металлическим переплетением большой термической стойкости и обладающая высоким коэффициентом трения. Обшивка прикрепляется к ленте помощью медных или алюминиевых заклепок впопых. Стальные заклепки применять нельзя, так как одновременно с износом накладки стираются и заклепки, а это, в случае стальных заклепок, уменьшает трение и вызывает повреждение тормозных барабанов.

Непрерывным условием надежной работы ленточных тормозов является наличие хорошей подвески и надежного устройства для отделения тормозной ленты от барабана. В этом отношении трансмиссионные тормоза удобнее тормозов на колесах, поскольку на раме имеется достаточно точек для расположения рычажной системы тормозов.

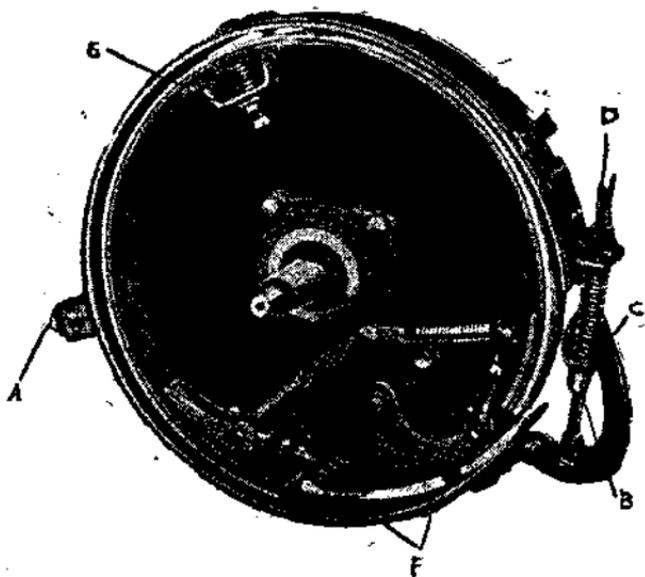
Чтобы тормозная лента в отпущенном тормозе не герлась по барабану, необходимо предусмотреть одну или несколько державок для ленты. Державки, приклепываемые к диску барабана, снабжаются пружиной. При отпуске тормоза пружина отводит ленту от барабана.

На фиг. 230 показан трансмиссионный тормоз с наружной лентой.

Ленточные тормоза с внутренней лентой выполняются в настоящее время в виде тормозов на колесах и в качестве двойных тормозов в сочетании с тормозом с наружной лентой. Внутренние ленточные тормоза меньше подвержены атмосферным влияниям и проникновению



Фиг. 230. Тормоз с наружной лентой.



Фиг. 231. Ленточный тормоз с наружной и внутренней лентами.

...ыли. Они поэтому долговечны. В них используется сравнительно большая часть поверхности барабана и имеется возможность надежного крепления тормозной ленты к диску тормоза.

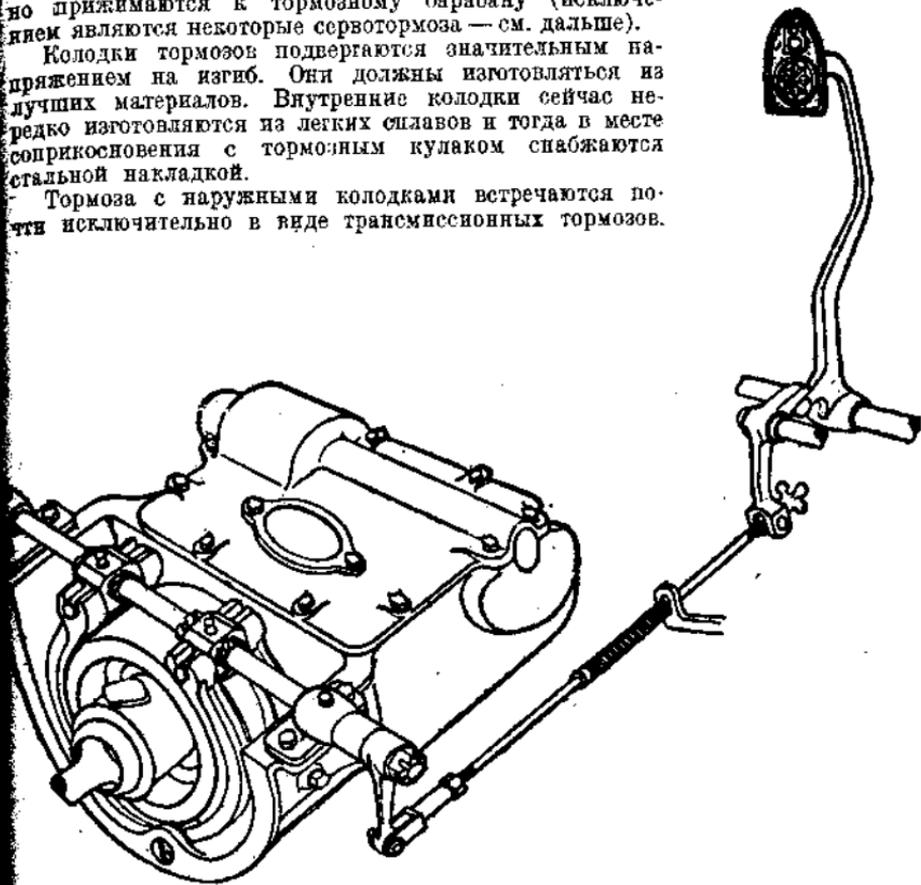
На фиг. 231 изображен комбинированный ленточный тормоз американского типа с наружной и внутренней лентами.

### Тормоза с колодками

Эти тормоза обладают тем преимуществом, что они действуют одинаково хорошо в обоих направлениях движения автомобиля. Реакция на раму шасси от них значительно меньше. Колодки для уравновешивания давления ставят попарно. Колодки симметрично прижимаются к тормозному барабану (исключением являются некоторые сервотормоза — см. дальше).

Колодки тормозов подвергаются значительным напряжениям на изгиб. Они должны изготовляться из лучших материалов. Внутренние колодки сейчас нередко изготовляются из легких сплавов и тогда в месте соприкосновения с тормозным кулаком снабжаются стальной накладкой.

Тормоза с наружными колодками встречаются почти исключительно в виде трансмиссионных тормозов.



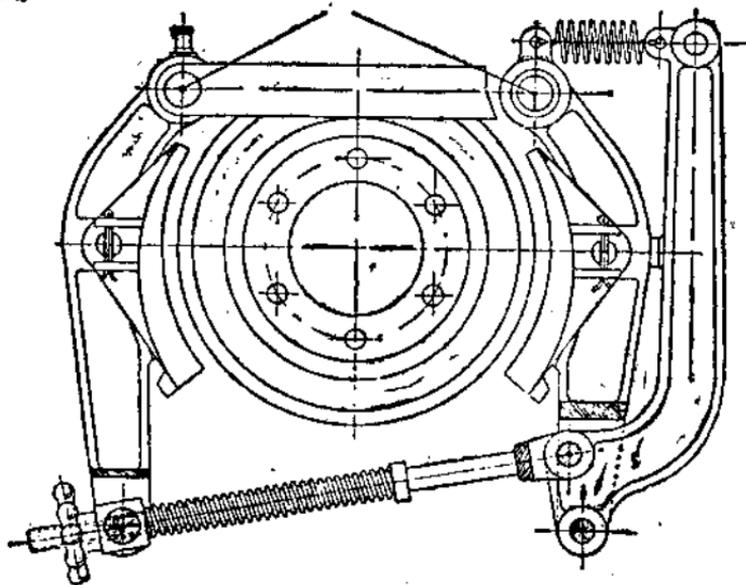
Фиг. 232. Трансмиссионный тормоз.

В трансмиссионном тормозе, показанном на фиг. 232 (Элит), нажатие тормозной педали поворачивает валик, снабженный с одной стороны правой, а с другой — левой резьбами. При повороте валика бронзовые гайки перемещаются по резьбе навстречу друг к другу, одно-

временно прижимая тормозные колодки к барабану. Для упрощения конструкции обе колодки имеют общий шарнир. При этом не удается полностью избавиться от одностороннего давления на тормозной диск. Величина этого давления достигает, например, у легкового автомобиля мощностью в 24 л. с. 100 кг. Выше было показано, что применением отдельных шарниров можно значительно уменьшить величину одностороннего давления.

На фиг. 233 показана еще одна конструкция трансмиссионного тормоза с раздельной подвеской колодок. Подтягивание тормоза при износе осуществляется вращением барабана.

Для обеспечения лучшего отвода тепла и лучшей защиты от проникновения пыли и масла нередко применяются трансмиссионные тормоза с внутренними колодками.



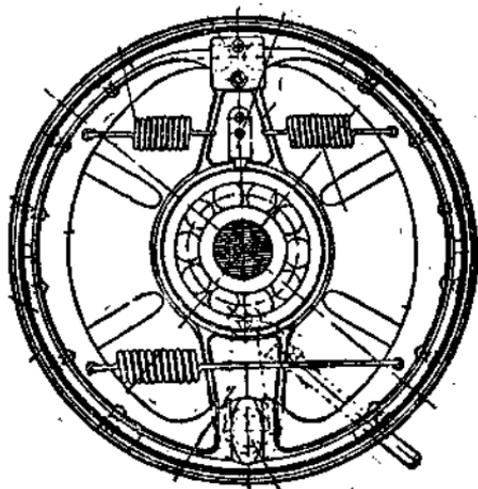
Фиг. 233. Трансмиссионный тормоз с независимой подвеской колодок.

Трансмиссионные тормоза устанавливаются на валах с высокой передачей. Действуют они очень энергично, но зато вызывают значительные напряжения в заднем мосту, торможение колес намертво и заносы. Поэтому эти тормоза применяются, главным образом, лишь в качестве вспомогательных.

Развитие применения тормозов на все четыре колеса почти вывело из употребления трансмиссионные тормоза. В последнее время они опять начинают применяться в виде независимой от тормозов передних и задних колес единицы.

На фиг. 234 показан простейший тормоз с двумя внутренними колодками. Колодки подвешены независимо. Как мы уже говорили, такая подвеска является более выгодной, чем подвеска на одном пальце. Отвод колодок от тормозного барабана при отпуске тормоза осуществляется с помощью одной или двух сильных пружин.

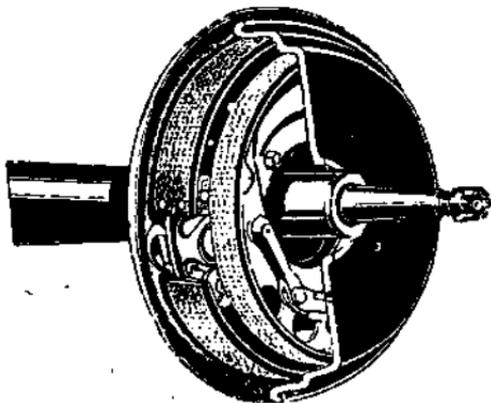
Диск барабана воспринимает реактивный крутящий момент и должен поэтому быть солидным и прочным и, кроме того, должен быть надежно прикреплен к оси.



Фиг. 234. Тормоз с двумя независимо подвешенными внутренними колодками.

#### Двойные тормоза на задних колесах

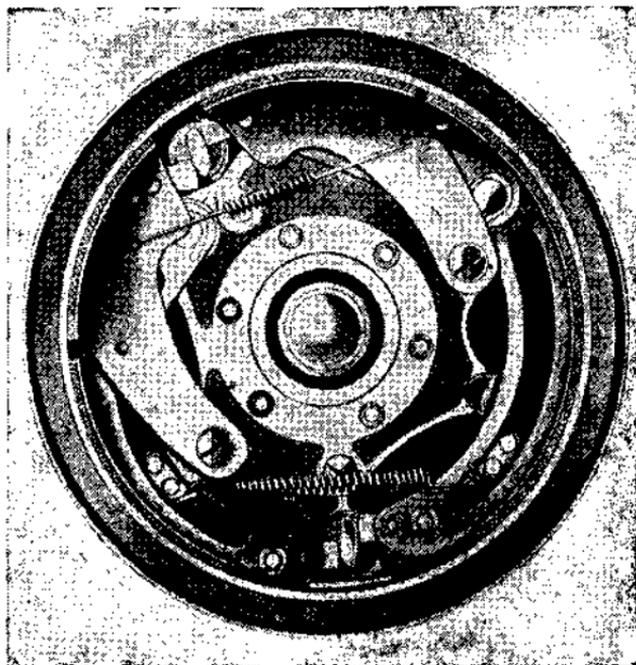
Автомобили, которые приходится тормозить часто и энергично, — например, мощные грузовики и автобусы, часто снабжаются двумя независимыми тормозами (колодками или лентами) на каждом из задних колес, размещенных на общем расширенном тормозном барабане. Одна из пар лент или колодок приводится в действие от педали, а другая от ручного тормоза.



Фиг. 235. Двойной тормоз Форда.

На фиг. 235 показан двойной тормоз автомобиля «Форд» с двумя тормозными лентами разных диаметров, лежащими на общем ступенчатом тормозном барабане.

На фиг. 236 и 237 показан тормоз «Бюнка» с двумя независимыми парами колодок, размещенными внутри одного барабана. Пара малых колодок, приводимых в действие от ручного тормоза, охватывает незначительный участок тормозной поверхности барабана, впрочем, вполне достаточный для вспомогательного тормоза. Большие же тормозные колодки работают от тормозной педали. На американских автомобилях часто применяются двойные тормоза, представляющие собой комбина-



Фиг. 236. Двойной тормоз Бюнка.

цию наружной и внутренней лент для же наружной ленты и внутренних колодок. В этих конструкциях вся поверхность барабана может быть полностью использована для обоих тормозов.

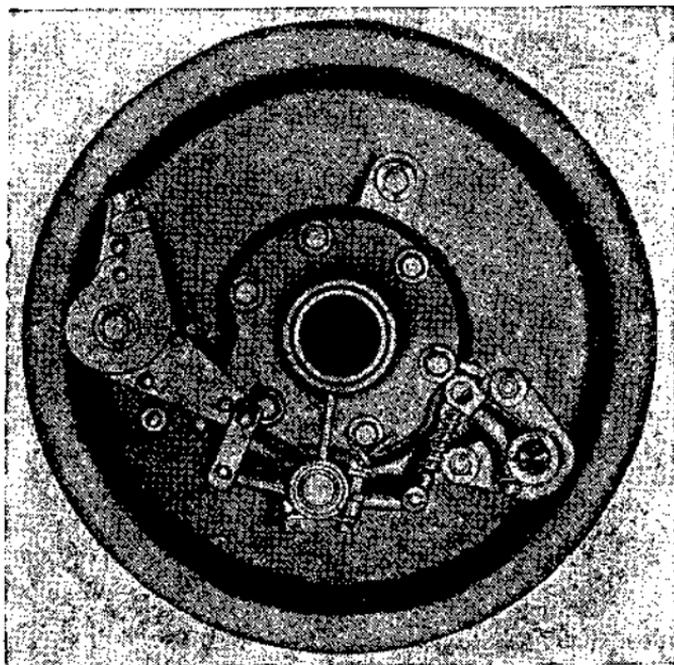
Применение двойных задних тормозов в качестве единственных тормозов автомобиля не рекомендуется, поскольку общий барабан при длительных горных поездках очень сильно нагревается. Последнее может быть предотвращено, например, попеременным применением трансмиссионного тормоза и тормозов на задних колесах.

### Тормозные барабаны

Тормозные барабаны подвержены большим напряжениям и действию значительной температуры, развивающейся при торможении. Материал для тормозных барабанов надо выбирать очень осторожно.

Барабаны в зависимости от величины силы трения при торможении штампуют из стальных листов толщиной от 3 до 10 мм, из материала с сопротивлением на разрыв в 50—60 кг/мм<sup>2</sup>. Иногда для уменьше-

ния веса тормозные барабаны изготовляют из легких сплавов и тогда снабжают охлаждающими ребрами. Таким тормозным барабанам, однако, для предупреждения коробления под действием значительного нагрева приходится придавать большие размеры, чем сводится на-нет часть достигнутой экономии в весе. Тормозные барабаны из легких сплавов должны снабжаться чугунными тормозными поверхностями или стальными вставками. Высокая цена материала и дорогостоящая обработка препятствуют применению легких барабанов на дешевых автомобилях.



Фиг. 237. Вид тормоза Бюкса снаружи.

Тормозные барабаны изготовляются либо цельными, либо раздельно, с прищепкой барабана к диску, который в свою очередь прикрепляется на болтах к ступице.

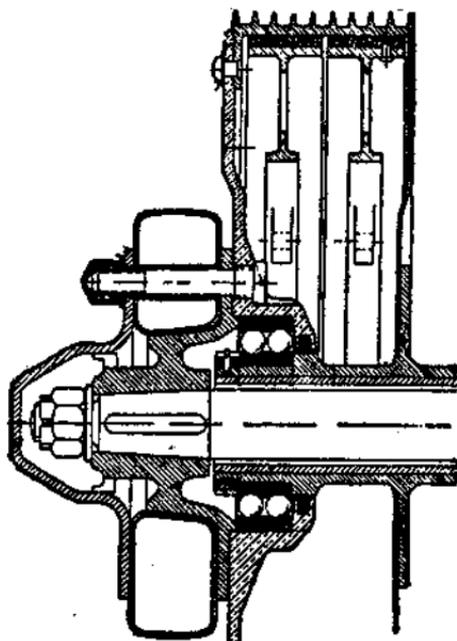
На фиг. 239 показан тормоз заднего колеса. Стальной барабан тормоза с выточенными охлаждающими ребрами прищепан к диску из электрометалла, притянутому к ступице рядом болтов.

### Тормоза на передние колеса

Применение тормозов на задних колесах и трансмиссионного тормоза не исчерпывает предела возможности эффективного замедления хода автомобиля. Повышение скорости автомобиля вызвало к жизни необходимость снабжения тормозами и передних колес. В настоящее время почти все автомобили снабжаются тормозами на передних колесах. Выдвигающееся одно время опасение запрокидывания автомобиля при торможении передних колес оказалось несостоятельным. К тому же в автостроении

сейчас старается разместить центр тяжести пониже. Занос экипажа может иметь место при торможении задних колес намертво. При торможении передних колес намертво автомобиль будет продолжать двигаться в первоначальном, до начала скольжения, направлении.

При конструировании тормозов на передние колеса надо обратить внимание на то, чтобы поворачивание колес и колебания передней оси не влияли на управление тормозами и эффект торможения. В равной мере торможение передних колес не должно затруднять рулевого управления. Чтобы поворот направляющих колес не влиял на торможение, центр вращения тормозного кулака должен лежать на геометрической оси поворотного шкворня.



Фиг. 238. Стальной тормозной барабан с диском из электрона.

В случае крепления валика тормозного кулака к раме он должен быть снабжен шаровым шарниром, воспринимающим перемещения оси по отношению к раме. Примеры конструкции тормозов передних колес показаны ниже.

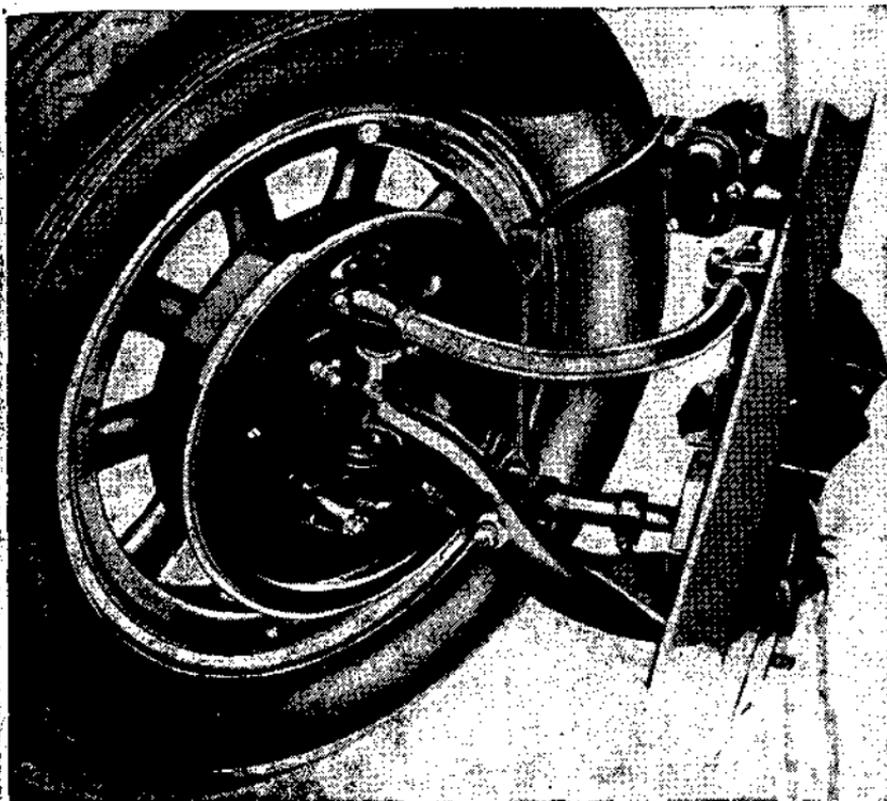
Проще всего осуществить переход от жестких тормозных тяг к тормозному кулаку с помощью гибкого вала. Такой привод тормозов действует мягко и равномерно и не требует ухода в отношении ухода. Пример такого тормоза показан на фиг. 239.

На фиг. 240 изображен довольно распространенный тормоз «Перро». Привод тормозного кулака осуществляется от тормозного валика через шаровой шарнир. Шарнир лежит как раз на продолжении оси шкворня. Другой конец тормозного валика прикреплен к лонжерону автомобиля также на шарнире. Тормозы соединены с регулируемым рычажком, закрепленным на тормозном валике. К тормозному барабану, снабжен-

кому ребрами для охлаждения, приклепана вставная поверхность трения. Работа этого отрыва описана в главе о сервотормозах.

Для упрощения привода тормозной вал иногда размещают непосредственно на передней оси.

Пример весьма распространенного тормоза этого типа — «Адекс» показан на фиг. 241. Валик и ключ *a* — из одного куска. Для обеспечения взаимной независимости поворота колес и тормозов форма ключа,

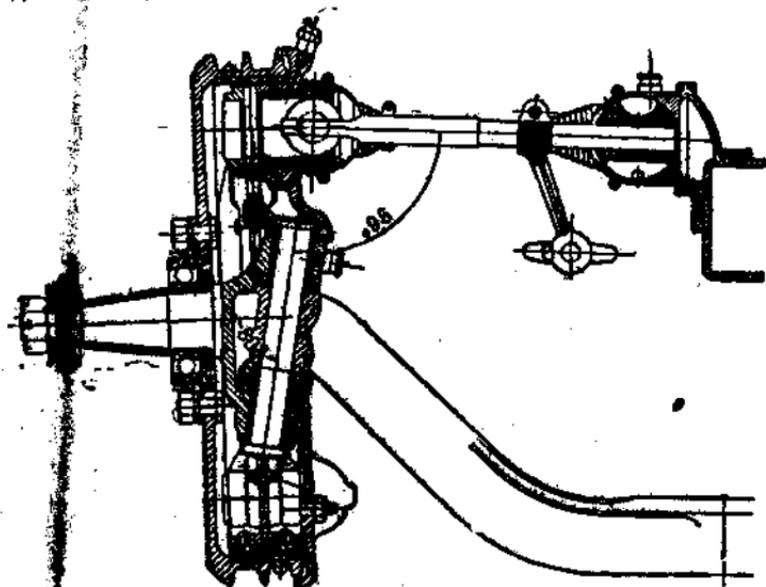


Фиг. 239. Тормоз переднего колеса с приводом гибким валом.

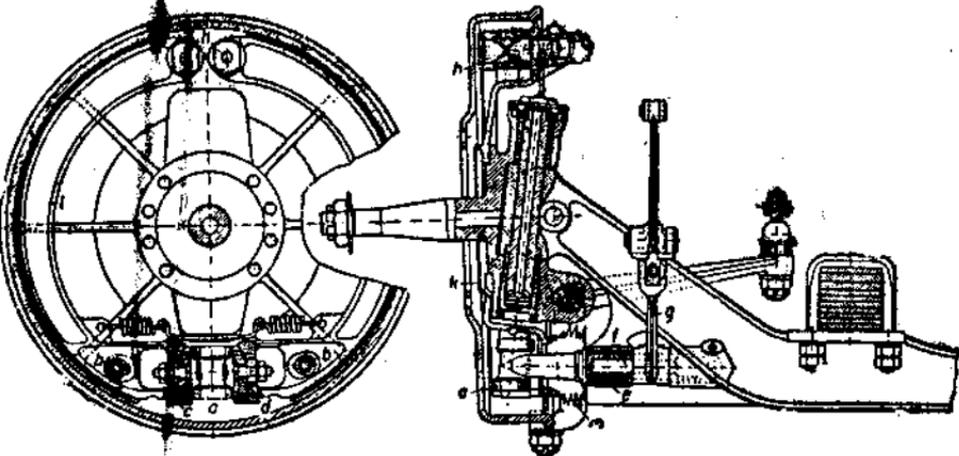
не имеющего никаких шарниров, должна быть такова, чтобы поворот колес вокруг шкворня не изменял положения ключа. Для этого ключ изготовляют в виде вогнутого цилиндра, ось которого лежит на продолжении оси шкворня. При натягивании тормоза верхний и нижний края ключа прижимают тормозные колодки к барабану. Рабочие поверхности ключа находятся на прежнем расстоянии от оси шкворня, так что повороту заторможенных колес ничто не препятствует. В этом тормозе интересно приспособление для подтягивания колодок. Концы колодок снабжены ступенчатыми выступами, к которым на болтах притянуты ступенчатые же башмаки *c*. При сработке тормозной накладки отступают болты и смещают башмаки *c* настолько, чтобы привести просвет

между тормозными колодками и поверхностью барабана к норме. Затем болты вновь затягиваются.

Существует еще множество других конструкций привода тормозов передних колес.

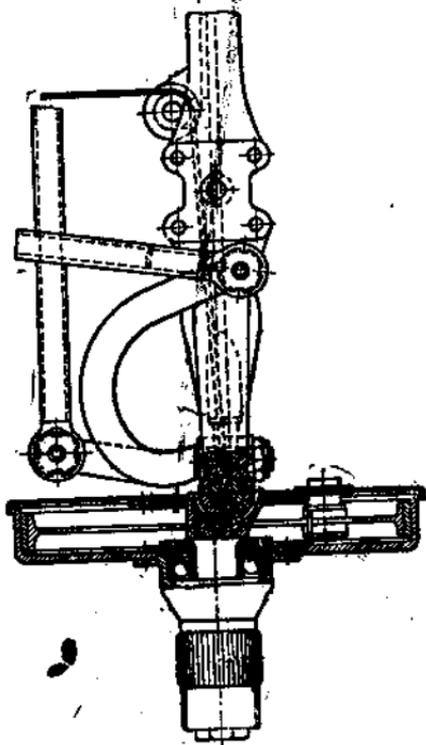
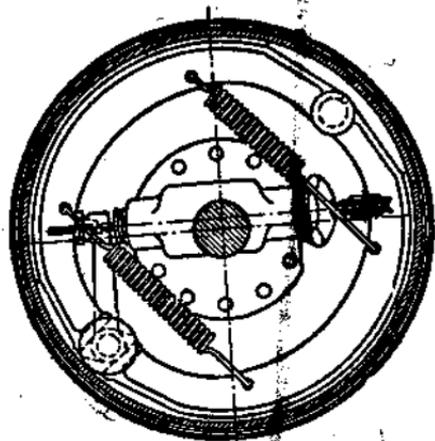
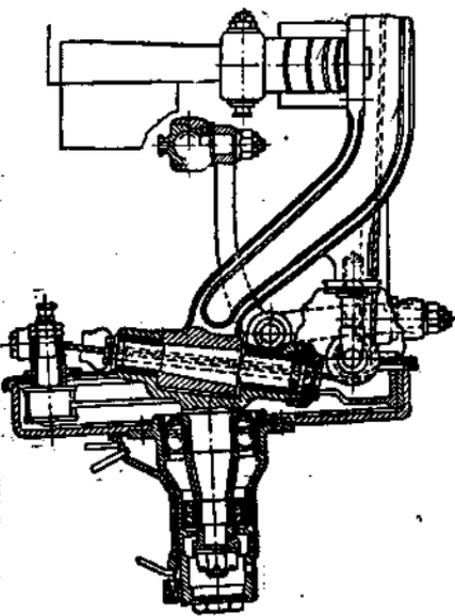


Фиг. 240. Тормоз переднего колеса Перре.



Фиг. 241. Тормоз переднего колеса Алика.

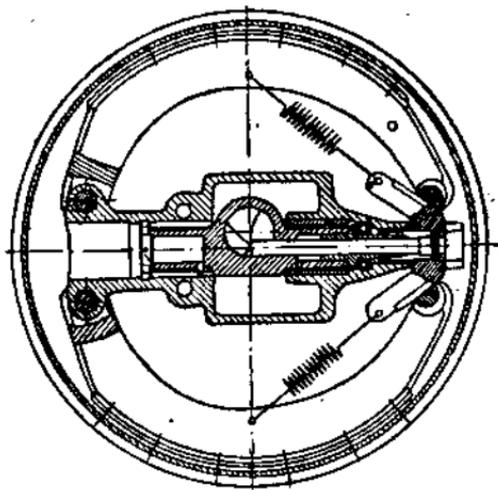
На фиг. 242 показан привод тормоза переднего колеса у автомобиля «Штейгер». Стальной трос подводится через ролики к оси шкворня и через отверстие в нем — к рычагу, действующему на тормозной кулак.



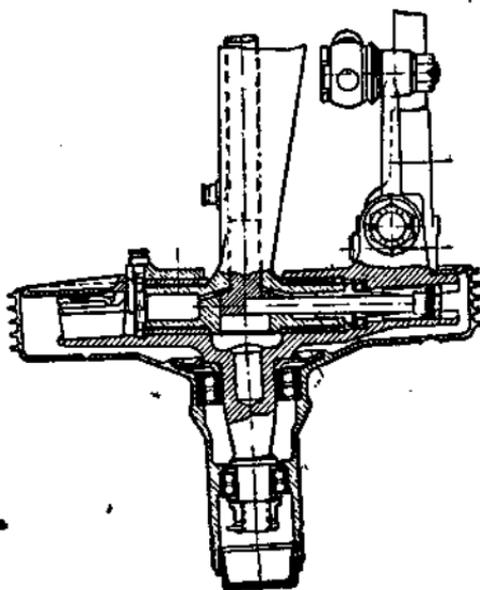
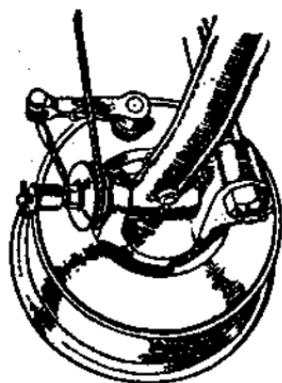
Фиг. 252. Тормоз переднего колеса Шифтроп.

На фиг. 243 показана другая конструкция подвода троса к тормозу. В этой конструкции поворот колеса также не оказывает влияния на торможение и, наоборот, торможение колес не препятствует повороту колес.

Фиг. 243. Привод тормоза переднего колеса Жаллет.

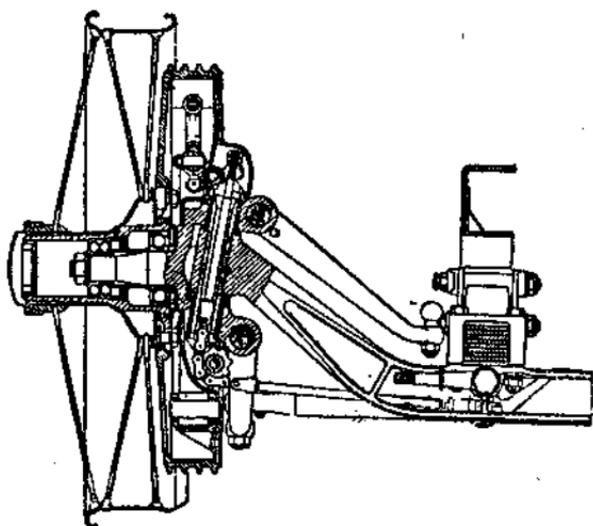


Фиг. 244. Привод тормоза переднего колеса Австро-Даймлер.



В тормозе автомобиля «Австро-Даймлер» привод осуществляется исключительно жесткими тягами. На фиг. 244 виден тормозной валик, конец которого является тормозным кулаком. При натягивании тормозов тягой, проходящей через шкворень, тормозные колодки прижимаются клином к барабану. Форма кулака должна быть такова, чтобы

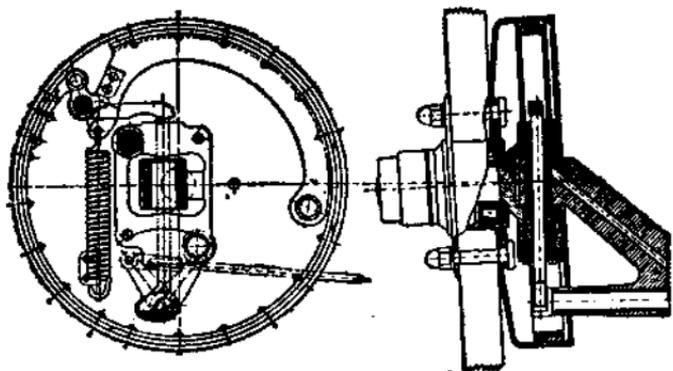
поворот колес не влиял на торможение. В других случаях вместо троса применяют цепь («Фиат», фиг. 245), действующую через штифт, проходящий сквозь шкворень, на рычажок, ведущий к тормозному кулаку.



Фиг. 245. Тормоз переднего колеса Фиат.

На фиг. 246 показан еще привод тормоза переднего колеса у «Мерседес».

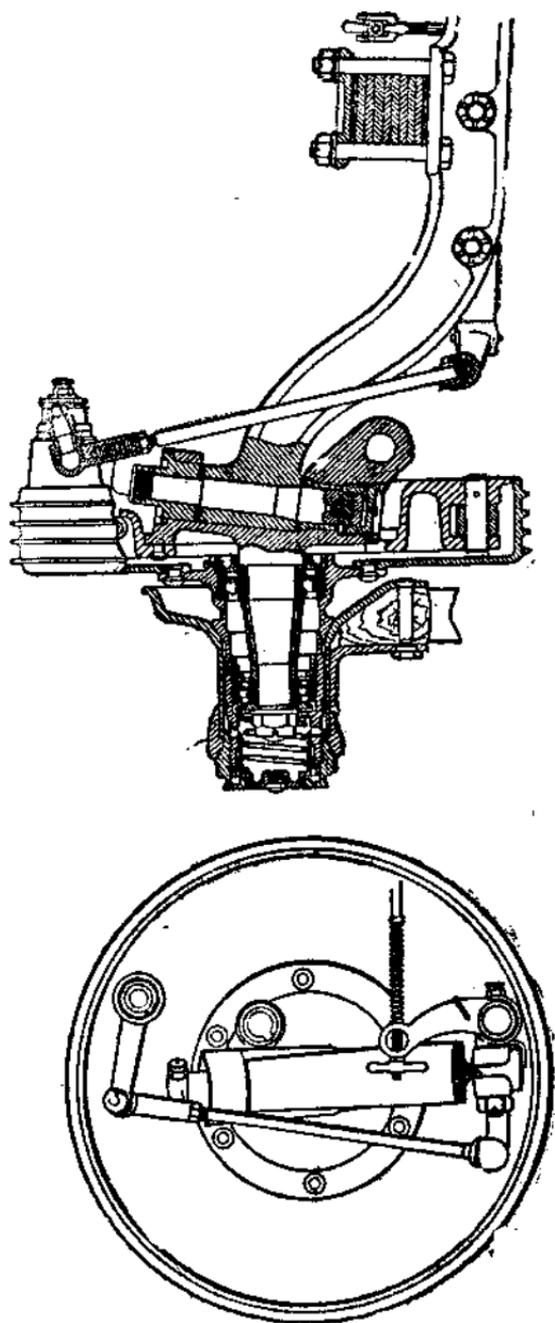
В тормозе переднего колеса у «Хочкис» (фиг. 247) штанга, со-



Фиг. 246. Тормоз переднего колеса Мерседес.

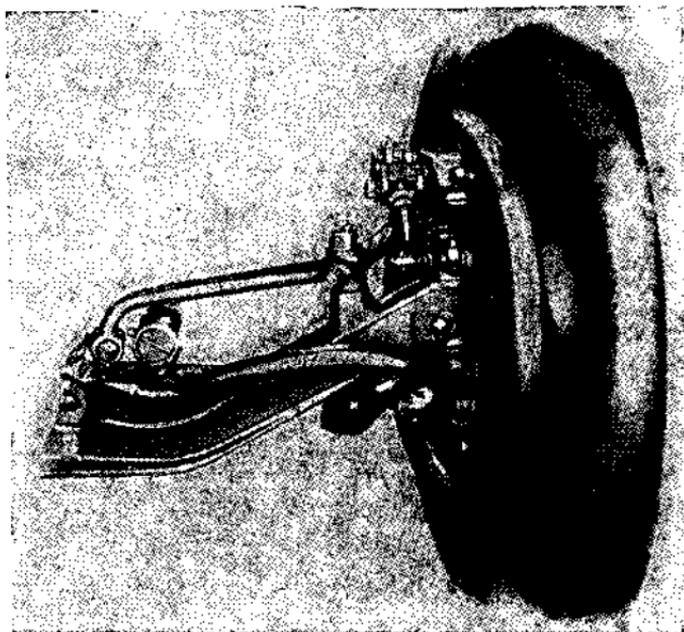
единящая тормозной рычаг и рычаг тормозной тяги, проходит не через шкворень, а снаружи.

Очень часто применяется в настоящее время привод тормозов передних колес с помощью рычага «Бендикс» (фиг. 248). Рычаг «Бендикс» вращается вокруг горизонтальной оси, передавая движение ры-



Фиг. 247. Термус сферического болвана Хюбнера.

чагу, прикрепленному непосредственно к валу тормозного кулака. Короткое плечо рычага «Бендикс» шарообразно. Его точка прикоснове-

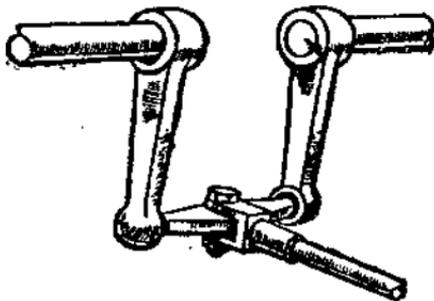


Фиг. 248. Рычаг для привода тормоза переднего колеса.

ния с тормозным рычагом при отпущенных тормозах должна лежать на середине поворотного шкворня.

### Тормоза на четыре колеса

Под автомобилем с тормозами на четырех колесах понимается автомобиль, у которого все колеса имеют по тормозу, независимо от того, одновременно ли действуют тормоза всех четырех колес или же пе-



Фиг. 249. Уравнитель тормозов.

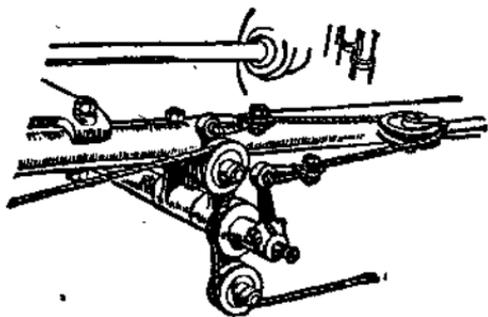
редние и задние колеса тормозятся независимо. Возможен целый ряд схем устройства тормозов на четыре колеса, удовлетворяющих закону.

требуемому наличию на автомобилях двух независимых систем тормозов, из которых одна должна действовать непосредственно на задние колеса:

1. Действие тормозов передних и задних колес независимо.
2. Тормоза передних и задних колес действуют одновременно; тормоза задних колес могут, кроме того, тормозиться отдельно.
3. Тормоза передних и задних колес действуют одновременно; кроме того, имеется трансмиссионный тормоз.
4. Тормоза передних колес и трансмиссионный действует одновременно; кроме того, имеются дополнительные тормоза на задних колесах.
5. Тормоза на передние и задние колеса действуют одновременно; кроме того, имеется еще дополнительный тормоз на задние колеса.

Тормоза передних и задних колес или тормоза передних колес и трансмиссионный тормоз могут быть отрегулированы так, чтобы при одновременном включении имело место некоторое опережение действия торможения у передних или у задних колес.

Основной, наиболее энергичный тормоз должен всегда действовать от педали. В схемах 2, 3 и 5 тормоз на все четыре колеса приводится



Фиг. 260. Уравнитель для тросовых тяг.

в действие тормозной педалью, рычаг же ручного тормоза действует на трансмиссионный тормоз или на задние колеса.

Для достижения равномерной работы тормозов прибегают к уравнителям. Уравнитель следует и тормоза на одной оси, и группы тормозов передних и задних колес. Элементы уравнителя могут быть объединены с органами управления всей тормозной системы с тем, чтобы в результате надлежащего подбора передач тормозное давление распределялось на обе оси пропорционально падающей на них нагрузке. Уравнитель выравнивает усилия в элементах передачи тормозной системы. Уравнивание усилий на окружности тормозного барабана невозможно ввиду того, что сила трения между колодками и барабаном зависит не только от давления тормозных колодок на барабан, но и от коэффициента трения между тормозной обшивкой и барабаном, величина которого колеблется даже при однородной обшивке в зависимости от попадания на нее пыли и масла.

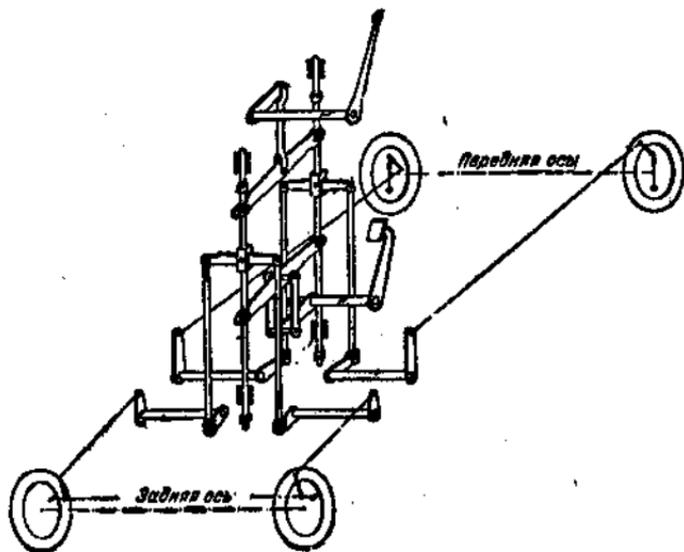
На фиг. 249 показан простейший уравнитель для тормозов колес одной оси и для тормозов передней и задней осей. На фиг. 260 показана схема уравнителя для тросовых тяг.

У вышеописанного тормоза «Адекс» передние и задние тормоза соединены тросом по диагонали. Оба троса пересекаются внутри валика

тормозной педали. Уравнивание достигается скольжением троса в направляющих.

На фиг. 251 показан уравниватель «Майбах». Ручной рычаг и тормозная педаль действуют оба через уравниватель на все четыре колеса. На случай поломки рычагов предусмотрены упоры для двуплечих рычагов, которые тогда будут действовать как одноплечие, так что система не выйдет полностью из строя. Ручной рычаг снабжен кулачковой муфтой. При выжимании педали он остается на месте.

Применение механических уравнивателей тормозов дает только относительное преимущество, поэтому их часто вообще не применяют. Это



Фиг. 251. Уравниватель тормозов автомобиля Майбах.

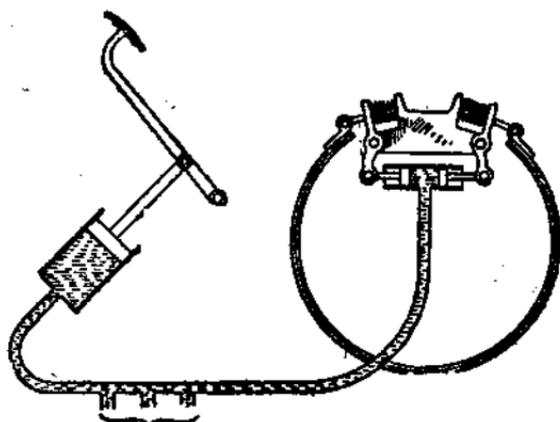
удешевляет автомобиль, уменьшает количество соединений, ломающихся, нуждающихся в смазке и регулировке. Дело в том, что и без особого уравнивателя тормозное действие скоро выравнивается. Под влиянием различной начальной силы прижатия отдельных тормозов обшивка последних срабатывает по-разному, пока все тормоза не станут работать равномерно.

### Гидравлические тормоза

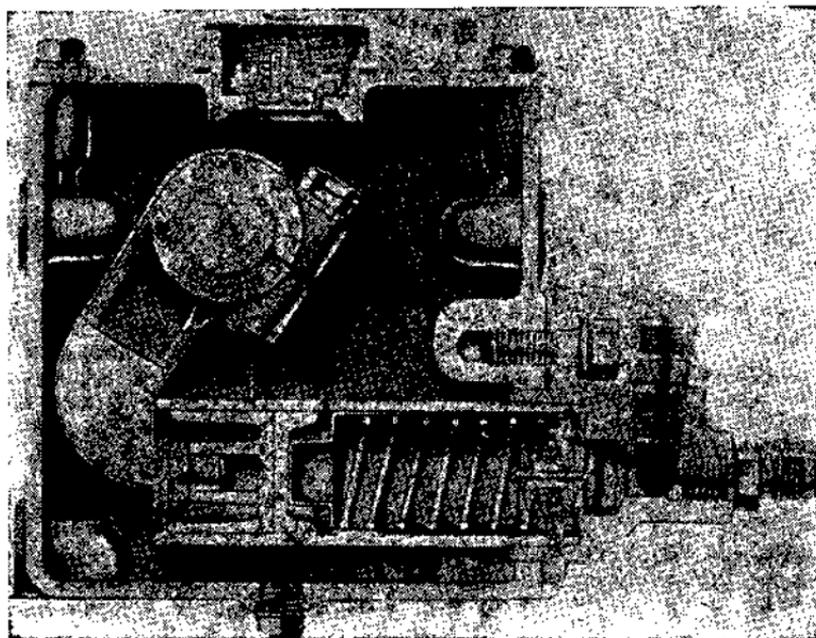
Чтобы развить значительное усилие с помощью чисто механических тормозов, нужна большая передача в тягах, чему в свою очередь соответствуют длинные колостые пути тормозных органов. В системе гидравлической передачи тормозного усилия колостые пути отсутствуют. Кроме того, в гидравлических тормозах происходит автоматическое уравнивание тормозных сил. Регулировка гидравлических тормозов проста и удобна.

Наибольшим распространением в настоящее время пользуются гидравлические тормоза американской системы «Локхид». Система тормоза «Локхид» показана на фиг. 252. Давление ноги водителя на тормоз-

ную педаль передается штоку и поршню тормозного цилиндра (фиг. 253), наполненного жидкостью и соединенного медными трубками и гибкими панцирными шлангами с отдельными цилиндриками, расположенными на-

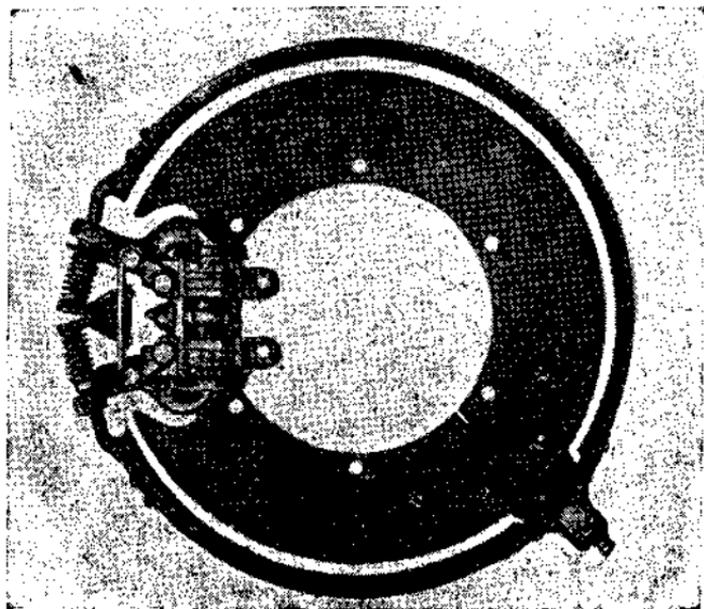


Фиг. 252. Схема гидравлического тормоза Локхид.

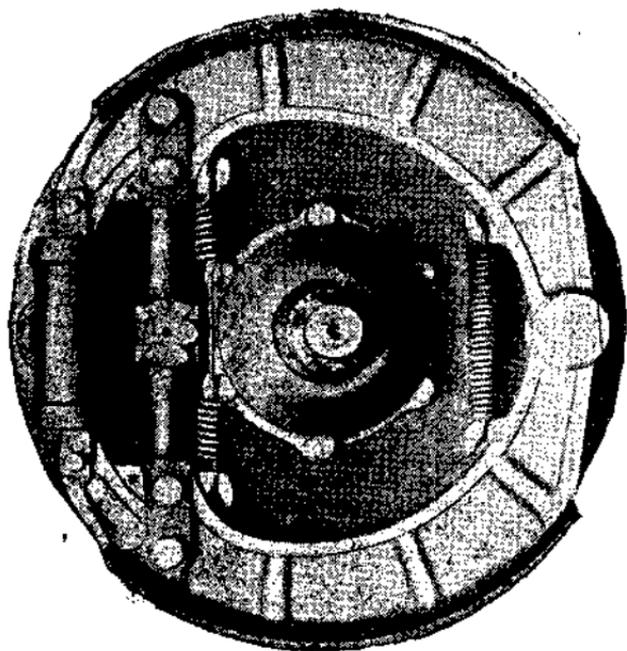


Фиг. 253. Главный цилиндр гидравлического тормоза Локхид.

посредственно на тормозах колес. Жидкость давит на поршень тормоза колеса, поршеньки расходятся в стороны и при этом через рычаг раздвигают или сжимают тормозные колодки или ленты. Рабочая жид-



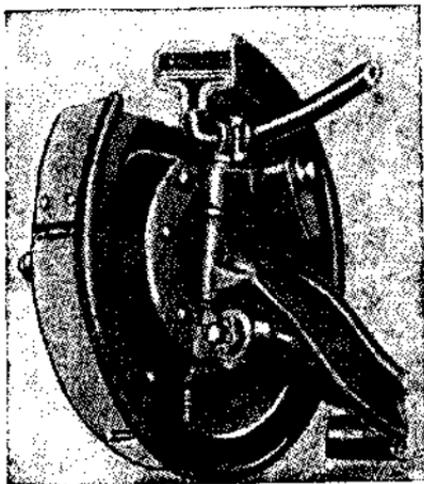
Фиг. 256. Тормоз с колodками Локкид.



Фиг. 254. Ленточный тормоз Локкид.

кость в тормозной системе должна оставаться легкой и текучей при низкой, наружной температуре. Жидкость не должна вызывать коррозии трубок цилиндра и поршней. В тормозе «Локхид» применяется смесь трех частей спирта и семи частей касторового масла. При утечке жидкость пополняется из запасного резервуара. В трубопроводе и цилиндрах гидравлических тормозов не должно быть воздуха.

На фиг. 254 и 255 показаны тормоза «Локхид» с наружной лентой и внутренними колодками. Тормоз на фиг. 255 снабжен приспособле-



Фиг. 256. Гидростатический тормоз Тиммана.

нием для разжатия колодок с помощью кулака, приводимого в действие от ручного тормоза.

На фиг. 256 показан гидростатический тормоз Тиммана, не имеющий вовсе движущихся частей. В качестве рабочей жидкости зимой применяют смесь воды и спирта пополам, летом — чистую воду. Тормозной цилиндр помещен под ножной педалью. От цилиндра отходят трубки к тормозам на отдельных колесах. В тормозном барабане лежат на ленточном резиновом планке шесть тормозных колодок, прижимаемых давлением жидкости к поверхности тормозного барабана.

### Серво-тормоза

Сила прижатия тормозных колодок к барабану, необходимая для энергичного торможения тяжелых грузовиков, автобусов и мощных легковых автомобилей, требует от водителя больших физических напряжений. Для получения достаточного эффекта торможения, не переутомляя водителя, используют для приведения в действие тормозов дополнительные источники сил. Серво-тормозами называются системы тормозов, в которых выжимание педали или перемещение ручного рычага не производит непосредственного полного торможения, а включает в действие дополнительные механизмы, берущие на себя тормозную работу. В последнее время серво-тормоза получили большое распространение.

Необходимость применения серво-тормоза зависит от веса груженого автомобиля и от силы водителя. Работа водителя ограничена величиной тормозного пути и силы давления ноги на педаль. Работа водителя на тормозной педали не превышает 12 кгм.

Работа на тормозах, необходимая для замедления хода автомобиля, определяется уравнением:

$$A = \frac{Q \cdot D \cdot p \cdot w}{g \cdot d \cdot f}$$

где:

$Q$  — вес груженого автомобиля в кг;

$\frac{D}{d}$  — отношение диаметра колеса к диаметру тормозного барабана;

$p$  — замедление в м/сек;

$w$  — перемещение тормозных колодок в мм,

$f$  — коэффициент трения тормозной накладки.

Это уравнение показывает, когда появляется необходимость в снабжении автомобиля серво-тормозами.

Пример.

Дано:

$$\frac{D}{d} = \frac{1,4}{1}; f = 0,35; w = 2,5 \text{ мм,}$$

получаем:

$$A = 0,001 Q \cdot p.$$

Необходимая работа на тормозе легкого автомобиля, весящего в груженом состоянии, скажем, 1,800 кг при замедлении в 6 м/сек равняется 10,8 кгм. Серво-тормоза в данном случае не требуется. Считая, что предел работы, который можно ожидать от водителя, равен 12 кгм, получим что серво-тормоз при вышеуказанных условиях окажется необходимым при желании иметь замедление в 6 м/сек для автомобильной весом не менее 2000 кг.

Различают серво-тормоза механические, гидравлические и пневматические.

### Механические серво-тормоза

Простейшим типом механического серво-тормоза является ленточный тормоз с внутренней лентой, у которого барабан трением захватывает с собой ленту, разжимаемую в направлении вращения барабана и прижимаемую почти всей длиной своей к его поверхности.

Одним из первых механических серво-тормозов является тормоз «Перро» (фиг. 257) с двумя колодками.

Тормозные колодки разной величины соединены общим шарниром. При затягивании тормоза кулак давит на малую колодку и прижимает ее к поверхности вращающегося тормозного барабана. Трение при этом затягивает во вращение и большую колодку, которая, заклиниваясь, производит очень энергичное торможение. Серво-действие достигается только тогда, когда направление разжатия малой колодки совпадает с направлением вращения тормозного барабана, т. е. колес. При заднем ходе серво-действие не проявляется; тормозит только одна малая колодка. Тормозной эффект будет мал.

Улучшенная конструкция такого серво-тормоза (тормоз «Перро-Бендикс») показана на фиг. 258. В этом тормозе имеются три колодки.

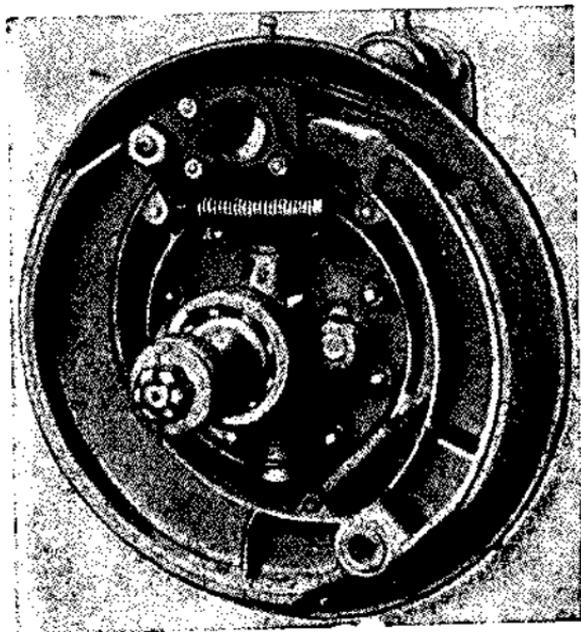
Третья колодка подвешена в тормозном барабане независимо. При езде ее осуществляется от того же тормозного кулака. При езде вперед этот тормоз действует как тормоз «Перро», но, кроме того, к ба-

рабаду прижимается еще третья колодка, так что полезная поверхность торможения распространяется на угол в  $335^\circ$ .

При езде назад при торможении действуют две колодки — малая и дополнительная.

Серво-тормоз «Бевликс-Дуо» (фиг. 259) действует одинаково энергично в обоих направлениях вращения. Тормозные колодки шарнирно соединены между собой и свободно подвешены в тормозном барабане. При работе тормозов независимо от направления движения трение захватывает с собой во вращение обе колодки и сильно прижимает их к окружности барабана.

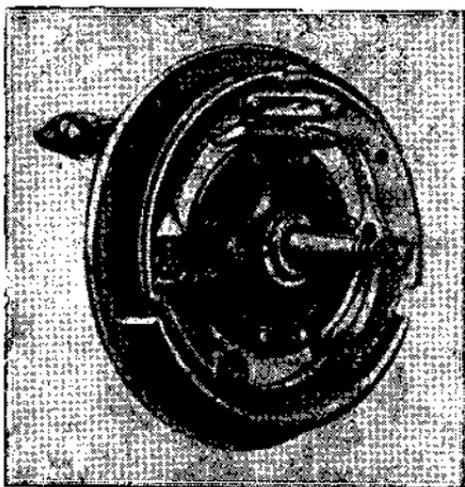
В описанных тормозах серво-механизм расположен около колес и включается в действие с момента начала выжимания педали. Другие



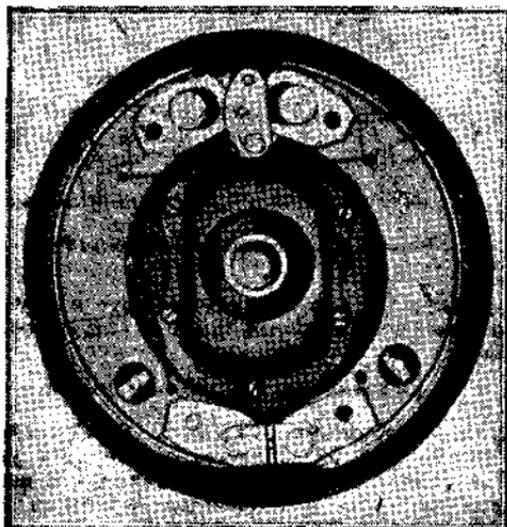
Фиг. 257. Серво-тормоз Серро.

виды механических серво-тормозов имеют особые передачи — серво-моторы, приводимые в действие от трансмиссии автомобиля. Серво-мотор представляет собой вращающийся барабан или фрикционный диск, стремящийся захватить с собой во вращение пару кулачков или диск, прижимаемые к нему ручным тормозом или ножной педалью, и тем воздействовать на тормозные тяги. К достоинствам этой системы относится то, что при остановке автомобиля тормоза немедленно отпускаются, чем, безусловно, исключается всякая возможность торможения колес намертво. Недостатком является некоторое, хотя и незначительное, запаздывание начала действия серво-мотора после нажатия на педаль. Кроме того, поломка какой-либо детали передачи выводит всю систему из строя. Такие серво-тормоза применяются на автомобилях «Ролльс-Ройс», «Самбик», «Рено» и др.

Схема серво-тормоза «Ролльс-Ройс» показана на фиг. 260. Ведущий диск приводится во вращение от трансмиссии. На ведомом диске имеются два штифта, которые при прижатии обоих дисков друг



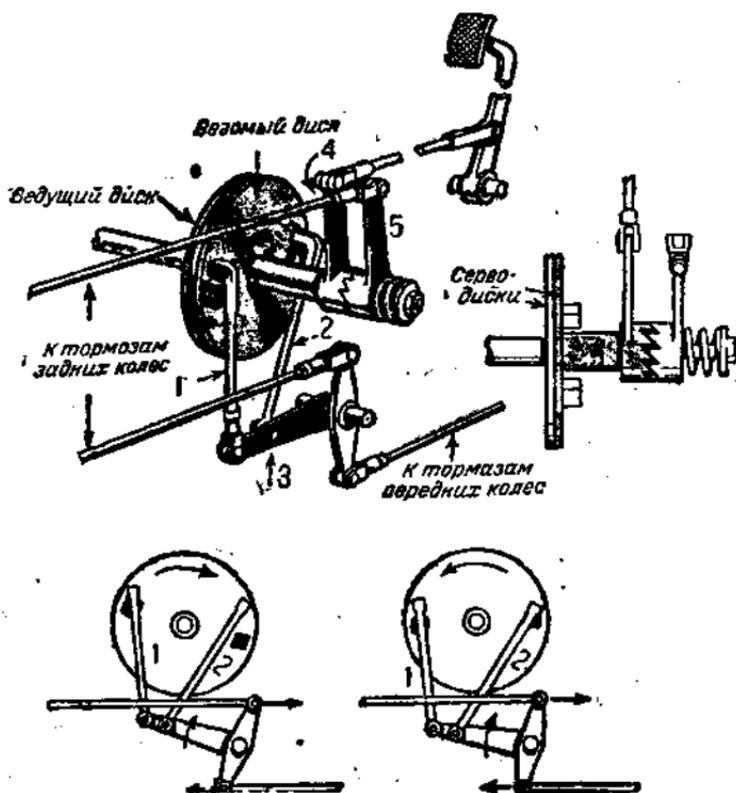
Фиг. 258. Серво-тормоз Перро-Беддикс.



Фиг. 259. Серво-тормоз Беддикс-Дуо.

другу захватывают во вращение штангу 1 (при ходе вперед) или штангу 2 (при ходе назад) и через рычаг 3, уравнитель и тяги приводят в действие тормоза передних и задних колес. Давление на тор-

можную педаль оттягивает рычаг 4 на валу ведомого диска, соединенный через храповик с рычагом 5, связанным с тягой тормозов задних колес (начальное механическое торможение). При дальнейшем выжимании педали рычаги 4 и 5 прижимаются друг к другу; ведущий диск захватывает во вращение ведомый диск и таким образом включает серво-торможение.



Фиг. 260. Схема серво-тормоза Ролло-Рофо.

мании педали рычаги 4 и 5 прижимаются друг к другу; ведущий диск захватывает во вращение ведомый диск и таким образом включает серво-торможение.

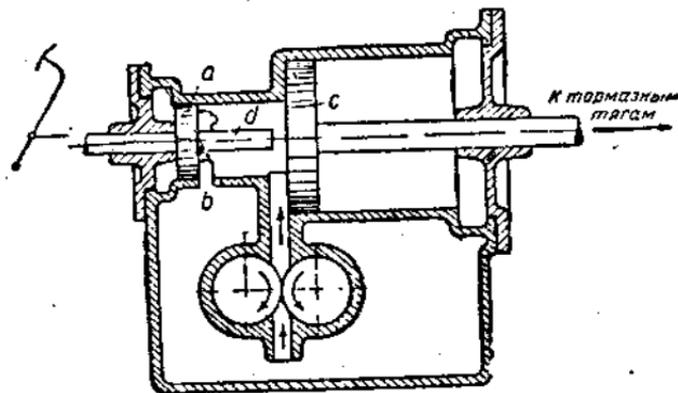
### Гидравлические серво-тормоза

В вышеописанных тормозах «Локхид» и «Тимкен» рабочая жидкость служит только для гидравлической передачи усилия, приложенного водителем к педали от тормозного цилиндра к колесам. Сила прижатия колодок или лент к тормозным барабанам зависит непосредственно от работы водителя на педали. Иначе говоря, тормоза «Локхид» и «Тимкен» не являются действительными серво-тормозами.

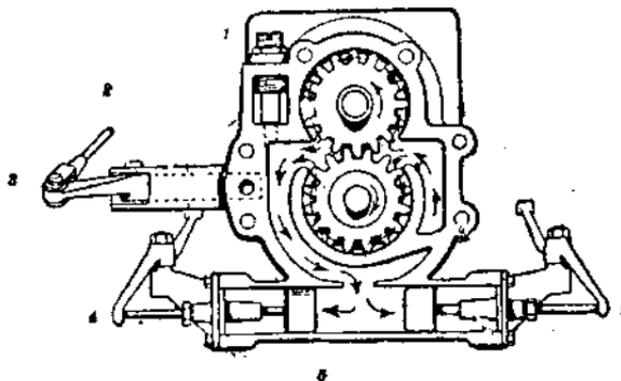
Пример гидравлического серво-тормоза показан на фиг. 261 «Ненир». Насос, работающий от трансмиссии автомобиля, все время качает масло. При отпущенных тормозах масло стекает назад в картер серво-механизма. Нажатие на тормозную педаль смещает поршневой золотник, который тогда больше или меньше перекрывает сток масла. Масло да

впит на поршень с, соединенный с тягами тормозов. Сила передаваемого тормозом давления зависит от скорости вращения масляного насоса, а последняя в свою очередь от числа оборотов задних колес. Таким образом исключается возможность затормаживания колес намертво.

На случай порчи масляного насоса предусмотрено приспособление для механического торможения. При полном выжимании тормозной педали



Фиг. 261. Гидравлический серво-тормоз Непьяр.

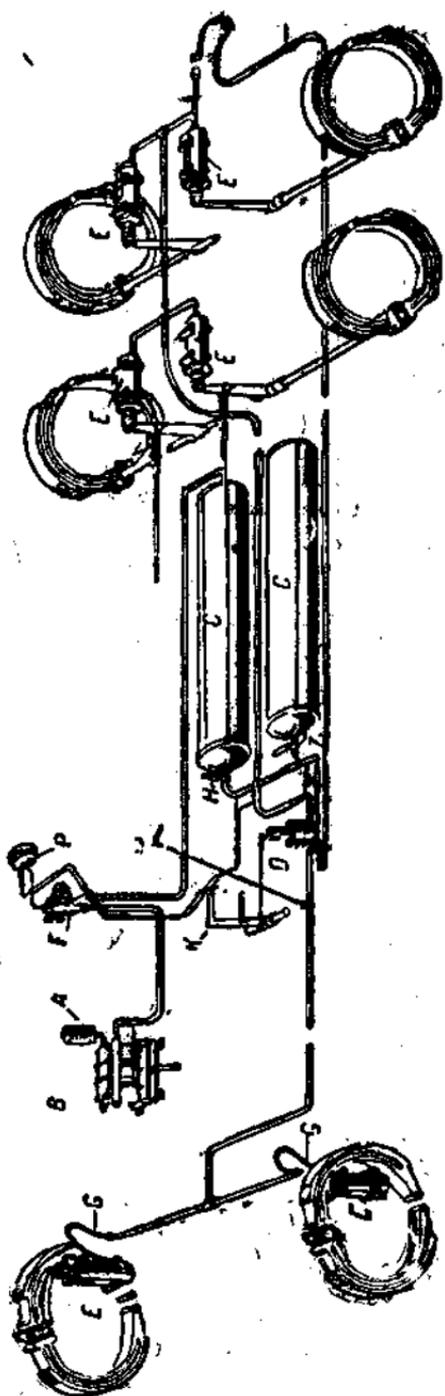


Фиг. 262. Гидравлический серво-тормоз Студебекер: 1—автоматический предохранительный клапан; 2—распределительный клапан; 3—к тормозной педали; 4—к тягам; 5—тормозные поршеньки.

интанта упирается в поршень, давит на него и тем приводит тормоза в действие. Перекрытие отверстия стока может производиться не поршневым золотником, а клапанами, как это, например, делает Студебекер (Фиг. 262).

### Пневматические тормоза

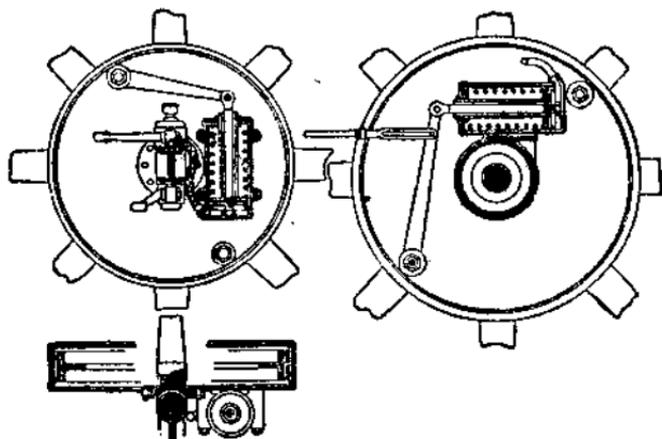
Хорошие результаты и широкий опыт применения пневматических тормозов в железнодорожном деле были использованы и в автостроении. Создан ряд удачных конструкций автомобильных пневматических



Фиг. 268. Схема пневматического тормоза Кюппе для шестиколесного автомобиля.

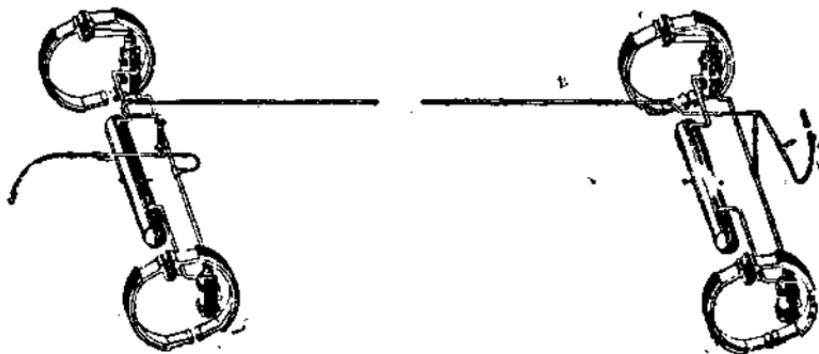
тормозов, применяемых, главным образом, для тяжелых грузовиков, автобусов и автопоездов.

На фиг. 263 показана схема пневматического тормоза «Кнопп» для шестиколесного автомобиля. Давление, необходимое для торможения, по-  
ставляется небольшим 3-цилиндровым компрессором, работающим от дви-



Фиг. 264. Тормозные цилиндры пневматического тормоза Кнопп.

ателя автомобиля. Воздух, очищенный в фильтре всасывающего па-  
рубка *A* от пыли и влаги, поступает через регулятор давления *F* в ре-  
зервуар *C*, прикрепленный к раме автомобиля. Необходимое для тор-  
можения давление — от 1 до 8 ат, устанавливается смотря по надобно-  
сти, регулятором давления. Когда давление в резервуаре превысит уста-



Фиг. 265. Тормозные цилиндры пневматического тормоза Кнопп

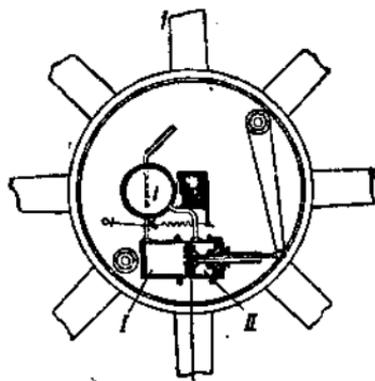
вленный предел, открывается предохранительный клапан и воздух вы-  
скакивает в атмосферу. При падении давления в резервуаре после рас-  
ходования воздуха на торможение предохранительный клапан закры-  
вается и компрессор пополняет запас использованного воздуха. Подача  
воздуха к отдельным тормозным цилиндрам на колеса *E* регулируется  
контрольным клапаном *D*, который включается при выжимании тормоз-

ной педали К. Подвод воздуха к тормозным цилиндрам передних колес осуществляется с помощью гибких резиновых шлангов с проволоочной обмоткой G.

В тормозных цилиндрах воздух давит на поршни (фиг. 264) и тем вызывает через тормозной рычаг прижатие колодок к барабану.

Пневматические тормоза особенно пригодны для торможения целых автопоездов. Все тормоза приводятся в действие с сидения шофера. Первым тормозится самый задний прицеп, а от него тормозятся к голове весь поезд.

На фиг. 265 и 266 показана схема тормозов прицепа и деталь тормозного цилиндра на колесе. Тормозной цилиндр разделен поршнем на две камеры. В обеих камерах I и II, равно во вспомогательном резервуаре I, соединенном с камерой II, и в воздухопроводе прицепа, соединенном с камерой I, при опущенных тормозах царит одинаковое



Фиг. 266. Двухкамерный тормозной цилиндр для прицепа.

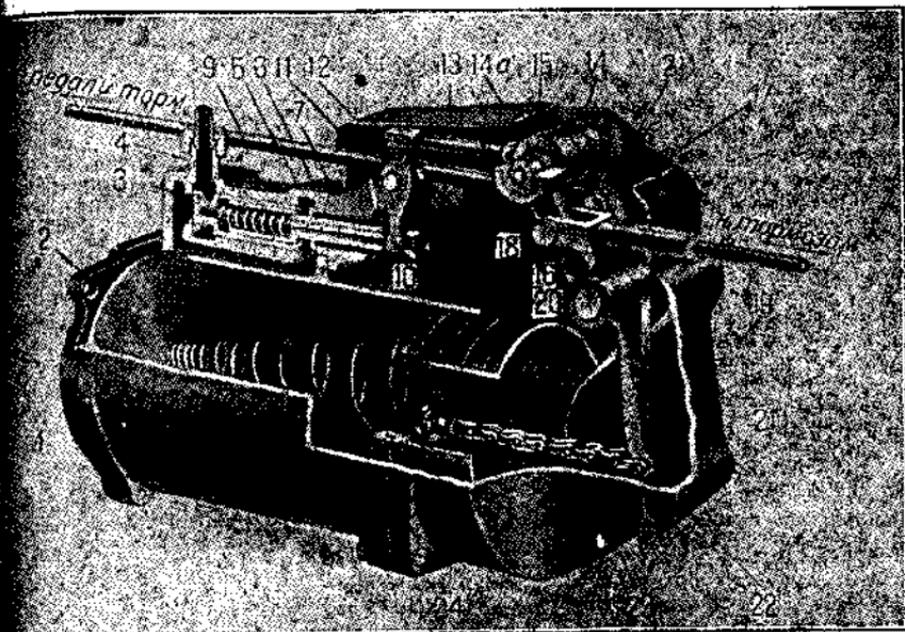
давление. Полезная площадь нижней поверхности поршня больше верхней поверхности его. Давление в камере I поэтому преодолевает давление в камере II и отводит поршень и рычаг колодок направо (фиг. 266). При выжимании тормозной педали воздух под давлением поступает к тормозным цилиндрам тягача. Одновременно, благодаря соответствующим клапанам устройствам, из воздухопровода прицепа в камеру I тормозных цилиндров воздух выпускается в атмосферу. Давление во вспомогательном резервуаре и в камере II теперь выше. Оно гонит поршень влево и этим производит натягивание тормозов. При аварии — отрыве прицепов от автопоездов — воздух уходит из тормозного трубопровода и благодаря этому происходит автоматическое торможение прицепа.

### Вакуумные тормоза

Вакуум во всасывающем трубопроводе двигателя является источником силы, которая может быть использована для торможения. Наибольшим распространением пользуются вакуум-тормоза «Девандр» (в Германии — «Бош-Девандр»). Серво-тормоз «Бош-Девандр» может быть включен в любую систему тормозов и тогда воспринимает на себя главную часть тормозной работы.

Тормоз «Бош-Девандр» может быть пристроен почти к любому уже работающему легковому или грузовому автомобилю.

На фиг. 267 показан тормоз «Болл-Девандр» в разрезе. Давление на тормозную педаль через тягу 9, толкающую рычаг 21, через тягу 13 и рычаг 12 закрывает клапан свежего воздуха 5 и открывает всасывающий клапан 3. Таким путем тормозной цилиндр оказывается соединенным с всасывающим трубопроводом двигателя. Вакуум в трубопроводе сообщается тормозному цилиндру; поршень 24, соединенный цепью 23 с длинным плечом рычага 21, втягивается внутрь цилиндра. При этом рычаг 21 через рычаг 16 толкает тягу тормозов. Давление ноги водителя на педаль действует в одинаковом направлении с силой поршня и с ней суммируется. На водителя падает около  $\frac{1}{3}$  всего усилия, передаваемого тормозным тросом, остальные  $\frac{2}{3}$  падают на счет вакуума в тормозном цилиндре. После того как момент силы поршня по от-



Фиг. 267. Механизм серво-тормоза Болл-Девандр.

рошению к цапфе 20 окажется равным моменту силы на педаль, верхнее плечо рычага 21, используя игру в цапфе 15, повернется направо до среднего своего положения. При этом штанга 13 закроет всасывающий клапан 3. Вакуум и тормозное давление будут теперь неизменными, пока дальнейшее надавливание на тормозную педаль не вызовет повторения всего процесса сначала.

При уменьшении давления ноги водителя на тормозную педаль верхнее плечо рычага 21 перемещается направо; открывается клапан свежего воздуха 5; наружный воздух притекает в тормозной цилиндр и поршень отходит назад до тех пор, пока момент силы поршня не сравняется с моментом давления (уменьшенного) на педаль. В этот момент верхнее плечо рычага сместится влево до своего центрального положения; закроются оба клапана и опять наступит равновесие.

При полном отпуске тормозной педали происходит разгрузка верхнего плеча рычага 21, который под влиянием тяги поршня за его нижний конец перемещается направо до упора свободного шарнира 14 и цапфы 15. Штанга 13 откроет впадин свежего воздуха. Цилиндр наполнится атмосферным воздухом, вакуум пропадет, поршень отойдет назад, тормоза отпустятся. При торможении при заглушенном двигателе, т. е. в отсутствии вакуума, давление на педаль передается через тягу 9, рычаги 21 и 16 на тормозную тягу 19.

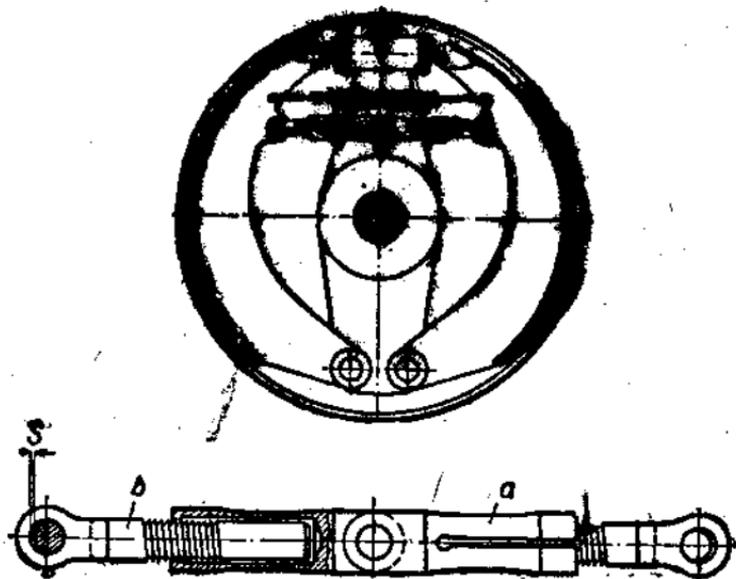
Серво-тормоз «Бюш-Девандр» пригоден также для автопоездов.

Чтобы в случае отрыва прицепа от поезда происходило автоматическое торможение прицепа, вакуум используют не для натягивания, а для отпуска тормозов прицепа. Натягивание тормозов осуществляется при снятии вакуума мощной пружиной.

Тормоза «Бюш-Девандр» применимы для всевозможных типов автомобилей.

### Регулировка тормозов

Асбестовая обшивка («феррадо») тормозов сравнительно быстро срабатывается. Благодаря сработке тормозной обшивки уменьшается зазор между колодками или лентой и тормозным барабаном, увеличиваются холостые пути тормозной педали или рычага и может случиться,



Фиг. 268. Автоматический регулятор тормозов.

что остаток свободного для торможения полезного пути педали или рычага будет недостаточным. Тормозная система должна быть поэтому снабжена приспособлениями для подтягивания (регулирования) тормозов. Обшивки у отдельных тормозов изнашиваются неравномерно. Поэтому необходимо иметь возможность индивидуальной регулировки тормозов. Органы регулировки должны быть легко доступны; лучше всего

размещать их непосредственно у самих тормозов. Регулировку часто осуществляют путем укорочения штанг с помощью соответствующих натяжных муфт, гаек или барашков. Способы подтягивания тормозов видны на приведенных выше рисунках отдельных тормозов. На фиг. 268 показано очень оригинальное и простое автоматическое приспособление для подтягивания тормозных колодок. Между упками стержня и пальцами подтяжки имеется зазор  $S$ , соответствующий нормальному мертвому (холостому) пути колодок до соприкосновения с барабаном. При увеличении мертвого хода, вследствие ли износа обшивки или вытягивания тяг, подтяжка растягивается, из муфты  $a$  выходят стержни  $b$  на один или несколько зубцов и таким образом полная длина подтяжки увеличивается.

Особая форма нарезки стержней  $b$  не позволяет стержням входить обратно в муфту  $a$  при сжатии подтяжки.

Таким образом регулировка тормозных колодок осуществляется автоматически без регулировки тяг или педалей.

Регулирование гидравлического тормоза «Локхид» и гидростатического тормоза «Гимкен» осуществляется автоматически путем пополнения запаса тормозной жидкости из запасного резервуара.

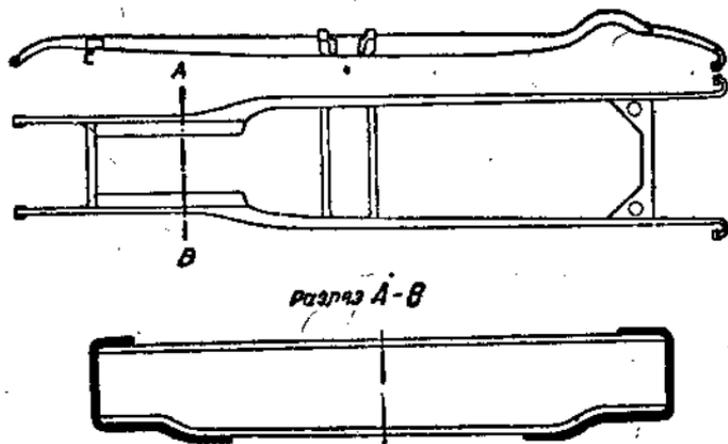
После замены совсем изношенной тормозной обшивки следует заново отрегулировать всю систему.

## РАМЫ И РЕССОРЫ

### Рамы

Современная рама изготавливается из продольных брусев-лонжеронов и поперечин, штампованных из стальных листов. На фиг. 269 показан пример устаревшей конструкции рамы. На фиг. 270 показана рама более современного автомобиля.

Задний конец рамы изгибается для получения более низкой посадки автомобиля, снижения центра тяжести и понижения расположения коробки передач по отношению к заднему мосту, что уменьшает наклон карданного вала и улучшает условия его работы. Эффект применения низких рам иллюстрируется фиг. 271 и 272.



Фиг. 269. Устаревшая конструкция рамы автомобиля.

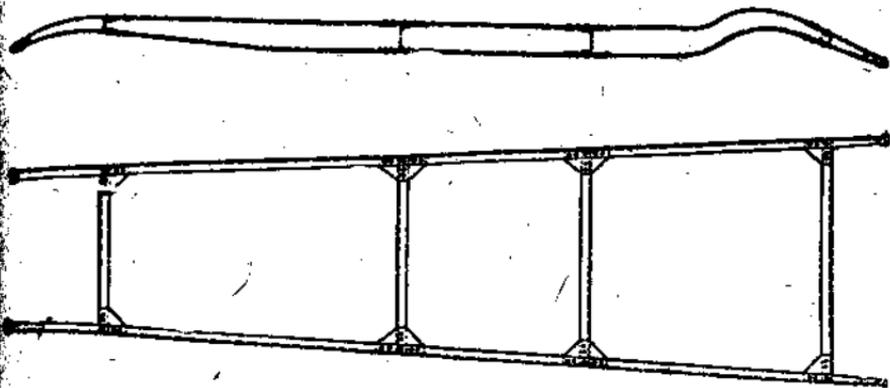
Лонжероны делаются обычно коробчатого сечения (швеллер). Открытая часть швеллера обыкновенно обращается внутрь рамы. Обращение открытой части лонжерона наружу ухудшает внешний вид рамы. Применение П-образного профиля, т. е. обращение открытой стороны лонжерона вниз, иногда содействует упрощению сборки, давая возможность иметь правый и левый лонжероны взаимозаменяемыми.

На современных автобусах, особенно на английских, сиденье шофера часто выносится вперед и ставится рядом и параллельно двигателю. На фиг. 273 показан пример рамы со вспомогательной площадкой для такого автобуса.

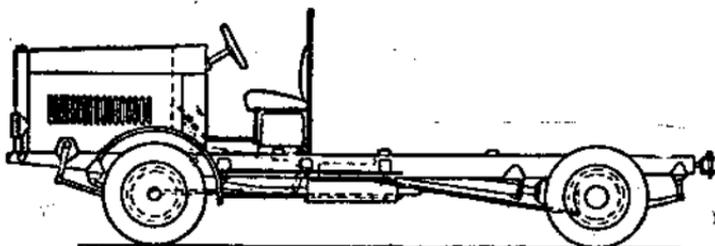
Вынос сиденья шофера вперед значительно увеличивает длину части шасси, свободной под постановку кузова.

На фиг. 274—276 показан ряд специальных конструкций рам для автобусов и трехосей.

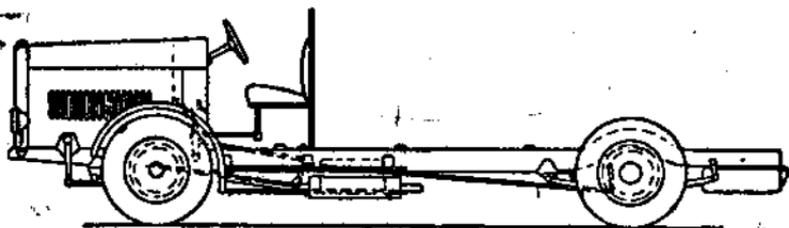
В некоторых случаях лонжероны рам изготавливаются из стандартного проката, нормально же, как мы говорили, лонжероны изготавливаются штамповкой из стальных листов.



Фиг. 270. Рама легкового автомобиля.

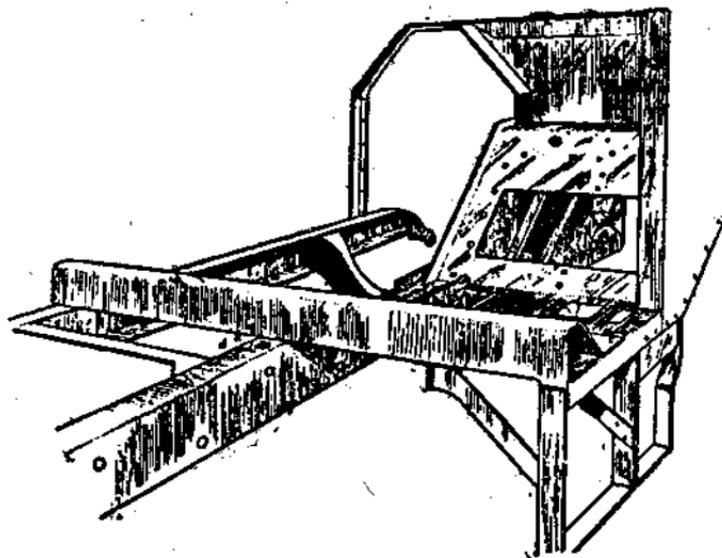


Фиг. 271. Автомобиль на нормальной раме.



Фиг. 272. Автомобиль на низкой раме.

Расчет рамы, который должен учесть все действующие на нее усилия, легче всего произвести графически. На максимальный момент от статических нагрузок следует сделать накидку на толчки, испытываемые автомобилем. При расчете рам легковых автомобилей достаточно считать, что при толчке от наезда на препятствие автомобиль падает с высоты 20 см. Для тяжелых грузовиков высоту падения можно принять в 16 см.



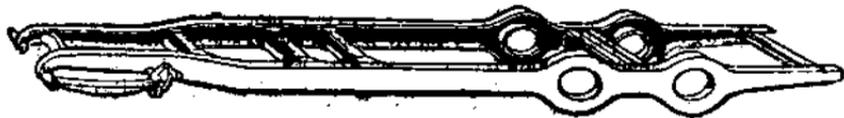
Фиг. 273. Рама со вспомогательной площадкой для размещения сиденья шофера сбоку от двигателя.



Фиг. 274. Спущенная автобусная рама.



Фиг. 275. Рама для автобуса с входом спереди.



Фиг. 276. Рама трехоски.

Для шин низкого давления (баллонов) высоту падения достаточно принять равной 10—15 см.

Эта накладка рассчитывается, исходя из веса груженого автомобиля за вычетом веса неподрессоренных масс, т. е. заднего моста, колес, пневматиков и т. д.

Лонжероны обычно прессуются из стали средней твердости и следующих приблизительно механических качеств:

сопротивление на разрыв — 55—60 кг/мм<sup>2</sup>,

удлинение — 15—20%.

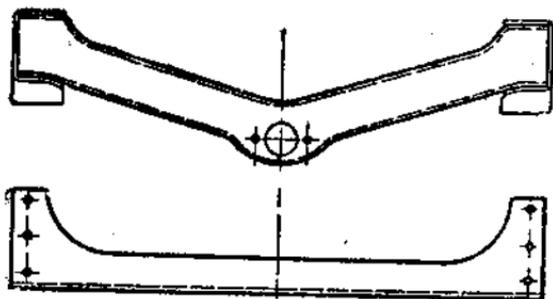
Лонжероны изготавливаются также из никелевой стали, и для них можно считать:

сопротивление на разрыв — 65 кг/мм<sup>2</sup>,

предел упругости — 40 кг/мм<sup>2</sup>,

удлинение — 20—22%.

Применяются также другие виды легированной стали. В зависимости от качества материала допустимое напряжение, учитывая необходимый коэффициент безопасности, берется максимум 1000—1200 кг/см<sup>2</sup>.



Фиг. 277. Траверса автомобильной рамы.

Рама должна быть настолько жесткой, чтобы перекосы ее были минимальны и чтобы от ее прогибов не страдал кузов.

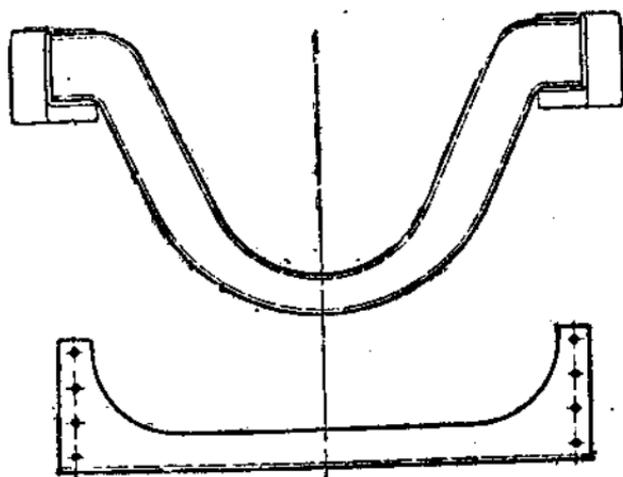
Рамы изготавливаются склепкой или соединением на болтах двух лонжеронов с траверсами. Примеры траверс показаны на фиг. 277 и 278.

В последнее время стали применять рамы, сваренные газовой или электрической дуговой сваркой. Прочность сварного соединения, при достаточной квалификации сварщика, весьма близко приближается к прочности материала рамы.

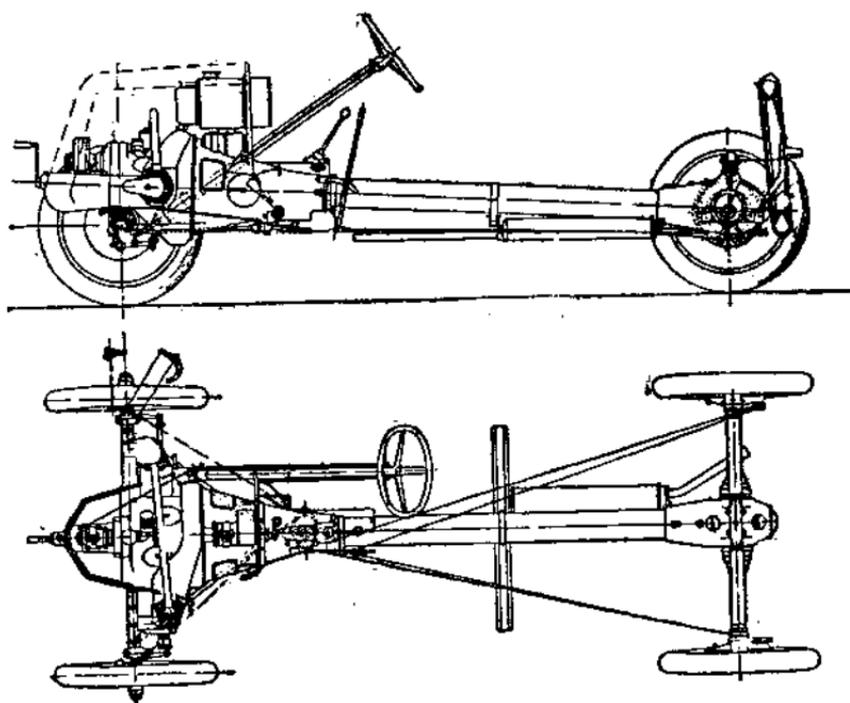
Из числа особых типов рам отметим трубчатую раму автомобиля «Татра» (фиг. 279) с независимой подвеской. Фактически у автомобиля «Татра» рамы вовсе нет. У него карданная труба просто крепится к картеру коробки передач. Трубчатая рама применяется также на автомобилях «Австро-Даймлер». У автомобиля «Австро-Даймлер» двигатель устанавливается в развилке трубы (фиг. 280).

Трубчатые рамы не склонны к перекосам и кузова поэтому не страдают от напряжений, вызываемых толчками на неровной дороге, чем устраняется неприятный треск и писк кузова. У автомобиля «Ганза-Ллойд» (фиг. 281) длинная передняя вилка рамы кончается сзади трубкой, в которой непосредственно примыкает привод независимых качающихся колес.

Трубчатые рамы, несмотря на большую прочность, весят меньше

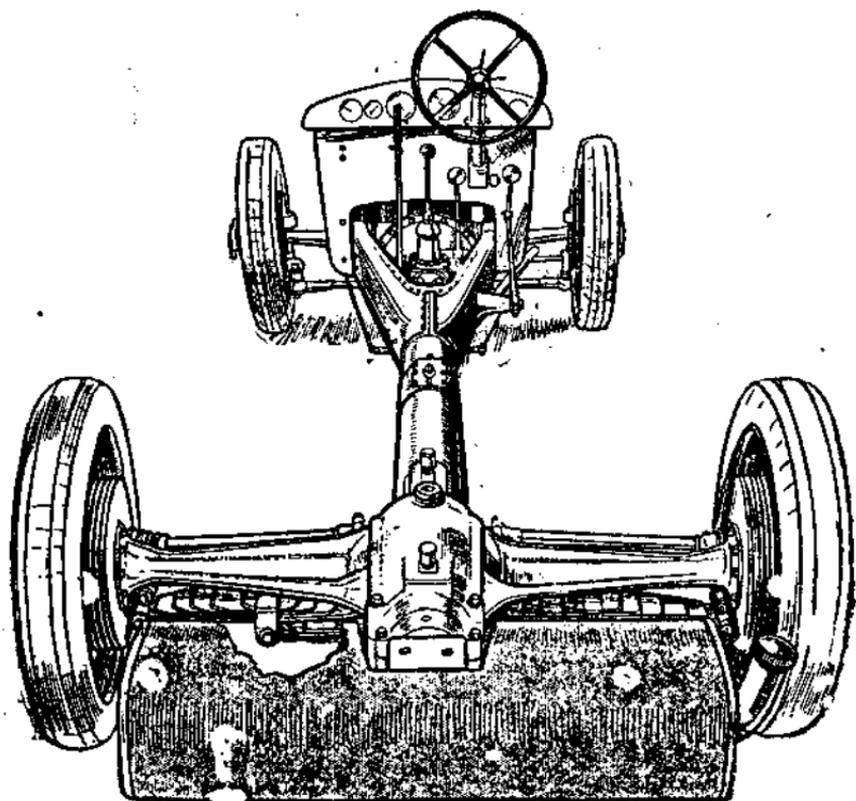


Фиг. 278. Траверса сильно изогнутой формы.



Фиг. 279. Трубчатая рама автомобиля Татра.

обычных рам, составленных из продольных лонжеронов с поперечниками. На практике трубчатые рамы работают вполне удовлетворительно.



Фиг. 280. Трубчатая рама Австро-Даймлер.

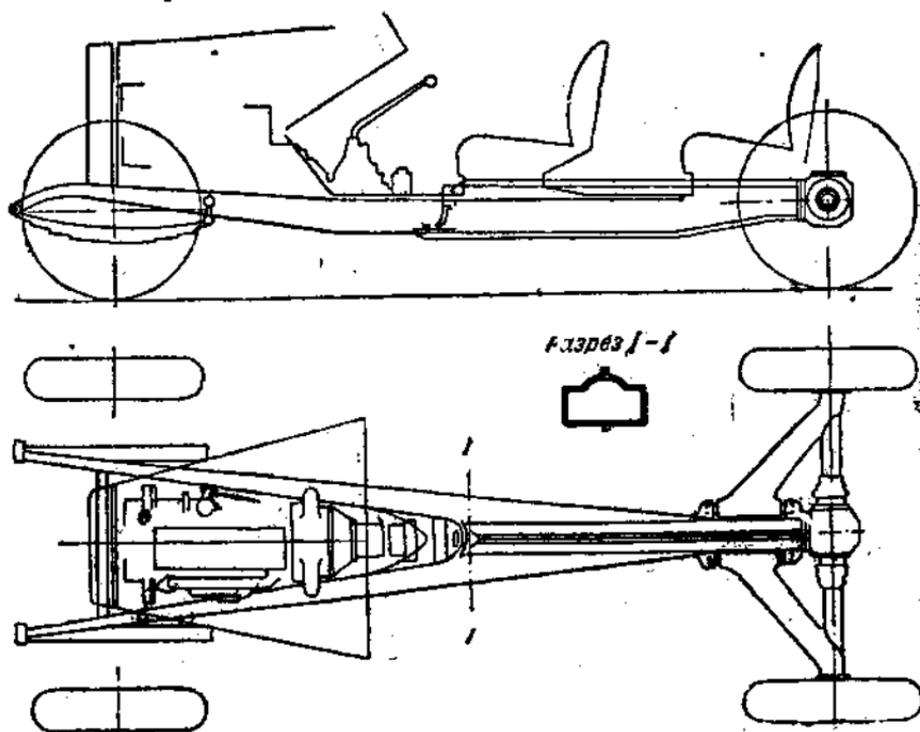
## Рессоры

Рессоры служат для защиты механизмов автомобиля от сотрясения, для обеспечения комфорта пассажирам и сохранности перевозимых грузов. Рессора автомобиля является своего рода трансформатором, который короткие жесткие толчки колес о дорогу переводит в длинные, продолжительные колебания. Часть толчков поглощается пневматиками, остальные воспринимаются рессорами.

Усилия, передаваемые от шасси на рессоры, как то: действие центробежной силы на поворотах, вибрация двигателя, толкающие усилия колес, обуславливают очень сложные условия напряжения в рессорах, теоретическое определение которых является сложной математической проблемой.

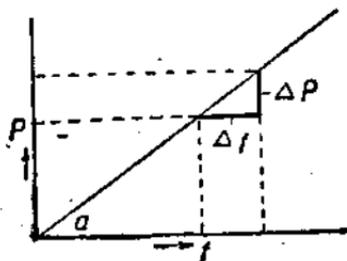
Мы не будем приводить здесь теоретического расчета напряжения рессор, поскольку на практике величина допустимых нагрузок для современных типов рессор и подвесок рессор все равно берется эмпирически из данных многолетнего опыта автостроения.

Ниже мы только кратко покажем, каким условиям должны удовлетворять рессоры, чтобы поездка не оказывала неприятного воздействия на пассажиров.



618

Фиг. 281. Трубчатая рама автомобиля Гамма-Ллейд.



Фиг. 282. Характеристика рессоры.

Нанесем в системе координат (фиг. 282) по абсциссе прогиб рессоры, по ординате нанесем нагрузку  $P$  в кг.

Характеристической кривой для рессоры будет прямая, проходящая через нулевую точку. Угол этой прямой с горизонталью обозначим через  $\alpha$ .

Тогда  $\operatorname{tg} \alpha = f$ ; эту величину будем называть константой рессоры  $c$ .

Для прямоугольной рессоры, заостренной по кубической параболе, имеем:

$$P = \frac{b \cdot h^3}{6} \cdot \frac{k_b}{l};$$

$$f = \frac{L^2}{h} \cdot \frac{k_b}{E}.$$

в этой формуле  $b$ ,  $h$  и  $L$  — ширина, высота и длина рессоры.

Из вышеприведенных уравнений следует:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{b \cdot h^3 E}{6L^2}.$$

При переезде автомобиля через неровность величина  $P$  увеличивается на  $\Delta P$ ;  $f$  на  $\Delta f$ ;

Из фиг. 282 следует:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta f}{f}.$$

Так как сила равна массе, умноженной на ускорение, то

$$\Delta P = \frac{P}{g} \cdot p,$$

где  $p$  — ускорение при качании рессоры:

$$p = \frac{\Delta P}{P} \cdot g;$$

а также

$$p = \frac{\Delta f}{f} \cdot g$$

Будем считать для сравнения  $\Delta f$  неизменным, тогда  $p = \frac{\text{const}}{f}$

т. е. если бы все неудобства езды вызывались одним ускорением масс, то подвеска (рессорная) автомобиля была бы тем приятнее для пассажира, чем больше была бы величина  $f$ .

Из уравнения периода колебания также следует, что качество рессор зависит от величины  $f$ .

Период колебания  $t = 2\pi \frac{\sqrt{f}}{g}$ . Чем больше длительность одного колебания, тем медленнее колеблется автомобиль, тем приятнее поездка.

Таким образом для расчета автомобильной рессоры имеет основное значение формула

$$f = \frac{L^2 k_b}{hE}.$$

Величина  $f$  на 100 кг веса равняется для большинства автомобилей 18; при плохих рессорах  $f$  падает до 5. Для особенно хороших рессор можно считать равным 18 для передних рессор, а для задних рессор до 45.

Обозначим через:

$M_b$  — изгибающий момент;

$l$  — длину свободной несущей части рессоры, т. е. половину длины рессоры без половины длины крепящей части;

$W$  — момент сопротивления;

$n$  — количество рессорных листов; тогда будем иметь:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot l = W \cdot k_b,$$

$$W = n \cdot \frac{b \cdot h^2}{6}.$$

При разной толщине рессорных листов последняя формула приобретает вид:

$$W = \frac{b \sum h^2}{6},$$

причем  $\sum h^2$  равняется сумме квадратов толщины отдельных рессорных листов. Из этой формулы определяется напряжение рессор. Для передних рессор можно считать

$$K_b \infty 4500 - 5000 \text{ кг/см}^2,$$

а для задних

$$K_b \infty 4000 - 5000 \text{ кг/см}^2.$$

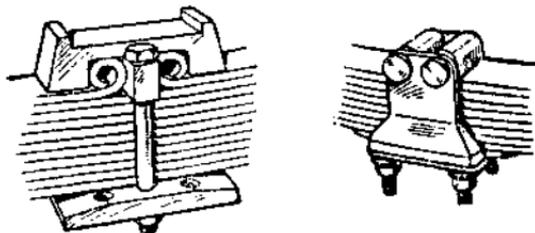
Если рессора воспринимает также реактивный скручивающий момент, то для задних рессор нужно брать меньшую из этих величин. Высший предел берется в случае наличия особых штанг, принимающих реактивный момент.

### Конструкция рессор

На конце главного коренного листа рессоры обычно отгибаются ушки. Через середину рессоры пропускается стяжной (центральный) болт, предупреждающий поперечное смещение листов. Головка болта фиксирует положение рессоры на оси. Центральный болт имеет либо круглое сечение, либо продолговатое с сильно закругленными краями (фиг. 283).



Фиг. 283. Сечение рессорного болта.



Фиг. 284. Рессоры без центрального болта.

Прямоугольное сечение отверстия в рессоре недопустимо из-за опасности разрыва листов рессор. Необходимости в рессорном болте можно избежать применением конструкций, показанных на фиг. 284. Обычная полуэллиптическая рессора показана на фиг. 285.

Из двух полуэллиптических рессор составляется двойная эллиптическая рессора (фиг. 286). Двойная рессора с отнятой половиной верхней рессоры дает трехчетвертную рессору (фиг. 287).



Фиг. 285. Полуэллиптическая рессора.

В некоторых случаях для увеличения прочности и для улучшения работы рессор помещают над коренным листом вспомогательную рессору или два-три дополнительных листа различной длины.

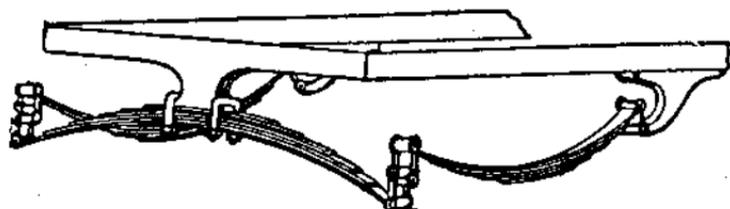


Фиг. 286. Двойная эллиптическая рессора.



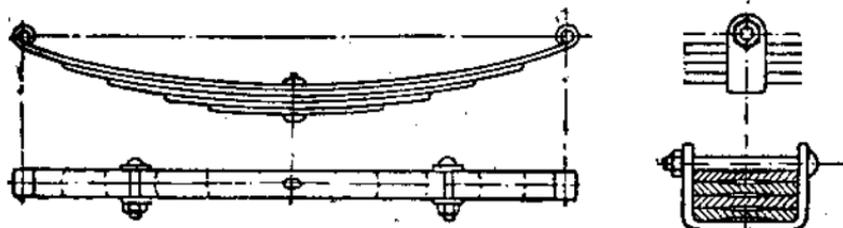
Фиг. 287. Трехчетвертная рессора.

На рессорных листах некоторых грузовиков по середине вынимается продольный паз, который предупреждает боковое смещение отдельных листов рессоры. Из всех типов рессор чаще всего применяются полу-



Фиг. 288. Подвеска на трех рессорах.

эллиптические. Двойные эллиптические рессоры применяются редко. Еще реже применяется подвеска заднего моста на трех рессорах (фиг. 288).



Фиг. 289. Нормальная рессора.

Материал рессор подвержен определенным явлениям усталости; характер молекул материала от эксплуатации меняется и он становится склонным к поломке даже при сравнительно невысокой нагрузке. Для

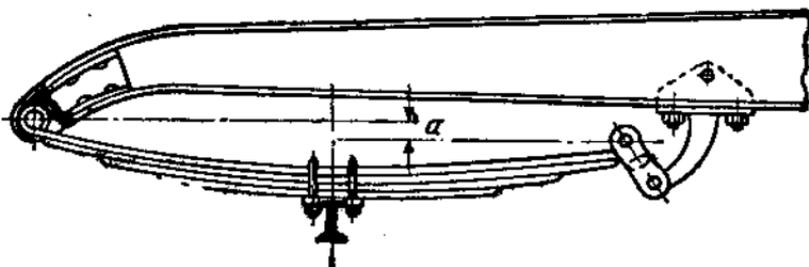
предупреждения чрезмерного напряжения рессор применяются резиновые буфера, или амортизаторы. Амортизаторы особенно необходимы для очень длинных полуэллиптических рессор, длина которых за последние годы выросла у современных легковых автомобилей с 800 до 1600 м.м.

Рессоры с тонкими и широкими листами работают лучше, чем рессоры с узкими и толстыми листами.

Пример нормальной конструкции рессоры показан на фиг. 289. Ушки рессор обычно снабжаются бронзовыми или латунными втулками; в последнее время латунные втулки иногда заменяются буксами с резиновыми вкладышами (сайлент-блок) (см. гл. «О несмазываемых подшипниках»).

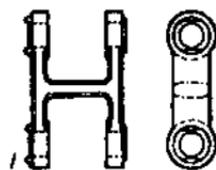
### Подвеска рессор

Рессоры подвешиваются к раме по-разному. Подвеска рессоры к раме с помощью рессорного пальца (на шарнире), приведенная на фиг. 290, применяется почти исключительно для передних концов передних рессор

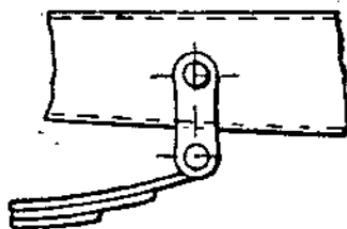


Фиг. 290. Нормальная подвеска передней рессоры.

и иногда для передних концов задних рессор, если последние воспринимают помимо толкающего усилия также и реактивный скручивающий момент.



Фиг. 291. Серьга.

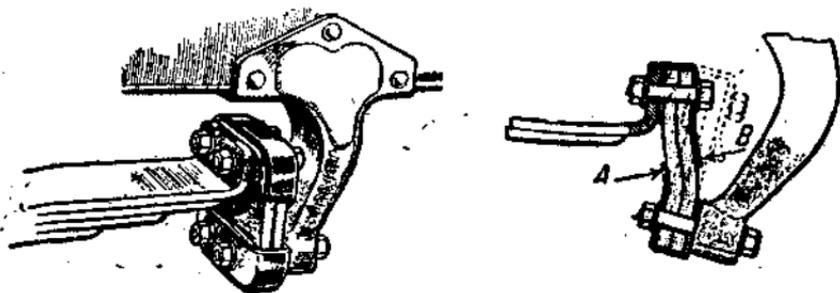


Фиг. 292. Подвеска на вертикальной серьге.

Подвеска рессор производится обычно с помощью подвесной серьги. Деталь серьги показана на фиг. 291. Для разгрузки рессорного пальца обе половины серьги соединены перекладиной. При применении висячих серег рекомендуется кронштейн рессоры опустить вниз, чтобы серьга, особенно на плохой дороге, не могла вывернуться, что в противном случае происходит довольно часто.

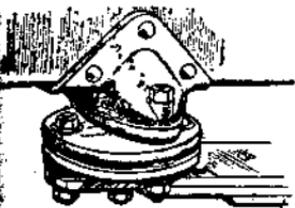
Вертикальные серьги (фиг. 292) ни при каких условиях не выворачиваются, но применение их уменьшает подвижность рессоры сравнительно с подвеской на подвесной серьге.

На фиг. 293 изображен новый тип гибкой серьги для рессор. При такой подвеске нет надобности в загибе ушков на коренном листе рессоры. Подвеска отличается большой гибкостью, бесшумностью и не нуждается в смазке. Серьга состоит из двух гибких полос специального



Фиг. 293. Гибкая серьга.

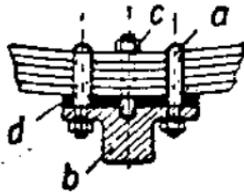
материала, закрепленных болтами между двумя штампованными коробками. Те же болты крепят серьгу к кронштейну рессоры и к коренному листу. Выступы *A* и *B* на коробках серьги предупреждают возникновение недопустимых напряжений в полосах. При чрезмерном прогибе рессоры эти выступы прижимаются к наружным сторонам полос. Для предупреждения трения друг по другу между ними проложена гофрированная полоска жести.



Фиг. 294. Эластичная горизонтальная подвеска.



Фиг. 295. Серьга на шарикоподшипниках.



Фиг. 296. Соединение рессоры с осью.

На фиг. 294 показана подвеска рессоры такого же типа, состоящая из горизонтальных круглых гибких шайб.

На фиг. 295 дан пример рессорной серьги, пальцы которой лежат в шарикоподшипниках.

Соединение оси с рессорой обычно производится стремянками (фиг. 296). Смещение рессоры предупреждается головкой рессорного болта. Чтобы опорную площадку не профилировать для пригонки к нагибу рессоры, между последней и осью кладут обыкновенно кусок де-

рева, фибры или кожи. Ранее применялись стремянки прямоугольного сечения (фиг. 297), но они слишком дороги в производстве и, кроме того, нежелательны из-за острых углов.

На фиг. 298 показана улучшенная конструкция стремянки. Эти стремянки готовятся из гнутого круглого материала. При такой стремянке необходима подкладка (фиг. 299).

Чтобы передняя рессора хорошо воспринимала толчки, уровень переднего ушка ее должен лежать выше уровня оси заднего ушка на некоторую величину  $a$  (фиг. 290).

Примеры конструкции крошечной (рога) для заднего конца задней рессоры показаны на фиг. 300.

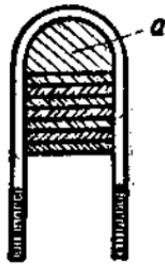
Задние рессоры лучше всего размещать по бокам рамы, что дает более низкий центр тяжести; автомобиль движется плавнее и уменьшаются боковые вибрации.

В некоторых случаях для снижения центра тяжести автомобиля рессоры подвешиваются ниже оси.

На фиг. 301 показан пример размещения рессоры внутри рамы. Рамы при этом получаются очень широкие, кузов — стабильным и прочным.



Фиг. 297. Старый тип стремянки.



Фиг. 298. Современная стремянка.



Фиг. 299. Алюминиевая подкладка для стремянки.

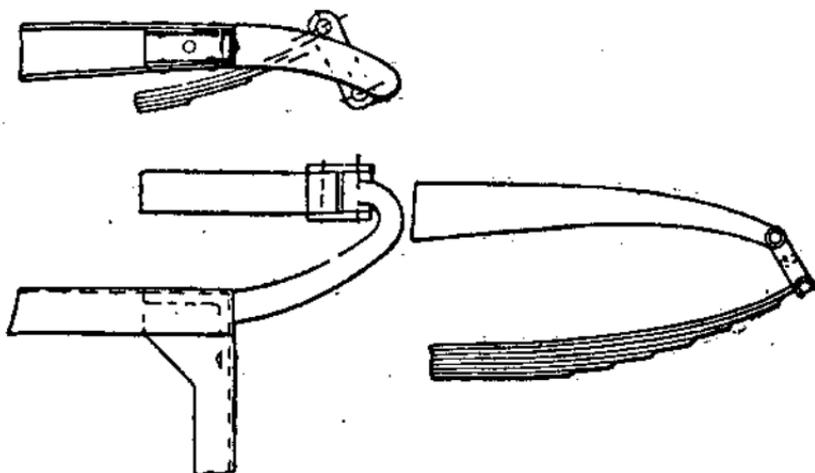
На фиг. 302 показана подвеска моста к раме на трехчетвертной рессоре. В этом случае передний конец задней рессоры может крепиться к раме: 1) либо серьгой, если имеется толкающая труба, воспринимающая также реактивный тормозной момент; 2) либо только рессорным пальцем, если рессора воспринимает толкающие усилия, а также если она воспринимает и толкающие усилия и реактивный момент.

Для лучшего поглощения толчков в месте соединения рессоры с рамой с помощью серьги концы ее коренных листов помещают в резиновых подушках. Такая подвеска не только не ухудшает, но улучшает гибкость соединения рессор с рамой. На фиг. 303—304 показан пример подвески рессоры американского автомобиля «Мак». Такая конструкция устраняет необходимость в амортизаторах и смазке. На фиг. 305 показана подвеска (выносная) колеса на четвертной рессоре. Такая рессора может воспринимать крутящий момент, если только она жестко прикреплена к заднему мосту.

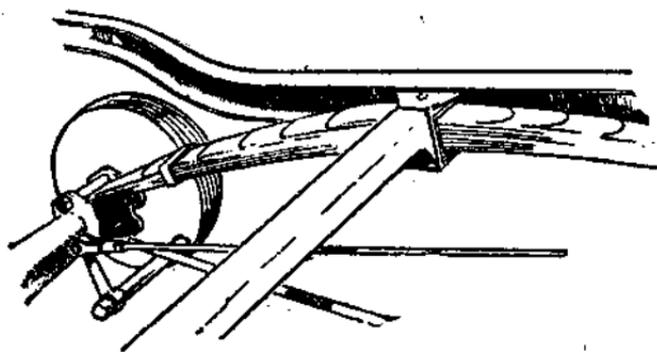
На фиг. 306 показана подвеска на двух четвертных рессорах, такая рессора может воспринимать и толкающие усилия, и крутящий момент.

Далее на фиг. 307 показана подвеска на двойных четвертных рессорах.

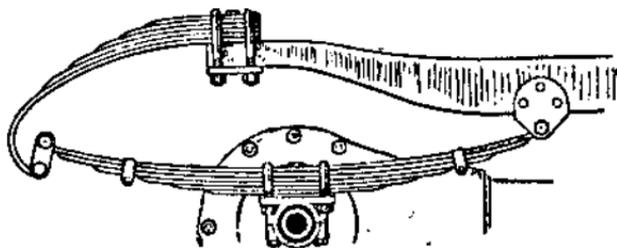
На фиг. 308 показан пример снабжения автомобиля одной поперечной рессорой (спереди и сзади). Эта конструкция дешева, но выбра-



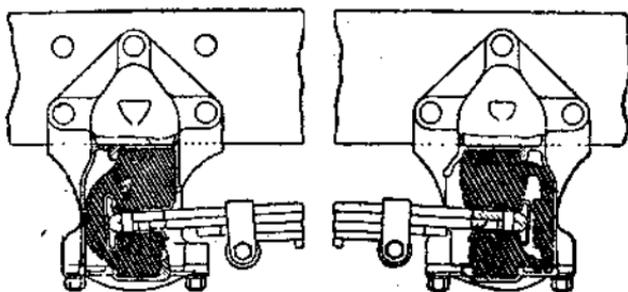
Фиг. 300. Подвеска заднего конца задней рессоры.



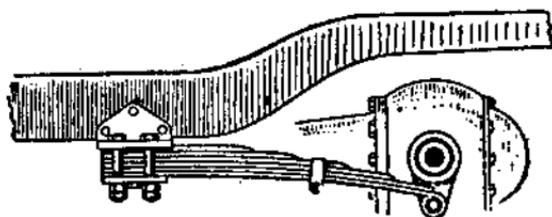
Фиг. 301. Размещение рессоры внутри рамы.



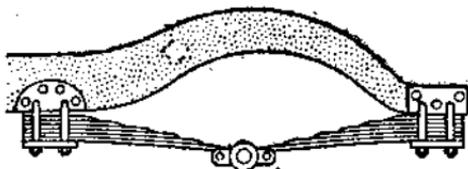
Фиг. 302. Подвеска на трехчетвертной рессоре.



Фиг. 303—304. Установка рессор в резиновых подушках.



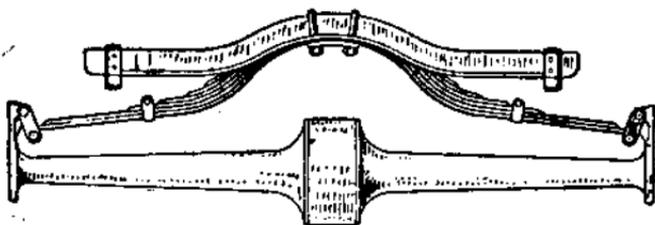
Фиг. 305. Подвеска на четвертной рессоре.



Фиг. 306. Подвеска на двух четвертных рессорах.



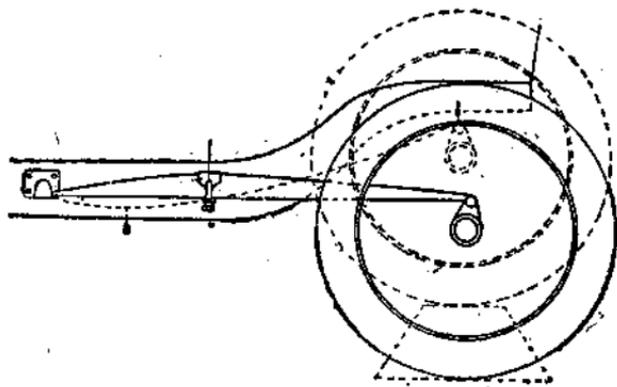
Фиг. 307. Подвеска на двойных четвертных рессорах.



Фиг. 308. Подвеска на поперечной рессоре.

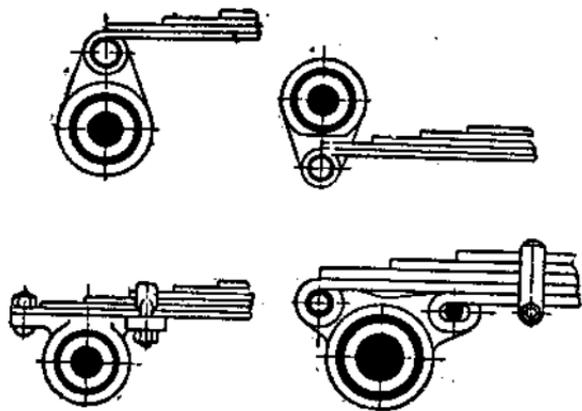
для кузова, в особенности на плохой дороге, весьма значительны. Такая подвеска применима для небольших, легких, низких автомобилей.

На фиг. 309 показана подвеска на рессоре, скрепляемой с рамой одним концом и серединой. Другой конец рессоры соединяется с осью. Эти рессоры называются кантилеверными.



Фиг. 309. Кантилеверная рессора.

Если рессора крепится к оси жестко, то она может воспринимать толкающее усилие и реактивный и тормозной моменты. Если же имеется толкающая труба, то рессоры подвешиваются к оси на сержках. Способы соединения кантилеверной рессоры с осью показаны на фиг. 310.

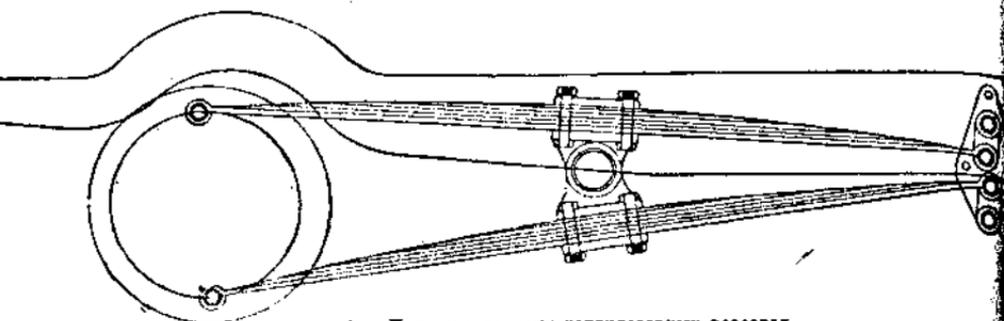


Фиг. 310. Способы крепления кантилеверных рессор к оси.

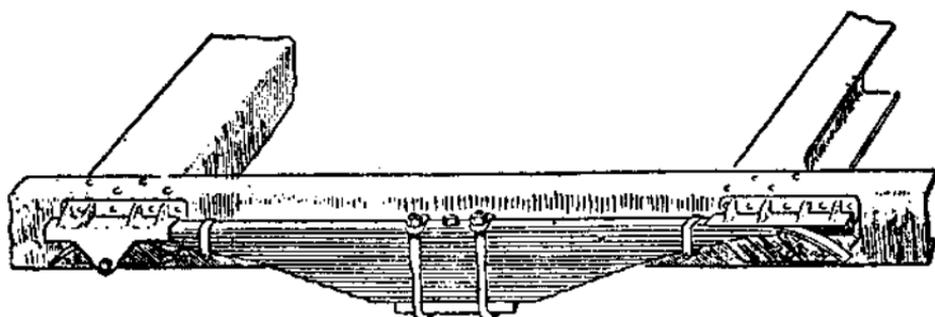
Далее на фиг. 311 показана подвеска на двух кантилеверных рессорах. Рессоры передают реактивный скручивающий момент и толкающее усилие; также рессоры очень жестко фиксируют положение заднего моста.

Очень трудной задачей является обеспечение равномерной работы рессор при полной и при частичной нагрузке. Для возможного прибли-

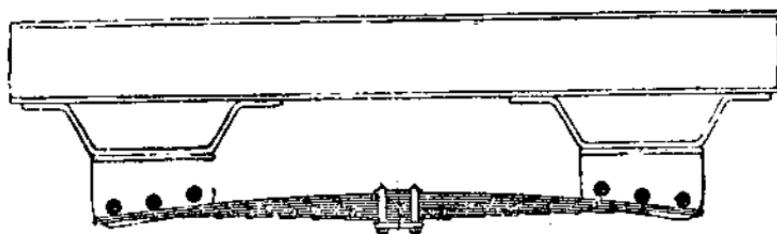
жения к идеалу прибегают к рессорам, как говорят, «равной мягкости». Делают, например, рессоры, полезная длина которых приспособляется



Фиг. 311. Подвеска на двух кантиженерных рессорах.



Фиг. 312. Скользящая рессора (в грузеном состоянии).



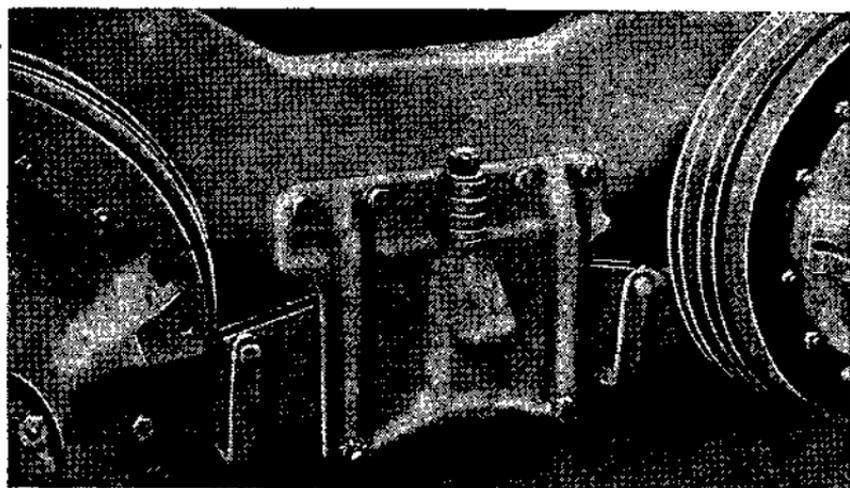
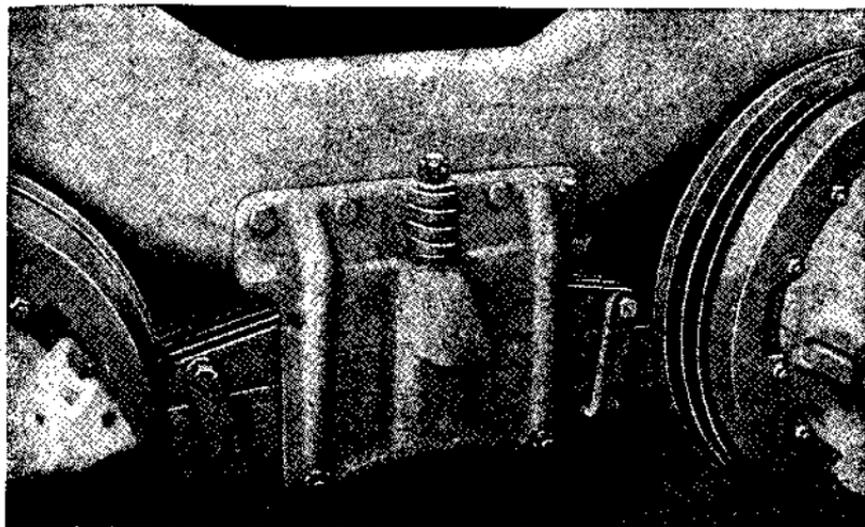
Фиг. 313. Скользящая рессора с опорой концов коренного листа на рольки.



Фиг. 314. Скользящая рессора Бюссинг.

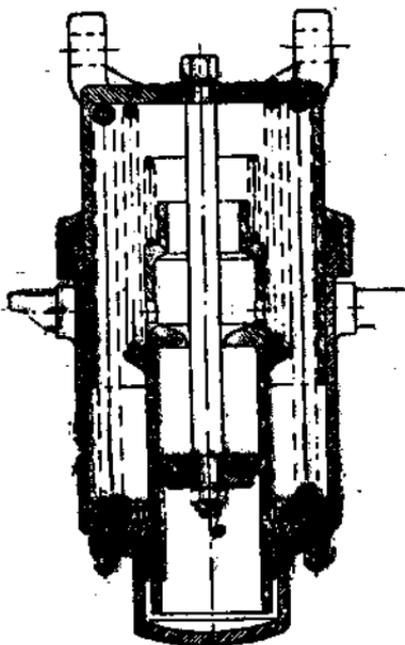
к данной нагрузке. Одна из таких рессор показана на фиг. 312. В этом случае на концах коренного листа ушки не загнуты, — получается скользящая рессора. Такая рессора может, конечно, только пружинить, но не

воспринимать какие-либо дополнительные нагрузки. Разница в длине рессоры при полной нагрузке и порожнем автомобиле доходит до 320 мм.

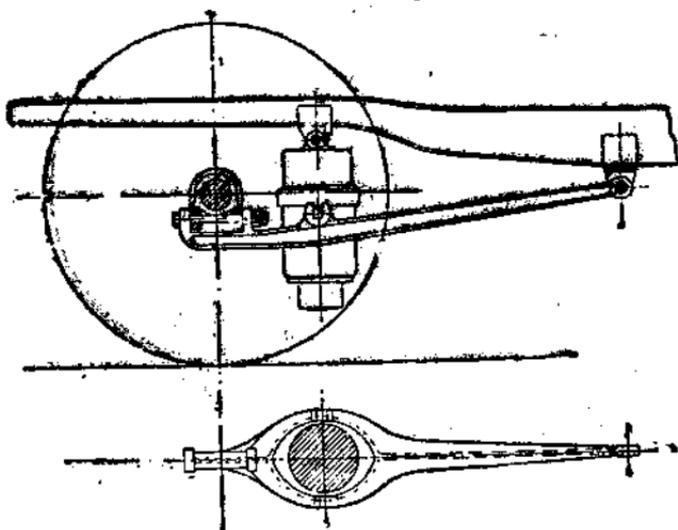


Фиг. 315. Рессора Бюссинга на трехоске. Наверху порожний автомобиль. Рессора может свободно играть. Внизу автомобиль под нагрузкой. Рессора приобретает жесткость и устойчивость.

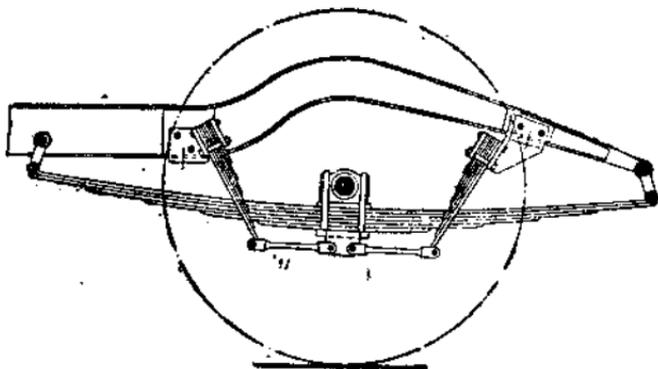
Поверхности скольжения рессорных листов здесь должны хорошо смазываться и защищаться от проникновения пыли и грязи. Боковые давления воспринимаются краями скользящих поверхностей.



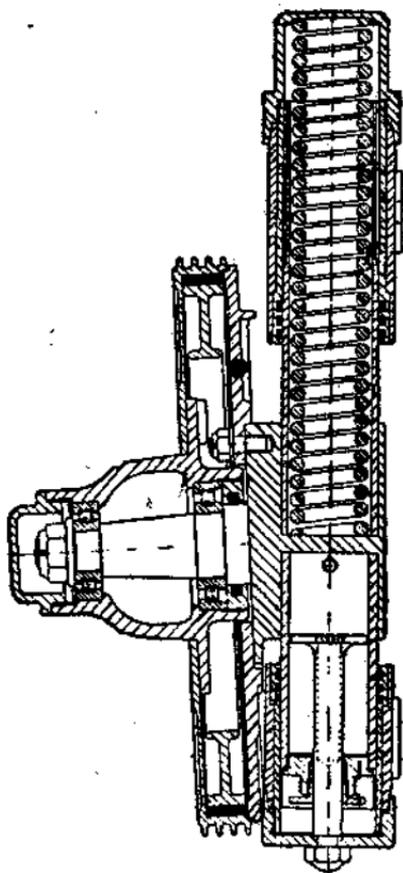
Фиг. 316. Спиральная пружина-Медина с гидравлическими амортизаторами



Фиг. 317. Система подвески Майбаха.



Фиг. 318. Подвеска системы Штарк.



Фиг. 319. Индивидуальная подвеска колес на спиральной пружине.

По этому же принципу построена скользящая рессора на фиг. 313. Концы этой рессоры скользят без трения по роликовым направляющим. Изменение длины рессоры происходит ступенчатообразно от ролика к ролику.

В скользящей рессоре «Бюссинг» (фиг. 314) изменение длины имеет место и по краям и в середине подвески, что увеличивает гибкость приспособления длины рессоры к различным нагрузкам автомобиля. Фиг. 315 иллюстрирует работу рессоры «Бюссинг» для трехоски.

Одной из самых совершенных современных систем подвески является система Майнике (фиг. 316). У Майнике листовые рессоры заменены рядом спиральных пружин.

Три спиральные пружины различной длины и жесткости размещены одна в другой, и действие их включается также постепенно, как постепенно меняется длина обкатывающихся рессор в вышеприведенных примерах.

Пружины помещены в коробке, являющейся одновременно герметическим масляным гидравлическим буфером. Реактивные ведущие и тормозные силы и моменты воспринимаются направляющими штангам, показанными на фиг. 317.

В одной из других своеобразных конструкций рессор («Штарк») (фиг. 318) обычная несущая рессора, подвешенная на двух серьгах, связана с двумя короткими четвертными рессорами, верхними концами прикрепленными к раме. Нижние свободные концы коротких рессор соединены с осью гибкой легкой или шарнирными тягами. Рессора очень хорошо приспособляется к изменяющимся нагрузкам автомобиля. Прогрессивная работа четвертных эллиптических рессор дает очень малые начальные пружинящие усилия и предупреждает опускание кузова на ось.

Пример подвески колес на спиральных пружинах показан на фиг. 319. Такая подвеска применяется, главным образом, для автомобиля с приводом на передние колеса и для разрезных осей (см. соответствующие главы).

## Амортизаторы

Для смягчения толчков рессоры могут снабжаться амортизаторами. Различают амортизаторы: 1) пружинные, 2) гидравлические, 3) фрикционные, 4) резиновые буфера, 5) ленточные.

Амортизаторы могут действовать только в одном направлении или в обоих направлениях, т. е. воспринимать толчки и при подъеме и при опускании шасси автомобиля. Последние, конечно, являются более совершенными.

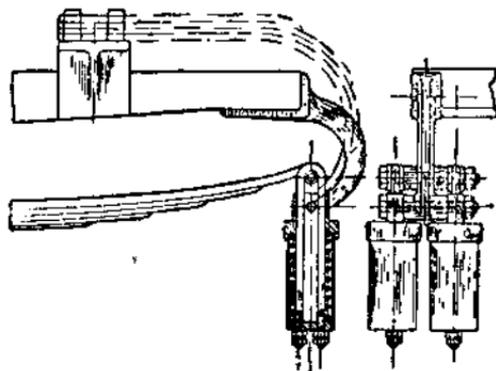
1. Пружинные амортизаторы в настоящее время применяются редко. Пример пружинного амортизатора показан на фиг. 320.

Рессорные пальцы соединены с рамой через пару специальных пружин, поглощающих сильные толчки.

В случае соединения рессоры непосредственно с рамой эти толчки целиком передавались бы на раму. Амортизаторы служат для поглощения колебательного движения автомобиля.

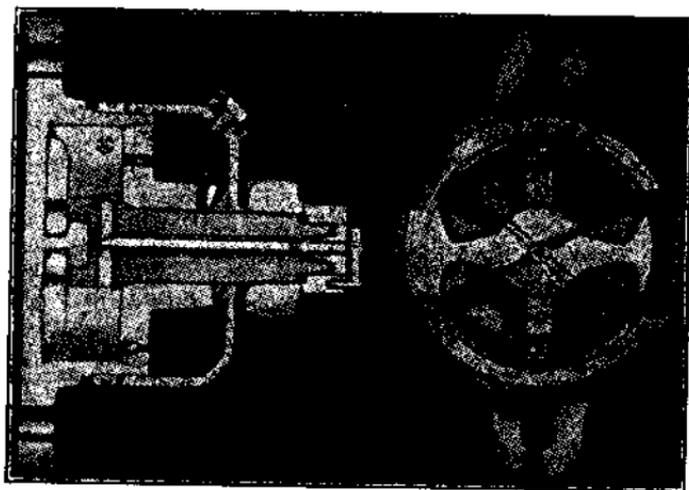
2. На фиг. 321 показан гидравлический амортизатор «Гудайль». Рабочей жидкостью служит глицерин. Амортизатор действует в одном направлении. Круглый картер разделен перегородками на две половинки. В каждой из этих половинок поворачивается крыльчатка. В перегородках расположены два шариковых обратных клапана, открывающиеся при прогибе рессоры и при этом выжимающие жидкость назад в особый резервуар. При возврате рессоры клапаны закрываются и жидкость тогда может проходить только через тонкие каналы холостого хода.

Гидравлический амортизатор «Валекс-Габриэль-Тригль» (Фиг. 322) работает в обоих направлениях, т. е. при прогибе и при возврате рессоры. Амортизатор состоит из основного и вспомогательного резервуаров. Основной резервуар разделен сегментом на две части.



Фиг. 320. Пружинный буфер.

Масло прогоняется с помощью трехстворчатой крыльчатки через отверстия сегмента из одного пространства в другое. Трехстворчатость крыльчатки обеспечивает особую мягкость торможения. В сегменте имеется прорезь с регулировочным винтом. С помощью ключа этим вин-

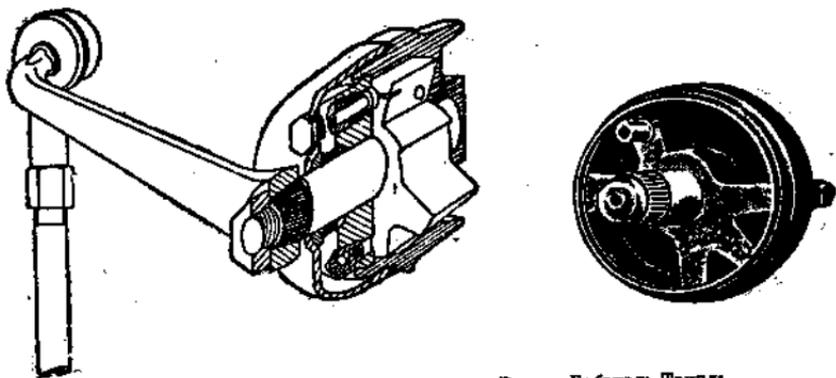


Фиг. 321. Гидравлический амортизатор Гудайль.

гом открывают или закрывают прорезь и тем увеличивают или уменьшают действие амортизатора.

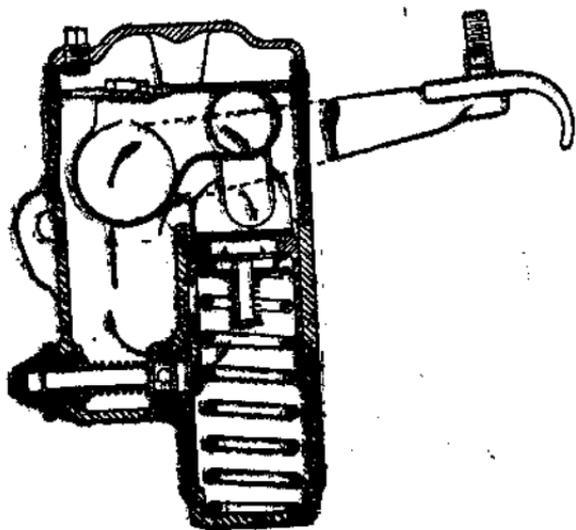
При обратном толчке рессоры масло прожимается крыльчаткой через это отверстие. С другой стороны сегмента имеется второе регули-

руемое постоянное отверстие для продавливания масла. Благодаря этому толчки вверх и вниз поглощаются с различной силой и сохраняется эластичность работы рессоры автомобиля.



Фиг. 322. Гидравлический амортизатор Валеко-Габриэль-Триппль.

Для обеспечения постоянного наполнения главного резервуара маслом в самом высоком месте его, в крышке, имеется воздушный вентиль. При перемещении крыльчатки воздух из главного резервуара через этот вен-



Фиг. 323. Гидравлический амортизатор Делько-Ремп.

тиль прогоняется в запасной резервуар. В нижней части крышки имеется всасывающий вентиль.

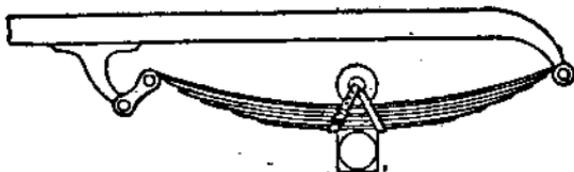
Основной резервуар наполняется маслом из запасного резервуара под действием вакуума в главном резервуаре, возникающего благодаря выводу воздуха.

Соединительные части между амортизатором и осями или рамой очень скоро изнашиваются и тогда начинают стучать. Для предупреждения этого явления данный амортизатор снабжен шарниром, образованным двумя бронзовыми втулками с запрессованным в них графитом, окруженным двумя резиновыми вкладышами.



Фиг. 324. Амортизатор Бош.

Гидравлический амортизатор «Делько-Рем» (фиг. 329) действует только в одном направлении. Толчки автомобиля передаются на поршень. Обратные толчки рессор воспринимаются гидравлически. Обратный клапан, изменяющий постепенное падение давления жидкости, медленно возвращает рессору в ее нормальное положение. Другой тип амортизатора этой группы снабжен двумя поршнями и действует в обоих направлениях.



Фиг. 325. Резиновый буфер.

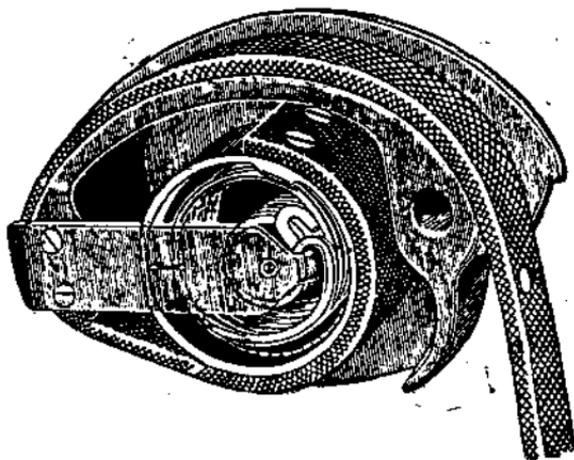
3. На фиг. 324 показан амортизатор «Бош», принадлежащий по вышеприведенной номенклатуре к третьей группе.

Два плеча расположены под углом друг к другу. На свободных концах двойного плеча 1 и верхнего плеча 2 имеется по шарниру 3.

Фрикционные диски 5 из особого пропитанного твердого дерева лежат головке амортизатора 4 между стальными пластинами верхнего и ниж-

него плечей амортизатора. При смещении плечей амортизатора имеет место трение металла по дереву. Фрикционные шайбы и пластины прижимаются друг к другу с помощью натяжных болтов 6 и натяжной шайбой 7 и двойной пружинной крестовиной 8. Сила сжатия регулируется гайкой 9, снабженной индексом 10.

Шарниры 3 для уменьшения износа снабжены «сайлент-блоками», т. е. между двумя металлическими втулками запрессовано эластичное тело из мягкой резины; плечам амортизатора не приходится благодаря этому работать на скручивание — напряжения воспринимаются резиновым телом.



фиг. 326. Ленточный амортизатор Линкольна.

4. Резиновые буфера прикрепляются непосредственно к осям. Ввиду простоты конструкции никаких дополнительных пояснений не требуется (фиг. 325).

5. Ленточные амортизаторы работают только на растяжение, т. е. действуют только в одном направлении.

Во всех вышеописанных системах поглощение толчков производилось пружинами, гидравлическими сопротивлениями или фрикционными дисками. В ленточном амортизаторе «Линкольн» (фиг. 326) толчки тормозятся с помощью особого патентованного овального барабана, к которому прижимается тормозная лента амортизатора.

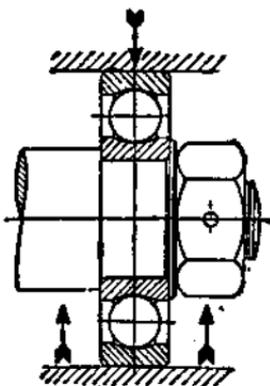
Благодаря имеющейся пружине лента все время держится в натянутом состоянии.

## ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

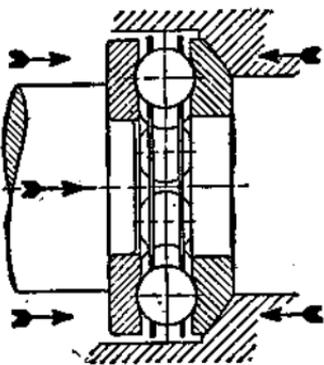
### Шарикоподшипники

Шарикоподшипники являются очень важными и ответственными деталями автомобиля. Применение шарикоподшипников сводит до минимума потери на трение, увеличивает к. п. д. трансмиссии автомобиля и дает возможность более полного использования мощности двигателя.

Коэффициент трения современных шарикоподшипников равняется приблизительно 0,001—0,0018. Меньшее значение коэффициента трения относится к работе подшипника под полной нагрузкой. Большее значение соответствует работе под нагрузкой примерно в 25% от предельной.



Фиг. 324. Опорный (радиальный) шарикоподшипник.



Фиг. 325. Осевой (упорный) шарикоподшипник.

Коэффициент трения подшипников скольжения даже у хорошо приработанных подшипников с кольцевой смазкой лежит значительно выше, являясь в среднем около 0,01.

Трение в шарикоподшипнике не зависит, как в подшипнике скольжения, от степени вязкости смазочного материала, а также от температуры и числа оборотов. У шарикоподшипников коэффициент трения покоя приблизительно равен коэффициенту трения движения. У подшипников скольжения коэффициент трения покоя равен для хороших подшипников с кольцевой смазкой—0,14, а для других подшипников доходит даже до 0,24. Автомобильные трансмиссии, работающие на шарикоподшипниках, а вместе с ними и сами автомобили очень легко трогаются с места.

Дальнейшим достоинством шарикоподшипников является чрезвычайно малый расход смазочного материала. Расход смазочного материала в ша-

рикоподшипниках не превышает  $\frac{1}{16}$  расхода в подшипниках скольжения. Благодаря этому шарикоподшипники очень мало нуждаются в уходе. Шарикоподшипники не нуждаются в приработке; они работают безукоризненно и почти без трения с первого же момента после установки.

Конструктивная ширина шарикоподшипников очень невелика. Шарикоподшипники работают надежно при самых высоких оборотах валов (в известных случаях доходящих до 30 000 об/мин). При условии правильного выбора типа и правильной установки шарикоподшипник работает надежнее подшипника скольжения. При применении шарикоподшипников валы не срабатываются так, как это имеет место при подшипниках скольжения. Ничтожнейшая сработка, получающаяся после долгой эксплуатации, падает полностью на сам шарикоподшипник. Замена шарикоподшипников обычно легка и удобна.

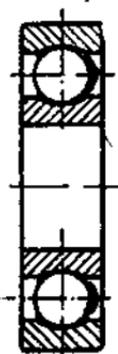
В зависимости от направления действия сил различают шарикоподшипники радиальные (опорные) и осевые (упорные).

На фиг. 327 показан радиальный (опорный) шарикоподшипник, предназначенный для восприятия сил, направленных перпендикулярно к оси или валу.

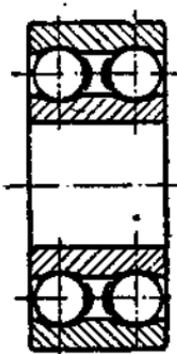
На фиг. 328 показан осевой (упорный) шарикоподшипник, предназначенный для восприятия сил, направленных вдоль оси или вала. Наряду с обычными осевыми шарикоподшипниками, воспринимающими только односторонние действующие осевые усилия, применяются осевые подшипники двойного действия, воспринимающие осевые усилия, действующие на них с обеих сторон. Пример осевого шарикоподшипника двойного действия показан далее на фиг. 339—341.

### Радиальные шарикоподшипники

Радиальные шарикоподшипники состоят из двух колец, между которыми лежат шарики. Шарики отделены друг от друга обоймой (сепаратором), предупреждающим набегание шариков друг на друга. Шарико-



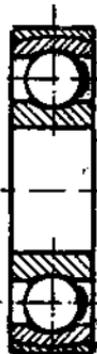
Фиг. 329. Однорядный радиальный подшипник.



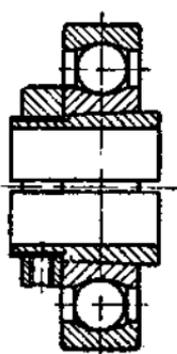
Фиг. 330. Двухрядный радиальный подшипник.



Фиг. 331. Радиальный подшипник с шаровой расточкой наружного кольца.



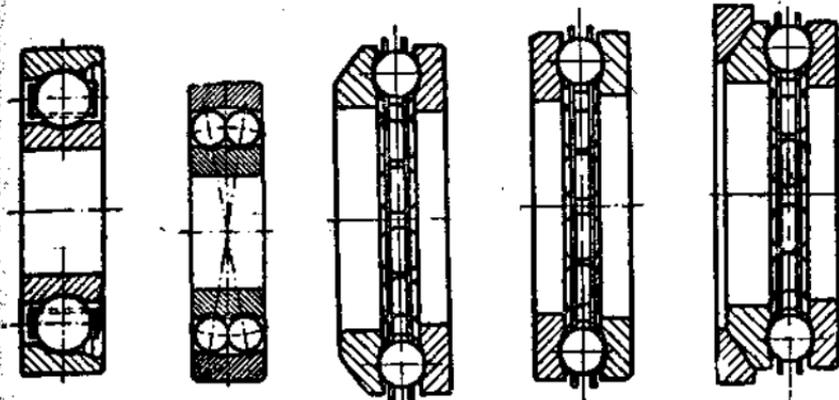
Фиг. 332. Радиальный шарикоподшипник с установочным кольцом.



Фиг. 333. Подшипник с катящимся кольцом.

подшипники разных фирм отличаются друг от друга, главным образом, конструкцией обоймы. Радиальные подшипники изготавливаются с одним или двумя рядами шариков. Как однорядные, так и двухрядные под-

Подшипники обычно изготовляются трех серий: для легкой, средней и большой нагрузок. Все виды подшипников делаются с цилиндрическими (фиг. 329 и 330) или сферическими наружными кольцами (фиг. 331), либо снабжаются установочным кольцом (фиг. 332). Обычно для большинства случаев бывает достаточно шарикоподшипника с простым цилиндрическим кольцом. Подшипники со сферическим кольцом и подшипники с установочным кольцом применяются в тех случаях, когда корпус подшипников должны иметь возможность становиться наклонно на валу, как, например, при установке корпусов шарикоподшипников на деревянных, кирпичных, железных конструкциях и т. п. Применение последних двух типов рекомендуется также для тех случаев, когда приходится считаться с значительными прогибами валов. Двухрядные шарикоподшипники изготовляются тех же типов, что и однорядные.



Фиг. 334.  
Подшипник  
со съёмным  
кольцом.

Фиг. 335.  
Качающаяся  
шарикопод-  
шипник.

Фиг. 336.  
Осевой под-  
шипник  
с шаровой  
заточкой.

Фиг. 337.  
Осевой шарикоподшипник  
с плоским  
кольцом.

Фиг. 338.  
Осевой под-  
шипник  
с установоч-  
ным коль-  
цом.

Существуют еще шарикоподшипники с натяжными втулками, закрепляющими подшипники на валах (фиг. 333). Шарикоподшипники этого типа в автомобилестроении не применяются; такими подшипниками снабжаются трансмиссионные валы большой длины с подвеской во многих точках, для которых иная установка шарикоподшипников, кроме как с помощью зажимных втулок, невозможна.

Описанные радиальные шарикоподшипники являются замкнутыми. У них шарики вводятся между желобчатыми направляющими канавками на кольцах особыми способами, различными у отдельных фирм. Такой шарикоподшипник представляет собой в готовом виде нечто цельное, не поддающееся разборке.

К другой группе относятся открытые шарикоподшипники (в автомобилестроении применяются редко, — например, в качестве подшипника магнето). Пример такого подшипника показан на фиг. 334. Наружное кольцо этого подшипника может быть снято с подшипника в осевом направлении.

Отметим еще один тип шарикоподшипников, редко применяющихся в автомобилестроении, а именно качающиеся двухрядные подшипники (фиг. 335). Внутренняя поверхность наружного кольца — сферическая,

благодаря чему подшипник самоустанавливается. Этот подшипник работает, примерно, в одинаковых условиях с ранее описанными радиальными шарикоподшипниками с наружным сферическим кольцом и шарикоподшипниками с установочным кольцом.

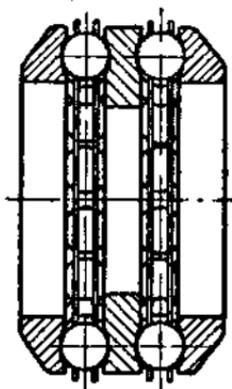
### Осевые (угловые) шарикоподшипники

Осевые шарикоподшипники изготавливаются с плоским кольцом или с шаровой заточкой на кольце. На фиг. 336 показан осевой шарикоподшипник простого действия с шаровым кольцом. На фиг. 337 показан осевой подшипник с плоским кольцом. Благодаря установке шарикоподшипника по шарообразной поверхности кольца обеспечивается равномерное распределение нагрузки на все шарики даже при наклонном положении вала или корпуса подшипника и при недостаточно точном монтаже. Применение этих шарикоподшипников рекомендуется во всех тех случаях, когда требуется большая степень надежности работы подшипника.

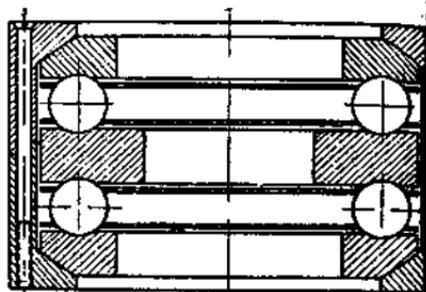
Установка осевых шарикоподшипников с плоским кольцом должна быть сделана очень тщательно. Плоскости прилегания колец подшипни-



Фиг. 336. Осевой шарикоподшипник двойного действия.



Фиг. 340. Осевой шарикоподшипник двойного действия с шаровой заточкой.



Фиг. 341. Осевой подшипник двойного действия в корпусе.

ков к корпусу должны быть строго параллельными. В противном случае нагрузка шариков будет неравномерной и для обеспечения надежной работы нельзя будет давать полную нагрузку, так как придется ставить заведомо слишком большие подшипники.

Осевые подшипники с шаровым кольцом изготавливаются еще с установочными кольцами (фиг. 338). Применение установочных колец упрощает монтаж шарикоподшипников, устраняя необходимость в шарообразной расточке гнезда для подшипника.

Осевые подшипники обычно изготавливаются четырех серий: для легчайших, легких, средних и больших нагрузок. Для восприятия осевых усилий, действующих в обоих направлениях, применяют осевые шарикоподшипники двойного действия. Эти шарикоподшипники делаются обычно

двухрядными; имеются такие осевые шарикоподшипники двойного действия и с одним только рядом шариков.

Подшипники двойного действия изготовляются с плоским (фиг. 339) или шарообразным (фиг. 340) наружным кольцом в трех сериях: для малой, средней и большой нагрузок.

Для подшипников двойного действия (фиг. 339 и 340) особое значение имеет правильность монтажа. Перегнутый при установке подшипник с самого начала окажется перегруженным. Подшипник должен иметь небольшой люфт в осевом направлении. Установка шарикоподшипников двойного действия значительно облегчается применением готовых сборных конструкций вроде показанных на фиг. 341. Такие осевые шарикоподшипники поступают от завода-поставщика в готово-отрегулированном виде.

Конструкции осевых шарикоподшипников разных заводов значительно отличаются друг от друга. На шарикоподшипники предполагается создать интернациональный стандарт.

### Подбор шарикоподшипников

Шарикоподшипники следует подбирать применительно к нагрузке и числам оборотов из числа нормальных типов. Где только возможно, следует избегать применения нестандартных типов подшипников. Величина давления на подшипники должна быть точно определена; расчет следует вести по максимуму действующих усилий с учетом нагрузки от толчков.

На ударную нагрузку рекомендуется давать для автомобилей шарикоподшипников накидку в 80% от статической нагрузки для автомобилей на пневматиках и 100% для автомобилей на грунтошинах.

Нормальные радиальные шарикоподшипники в состоянии воспринимать также некоторое незначительное осевое давление.

Так, например, осевое давление, возникающее при смещении скользящих шестерен по валам автомобильных коробок передач, обычно воспринимается нормальными радиальными шарикоподшипниками. Осевые давления в ступицах колес обычно воспринимаются тоже радиальными шарикоподшипниками, но иногда ставятся специальные осевые подшипники.

Установка дополнительных осевых подшипников значительно увеличивает долговечность радиальных шарикоподшипников.

Указать предел допустимой величины осевой нагрузки радиальных шарикоподшипников нельзя. Она зависит от величины игры в подшипнике: чем больше игра, тем большим может быть допустимое осевое давление. Существуют комбинированные шарикоподшипники, воспринимающие и радиальные и осевые усилия. Попытки применения таких шарикоподшипников в автомобилестроении хороших результатов не дали.

Отметим далее еще радиальные шарикоподшипники с высокими заплечиками, конструкция которых позволяет им воспринимать большие осевые усилия, чем обыкновенным подшипникам.

### Установка шарикоподшипников

Все преимущества шарикоподшипников проявляются только в случае правильной установки их. Шарикоподшипники, установленные на вращающихся валах, должны иметь тугую посадку.

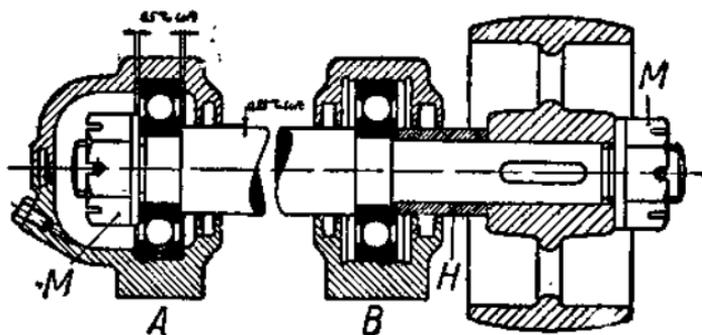
Внутреннее кольцо шарикоподшипников (фиг. 342) должно плотно притягиваться к заплечку вала с помощью гайки *М* или трубки *Н*. При слабой посадке внутреннего кольца шарикоподшипника на вращающемся

валу образуется под действием нагрузки зазор (фиг. 343). Внутреннее кольцо шарикоподшипника, отличающееся высокой степенью твердости, будет обкатываться по валу. В результате вал срабатывается, подшипники греются, особенно на высоких оборотах, и портятся.

Из вышесказанного следует, что посадка внутренних колец на валах должна быть такой, чтобы под нагрузкой не могло возникнуть зазора. При неподвижном вале, а значит, и неподвижном внутреннем кольце, т. е. если вращается корпус подшипника или наружное кольцо, допустима при известных обстоятельствах скользящая посадка внутреннего кольца. В этом случае вредного обкатывания кольца по валу можно не опасаться, но вообще рекомендуется применять возможно тугую посадку.

Посадка наружных колец шарикоподшипников в корпусе должна быть скользящей, так чтобы их можно было легко смещать рукой, но чтобы они при этом не качались.

Зажим наружного кольца, для предупреждения вращения его, недопустим. В большинстве случаев в результате климатических условий имеет место медленное вращение наружного кольца внутри подшипника



Фиг. 342. Установка радиальных шарикоподшипников.

в направлении, обратном вращению вала; таким путем достигается постоянное изменение места нагрузки наружного кольца, что создает выгодные условия в отношении износа его.

При зажиме наружного кольца проявляется действие усилий, вызывающих вращение кольца в корпусе. При установке шарикоподшипников не следует загонять их на место ударами молотка по наружному кольцу. Ударять надо через втулку по внутреннему кольцу, но лучше не загонять шарикоподшипник ударами, а запрессовывать или насаживать на вал в нагретом состоянии (нагрев вести в масляной ванне при температуре 80—100° Ц). Последнее особенно рекомендуется для шарикоподшипников больших размеров.

Необходимо предупредить перекос внутренних колец. Перекос может вызвать разрыв внутреннего кольца.

Не следует фиксировать положение колец шарикоподшипника клиньями, штифтами и т. д., — таким путем вызывается только ослабление кольца и усложняется процесс производства.

Нижеприведенная таблица дает указания о примерных допусках для отверстия и наружного диаметра шарикоподшипников.

Допуски для размеров отверстий и наружных диаметров

Отверстие или наружный диаметр	Верхний предел	Нижний предел
до 30 мм	0	-0,01
30 — 50	0	-0,012
50 — 80	0	-0,015
80 — 120	0	-0,020

Практика показала, что нельзя дать стандарт посадки, годный для всех случаев. Характер применяемой посадки зависит от следующих факторов:

- тип подшипника — зажимной регулируемый, разъемный;
- условия эксплуатации — нагрузка, скорость, нагрев при работе, — а также и от того, что вращается, вал или корпус подшипника;
- материалы и точность обработки вала и корпуса;
- величина люфта в подшипнике после установки;
- необходимость частого демонтажа и установки подшипника;
- соображения экономического порядка.

Посадка на вал может производиться по нормам ДИН, причем для нормальных условий эксплуатации берут:

для шарикоподшипников легкой нагрузки и для средней и тяжелой серии до 55 мм — ДИН 2054;

для шарикоподшипников средней и тяжелой нагрузки, для цилиндрических и боченочных роликов — ДИН 2053;

для свободной посадки (применяется только для высококачественных материалов, для закаленных и шлифованных валов) шарикоподшипников легкой серии — ДИН 2055.

Размеры валов и цапф

Диаметр подшипника в мм	Вал по ДИН 2053		Вал по ДИН 2054		Вал по ДИН 2055	
	Предел		Предел		Предел	
	верхний	нижний	верхний	нижний	верхний	нижний
4 — 6 . . .	+0,008	+0,002	+0,004	-0,002	0	-0,006
6 — 10 . . .	+0,010	+0,002	+0,005	-0,002	0	-0,007
10 — 18 . . .	+0,012	+0,003	+0,006	-0,003	0	-0,009
18 — 30 . . .	+0,015	+0,004	+0,008	-0,004	0	-0,011
30 — 50 . . .	+0,018	+0,004	+0,009	-0,004	0	-0,013
50 — 80 . . .	+0,020	+0,005	+0,010	-0,005	—	—
80 — 120 . . .	+0,022	+0,006	+0,011	-0,006	—	—

Диаметры отверстий корпусов или гнезд (неразрезных) для радиальных шарикоподшипников, роликоподшипников с цилиндрическими и боченочными роликами можно брать по ДИН 48 (свободная посадка) и для роликовых подшипников с цилиндрическими роликами с фикса-

рованным от бокового смещения наружным кольцом или работающими на высоких оборотах, а также для вращающихся корпусов можно брать по ДИН 49.

Диаметры отверстий корпусов

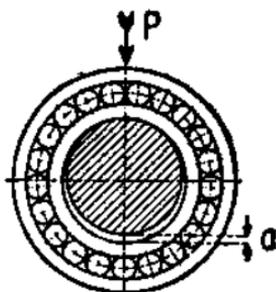
Диаметр в мм	ДИН 48 Диаметр отверстия (свободная посадка)		ДИН 49 Диаметр отверстия (тугая посадка)	
	Размер		Размер	
	низший	высший	низший	высший
18 — 18 . . . . .	0	+ 0,012	- 0,008	+ 0,008
18 — 30 . . . . .	0	+ 0,015	- 0,008	+ 0,008
30 — 50 . . . . .	0	+ 0,018	- 0,009	+ 0,009
50 — 80 . . . . .	0	+ 0,020	- 0,010	+ 0,010
80 — 120 . . . . .	0	+ 0,022	- 0,011	+ 0,011

Валы и отверстия корпусов должны быть точно концентричными во избежание перетягивания колец подшипника при монтаже и демонтаже на освал.

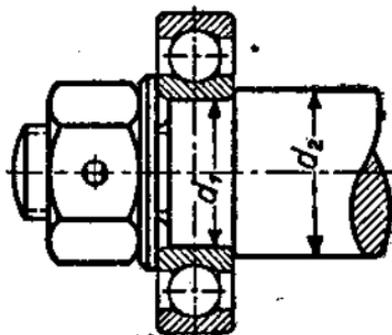
Если корпуса подшипников разрезные, то надо следить за тем, чтобы то же явление не имело места из-за слишком сильного натяжения болтов.

Края колец закругляются по определенным радиусам.

Радиус закругления буртиков валов, к которым прилегают внутренние кольца подшипников, ни в коем случае не должен быть выше радиуса закругления края кольца. Рекомендуется брать радиус буртика примерно на 0,6 мм меньше радиуса закругления кольца.



Фиг. 343.



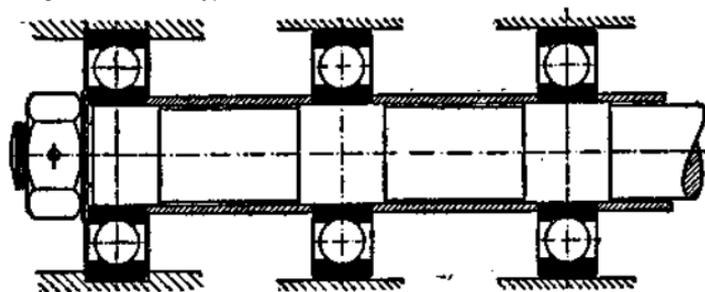
Фиг. 344.

Закругление выточки корпуса, к которой прилегает наружное кольцо, также должно быть описано меньшим радиусом, чем закругление края наружного кольца.

Пример простой установки радиального шарикоподшипника показан на фиг. 342.

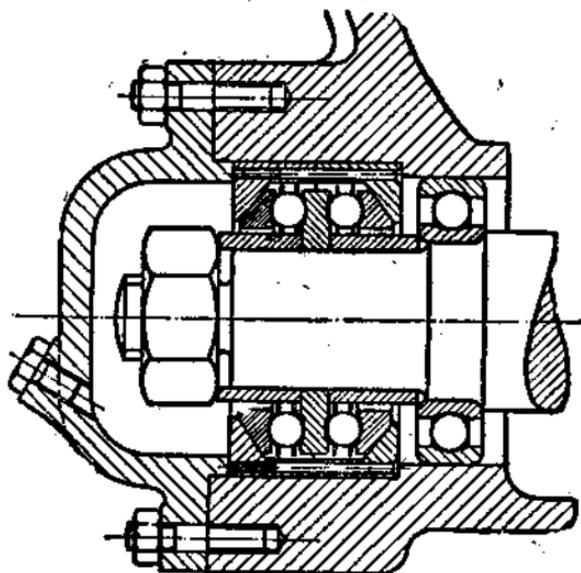
Ни в коем случае не допустима боковая перетяжка подшипника, т. е. выжимание наружного кольца за внутреннее, или наоборот. Это явление

особенно вредно для радиальных шарикоподшипников, поскольку из-за него внутри шарикоподшипника, в связи с формой траектории качения и ее положения, возникают значительные перенапряжения, ведущие к быстрому повреждению подшипника.



Фиг. 345. Установка вала на радиальных подшипниках.

Установка поэтому должна быть сделана так, чтобы только один подшипник фиксировал боковое положение вала. Так, например, на фиг. 342 фиксировано наружное кольцо *A* одного радиального шарикоподшипника. Вторым подшипник *B* может свободно смещаться в корпусе в осевом направлении. Это дает возможность валу при нагреве



Фиг. 346. Установка осевого шарикоподшипника двойного действия.

удлиняться, не вызывая бокового защемления радиальных шарикоподшипников, а также в известной мере компенсирует неточности работы и монтажа.

Тугая (нескользкая) посадка наружных колец в корпусе может также вызвать боковое защемление поперечных подшипников.

На фиг. 345 показана схема установки вала, имеющего более двух шарикоподшипников. Только у одного из всех подшипников фиксируется наружное кольцо, остальные могут перемещаться в осевом направлении.

Рекомендуется давать наружному кольцу подшипника, фиксирующего боковое перемещение вала, люфт с обеих сторон, примерно в 0,2—0,5 м.м. Наличие люфта позволяет проверить правильность установки (отсутствие защемления) шарикоподшипников, передвигая слетка вал вместе с подшипниками после монтажа взад и вперед.

При наличии на валу наряду с радиальными еще и осевых шарикоподшипников фиксируется положение осевого шарикоподшипника. Установка радиальных подшипников должна быть такова, чтобы внутренние кольца не могли принять наклонное положение по отношению к наружному, или наоборот. В противном случае возникают вредные напряжения, ведущие к быстрой порче подшипника. Между прочим, это явление возможно в радиальных подшипниках с шаровой заточкой наружной поверхности или в подшипниках с установочными кольцами.

На фиг. 346 показан пример установки осевого подшипника двойного действия. Такая конструкция применяется, например, для червячных передач.

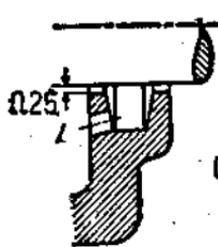
В продольных шарикоподшипниках с шаровой заточкой на кольце последнее непременно должно быть неподвижным.

В некоторых типах шарикоподшипников обойма выступает за контур подшипника. Это обстоятельство должно быть соответствующим образом учтено при установке.

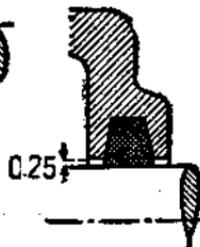
### Уплотнение шарикоподшипников

Конструкция корпуса шарикоподшипника не должна допускать возможности утечки смазки из него, а также попадания внутрь его грязи, посторонних тел и влаги. В противном случае шарикоподшипник не будет долговечным.

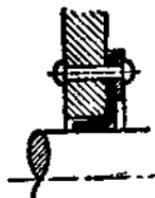
Для предотвращения утечки масла в корпусе подшипника выбирают желобки так, как это показано на фиг. 347. Стенки желобка доводятся



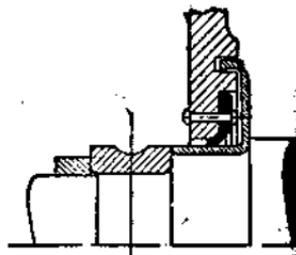
Фиг. 347. Масляный желобок.



Фиг. 348. Войлочное кольцо.



Фиг. 349. Кожаная прокладка.



Фиг. 350. Лабиринтное уплотнение.

до вала на расстояние в 0,25 м.м. Масло, собирающееся в желобке, стекает через канал  $L$  назад в корпус подшипника. Желобки должны иметь достаточные размеры. Для предупреждения проникновения в корпус пыли и влаги внутрь масляного желобка кладут войлочное кольцо (фиг. 348). Войлочные кольца перед установкой пропитываются подогретым хорошим жиром или вазелином.

С течением времени войлочные кольца насыщаются песком, грязью и т. п. и тогда работают неудовлетворительно. Поэтому вместо войлочных колец часто применяют кожаные прокладки. Пример такой прокладки показан на фиг. 349. Отверстие в кожаной прокладке делается на несколько миллиметров меньше диаметра вала. Перед кожаной прокладкой приклепывается или привинчивается жестяной кружок. В других конструкциях применяют две кожаные прокладки: одну — справа, другую — слева.

В автомобилестроении приходится уделять особое внимание защите подшипников от воды и грязи, так, например, подшипники колес особенно сильно подвержены забрызгиванию дорожной грязью и водой.

Пример конструкции лабиринтного уплотнения показан на фиг. 350. Здесь имеется такая же кожаная прокладка, как показанная на фиг. 349. Вместе с тем имеется защитное кольцо, задерживающее или смягчающее удар струи воды.

Такое уплотнение особенно применимо для ступиц передних колес автомобиля.

Существует еще много других видов уплотнений, на которых мы останавливаться не будем, поскольку в автомобилестроении они не применяются. Во многих случаях объединяют в одно целое элементы разных уплотнений, например, как на фиг. 347 и 350. Таким путем шарикоподшипник защищается от проникновения воды и вместе с тем предотвращается утечка масла из его корпуса.

Особое внимание должно быть уделено при монтаже чистоте подшипника. Зачастую на монтаже подшипники лежат разбросанными на полу цеха, где в них может попасть стружка и грязь. Результатом установки загрязненных подшипников является быстрая сработка их.

Если в процессе производства применяется приработка механизмов на какой-либо наждачной массе, то такую приработку надо производить на специальных подшипниках, которые только после окончания приработки и основательной промывки механизма заменяются нормальными подшипниками.

Перед установкой шарикоподшипников следует тщательно промыть или протереть корпус для очистки его от формочной земли, которая могла остаться на отливке.

Недопустимо хранение шарикоподшипников в сыром месте. Материал, из которого изготавливаются шарикоподшипники, склонен к ржавлению. Ржавчина разъедает шарики и кольца и, кроме того, действует на ход подшипника, как наждак, вызывая быструю сработку ее. Шарикоподшипники промывают в бензине или керосине. При промывке надо вращать кольца. После промывки шарикоподшипники должны быть немедленно вновь смазаны.

### Смазка шарикоподшипников

Мы уже говорили о том, что расход смазочного средства в шарикоподшипниках очень невелик, но вместе с тем шарикоподшипник, конечно, не может работать всухую. В качестве смазки применяется масло, вазелин или хороший консистентный жир.

Смазочное средство должно быть абсолютно свободным от кислот и смолистых веществ.

При смазке маслами рекомендуется применение чистых минеральных масел. Животных и растительных масел следует по возможности избегать; также не рекомендуется применение искусственного вазелина.

Особенную осторожность следует соблюдать при выборе в качестве

смазки консистентного жира. Допустимо применение жиров только высшего качества, свободных от вредных примесей.

Кое-где рекомендуют применять для смазки шарикоподшипников графитовые мази. Практика, однако, показала, что графит является абсолютной неприемлемой смазкой для шарикоподшипников, поскольку он всегда содержит некоторую примесь песка, что, конечно, очень плохо сказывается на долговечности подшипника.

При смазке маслами наилучшие результаты получаются при работе шариков в масляной ванне. Нижний шарик должен погружаться в ванну, примерно, до середины. Смазку маслом можно производить также с помощью каких-либо приспособлений, набрызгивающих или зачерпывающих, или иначе подающих его к шарикоподшипникам.

При смазке шарикоподшипников вазелином уплотнение корпусов должно быть выполнено точно таким же образом, как при смазке маслами.

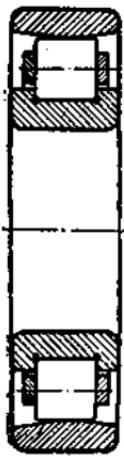
### Роликовые подшипники

Роликовые подшипники делаются с длинными, короткими или коническими роликами.

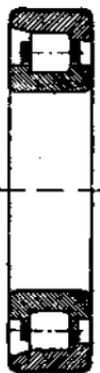
В роликовых подшипниках нельзя предотвратить перекашивания роликов, т. е. принятия ими наклонного положения к оси подшипника. Поэтому нет смысла увеличивать длину роликов. В результате перекашивания не вся поверхность длинных роликов будет нести нагрузку:



Фиг. 351. Самоустанавливающийся роликовый подшипник с проточенными роликами.



Фиг. 352. Самоустанавливающийся роликовый подшипник с массивными роликами.



Фиг. 353. Роликовый подшипник с заплечиками.



Фиг. 354. Роликовый подшипник с двухсторонними заплечиками.

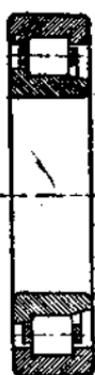
в подшипнике с длинными роликами по наружной опорной поверхности будут работать только наружные края роликов, а по внутренней опорной поверхности — только середина роликов. Поэтому применяют преимущественно не длинные, а короткие ролики. В большинстве роликовых подшипников внутренняя поверхность наружного кольца делается слегка сферической, так, как это показано на фиг. 351. В других конструк-

циях внутренняя поверхность наружного кольца делается посередине цилиндрической, а по краям скашивается на конус (фиг. 352).

Роликовые подшипники по типу, показанному на фиг. 351, являются в известной мере самоустанавливающимися.



Фиг. 355. Самоустанавливающийся роликовый подшипник.



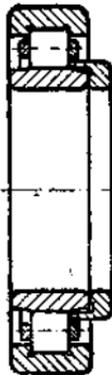
Фиг. 356. Роликовый подшипник с заплечиками.



Фиг. 357. Роликовый подшипник с двусторонним направлением.



Фиг. 358. Роликовый подшипник с двусторонним направлением.



Фиг. 359. Роликовый подшипник с заплечиками.

Для предупреждения набегания роликов друг на друга, для предотвращения перекосов и для закрепления роликов применяют специальные обоймы (сепараторы).

Ролика подшипника на фиг. 351 просверлены посередине. Через отверстия в роликах пропущены болты, связывающие два боковых кольца.



Фиг. 360. Устаревшая конструкция роликового подшипника с коническими роликами.



Фиг. 361. Роликовый подшипник с коническими роликами.

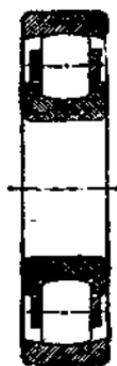
Таким образом получается простейшая обойма, которая в этом виде на современных роликовых подшипниках более не применяется.

Обычно применяются обоймы, показанные на фиг. 352. Ролики здесь сплошные, неперфорированные. Вообще целесообразнее применять цельные ролики, поскольку момент сопротивления у них значительно выше. Обойма делается сплошной бронзовой. Отдельные части обоймы соединяются на заклепках.

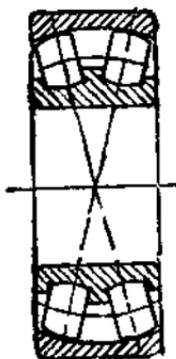
Роликовые подшипники с длинными роликами в автомобилестроении не применяются. Роликовые подшипники с короткими роликами изготавливаются тех же размеров, что и шарикоподшипники. Ширина роликового подшипника берется обычно равной ширине однорядного шарикоподшипника. Иногда, впрочем, роликовые подшипники делаются по ширине равными двухрядным шарикоподшипникам. Роликовые подшипники, как и шарикоподшипники, изготавливаются в трех сериях: для малых, средних и больших нагрузок. Благодаря большей опорной поверхности роликов роликовые подшипники выдерживают большую нагрузку, чем шарикоподшипники одинакового с ними размера.

Различные типы роликовых подшипников показаны на фиг. 351—359. Роликовые подшипники на фиг. 353, 354, 357—359 могут воспринимать также некоторую осевую нагрузку.

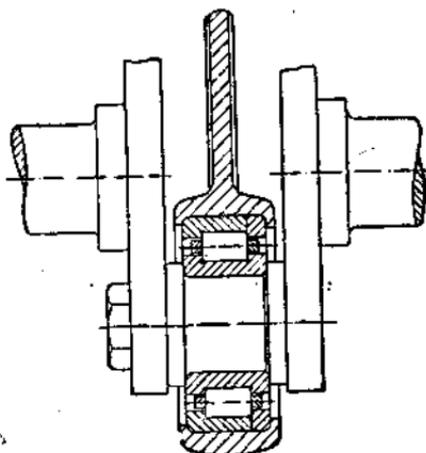
При нагрузке этих подшипников осевыми нагрузками имеет место трение скольжения между роликами и заплечиками подшипника.



Фиг. 362. Подшипник с боковыми роликами.



Фиг. 363. Подшипник с коническими роликами.



Фиг. 364. Роликовый подшипник для втулки.

Поэтому применение этих подшипников допустимо только при незначительных осевых усилиях. В случае постоянных или больших осевых нагрузок рекомендуется применение специальных упорных подшипников.

Потери на трение в роликовых подшипниках в случае восприятия осевой нагрузки очень увеличиваются. Дать определенные указания о пределе возможной осевой нагрузки для отдельных типов радиальных роликовых подшипников нельзя; так же как у шарикоподшипников, он зависит от целого ряда факторов.

На фиг. 360 изображен прототип современного роликового подшипника с коническими роликами. Сейчас форма этого подшипника значительно упрощена.

На фиг. 361 показан современный тип роликового подшипника с коническими роликами.

Роликовые подшипники с коническими роликами получили особое распространение в Америке и Англии, главным образом, для ступиц колес. В последнее время они стали широко применяться и в Европе.

Отверстия и габариты роликовых подшипников с коническими роликами берутся так же, как у шарикоподшипников.

Упомянем еще роликовые подшипники с боченочными роликами (фиг. 362). Эти подшипники являются самоустанавливающимися; они изготавливаются тех же размеров, что и подшипники с цилиндрическими роликами.

На фиг. 363 показан двухрядный роликовый подшипник с качающимися роликами. Этот подшипник также является самоустанавливающимся. Подшипники этого типа применяются преимущественно больших размеров.

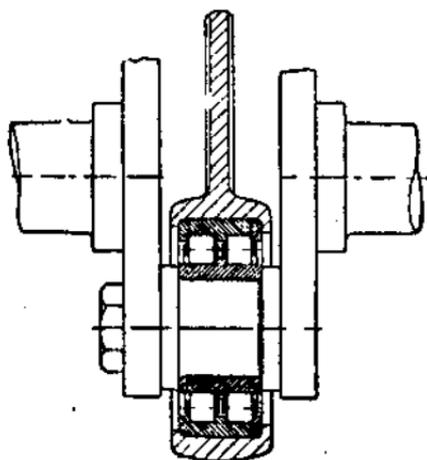
В последнее время в автостроении довольно широко применяются роликовые подшипники с витыми роликами «Хаят». Ролики этих подшипников изготавливаются из витой стальной ленты.

### Установка роликовых подшипников с короткими роликами

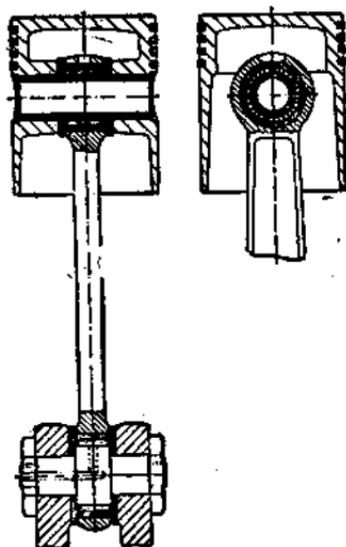
Роликовые подшипники с короткими роликами изготавливаются с той же степенью точности, что и шарикоподшипники.

Внутренние кольца их должны иметь тугую посадку на валах. Посадка наружных колец в корпусе подшипника — скользящая.

В роликовых подшипниках на фиг. 351, 352 наружные кольца должны быть фиксированы от бокового смещения.



Фиг. 365. Двухрядный роликовый подшипник для шатуна.



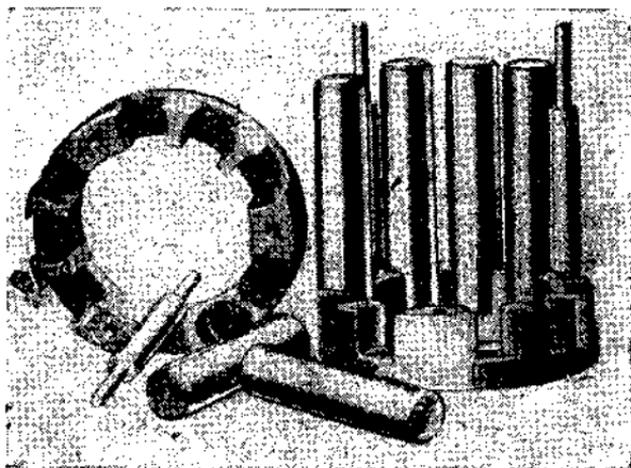
Фиг. 366. Игольчатые подшипники для шатуна.

В случае применения роликовых подшипников с заплечками на внутреннем или наружном кольце надо следить за тем, чтобы не допустить бокового защемления.

Поэтому при установке на валу ряда таких подшипников наружные кольца должны иметь не только скользящую посадку, но при известных обстоятельствах и осевой люфт.

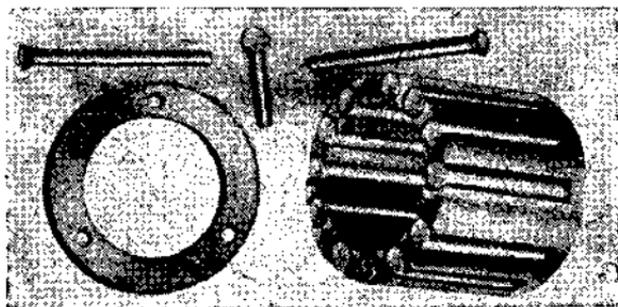
## Применение шариковых и роликовых подшипников для шеек коленчатых валов

Попытки установки шатунов двигателей внутреннего сгорания на шарикоподшипниках делались уже лет двадцать назад. В то время хороших результатов получено не было, и тогда стали считать, что применение шарикоподшипников для быстроходных двигателей невозможно.



Фиг. 367. Роликовый подшипник Кнорр, легкая конструкция.

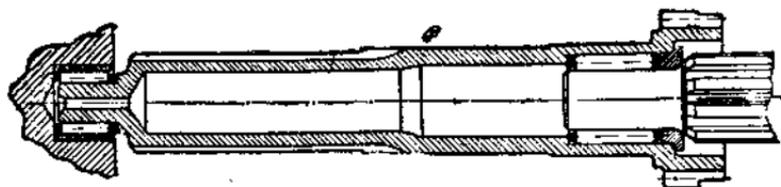
Позже опыты были возобновлены, и в настоящее время большинство шатунных шеек коленчатых валов двигателей мотоциклов работает на шариковых или роликовых подшипниках, и все чаще делаются попытки применения подшипников качения и для больших двигателей.



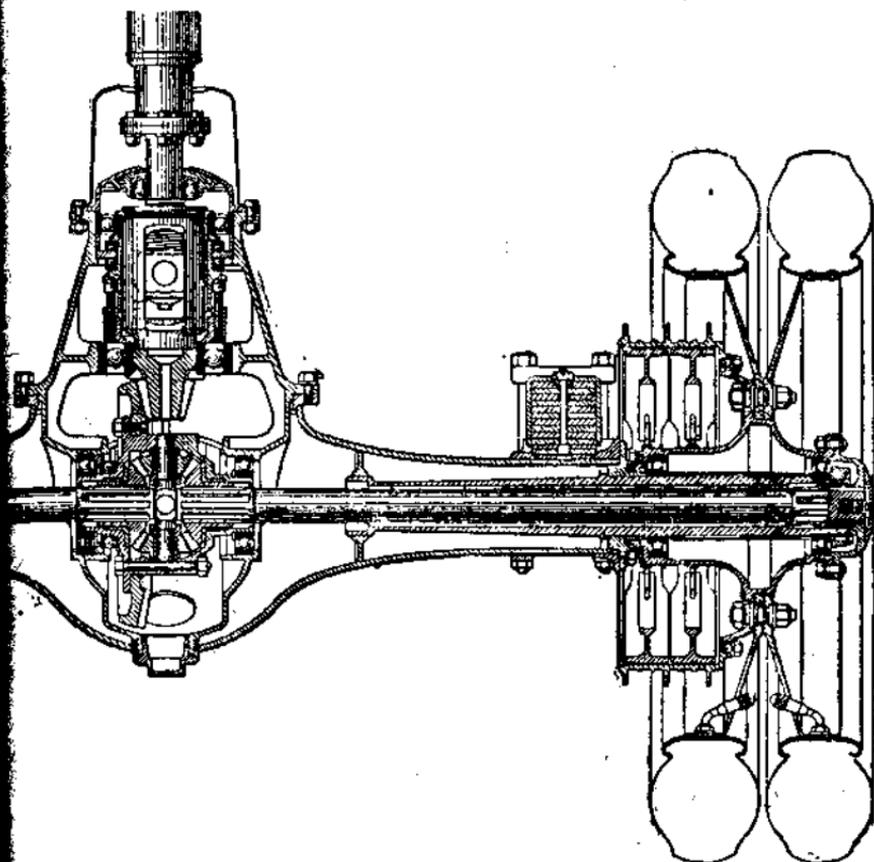
Фиг. 368. Роликовый подшипник Кнорр, тяжелая конструкция.

Рекомендуется применение подшипников качения с шариками и роликами малого диаметра. Обычно применяются двух- или многорядные шарикоподшипники, однорядные (фиг. 364) или двухрядные роликоподшипники (фиг. 365).

В последнее время в качестве подшипников шатунов применяют роликовые подшипники без обоймы, т. е. подшипники, у которых ролики тесно прилегают друг к другу.



Фиг. 369. Установка вала автомобильной коробки передач на подшипниках Клинг.



Фиг. 370. Установка заднего моста на шарикоподшипниках.

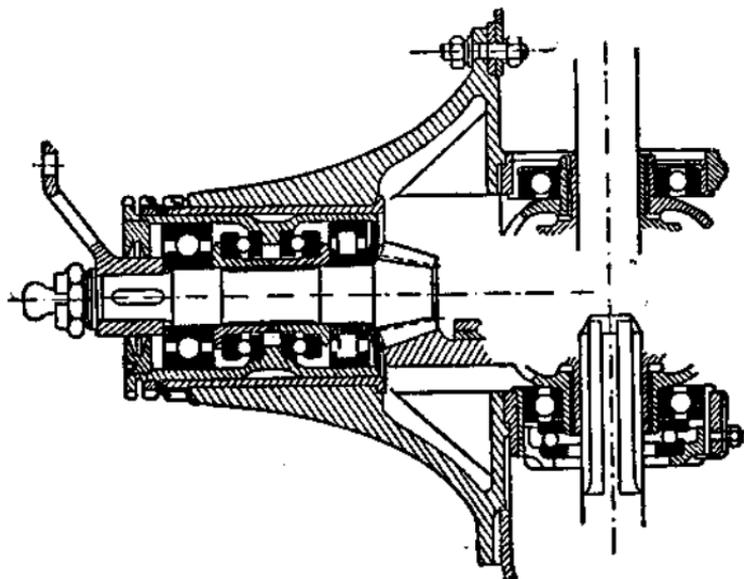
Этот тип подшипников оказался особенно приемлемым в качестве подшипников для шатунов. В случае применения подшипников с обоймами, последняя должна быть очень солидной, поскольку она должна противостоять весьма значительным напряжениям.

С особенной осторожностью надо подходить к применению подшипников качения на шатунах двигателей больших размеров.

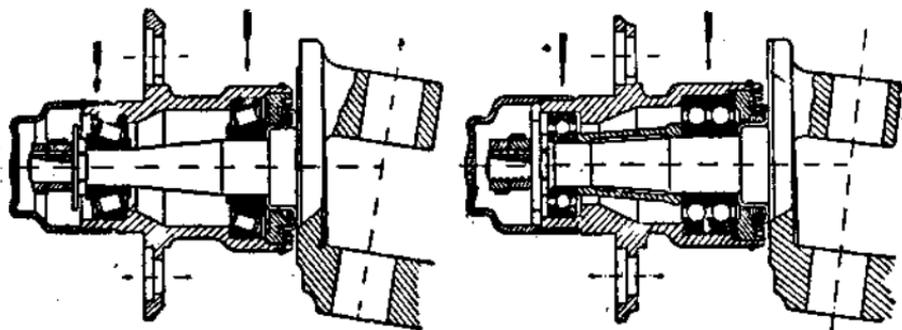
## Специальные конструкции роликовых подшипников

### Игольчатый подшипник

Игольчатый подшипник представляет собой роликовый подшипник с роликами очень малого диаметра —  $2\frac{1}{2}$ —4 мм, сравнительно большой длины и без обоймы. Эти подшипники довольно широко распростра-



Фиг. 371. Установка ведущей шестерни главной передачи заднего моста на шариковых и роликовых подшипниках.



Фиг. 372 и 373 а. Установка ступицы переднего колеса на шариковых и роликовых подшипниках.

нены. Первоначально они применялись в качестве подшипников для обеих головок шатунов. Сейчас их охотно применяют там, где место, свободное для постановки подшипника, очень ограничено, т. е. где уста-

новка нормальных подшипников качения была бы затруднительной. Игольчатый подшипник работает хорошо только при наличии достаточной игры в нем.

Игольчатые подшипники изготавливаются с внутренним и наружным кольцами. Во многих случаях, однако, игольчатые ролики кладут непосредственно к валу или снаружи — к ступице. При этом поверхности, по которым бегают ролики, должны быть изготовлены из высококачественного материала, надлежащим образом закаленного и шлифованного.

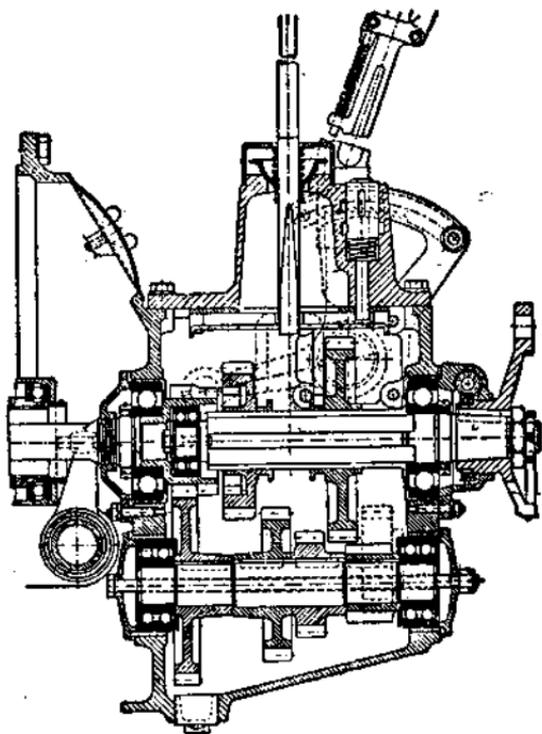
Игольчатые подшипники неприменимы для тех случаев, когда требуется установка подшипника без игры в нем. Игольчатые подшипники не могут воспринимать каких-либо осевых нагрузок.

Применение игольчатых подшипников рекомендуется там, где имеет значение снижение масс подшипников.

На фиг. 368 показан пример шатуна с игольчатыми подшипниками.

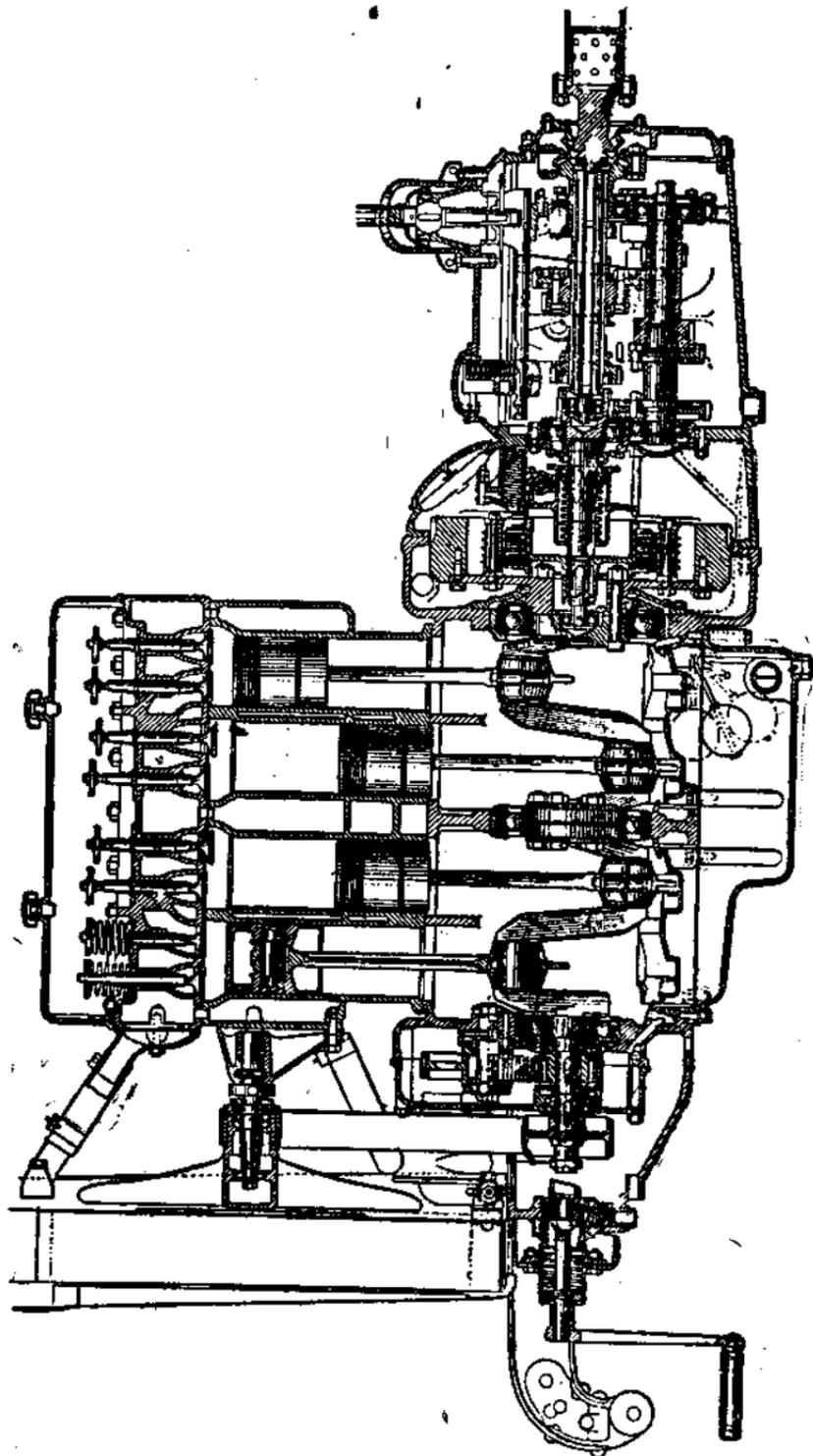
### Роликовый подшипник «Клинг»

Подшипник «Клинг», так же как игольчатый подшипник, применим в тех случаях, когда размещение нормальных роликовых подшипников за-



Фиг. 373. Установка валов коробов передач на шариковых подшипниках.

труднительно вследствие недостатка места и т. п. Подшипник «Клинг» представляет собой особую обойму, в которую вкладываются ролики. Этот подшипник не имеет ни внутреннего, ни наружного кольца. Под-



Фиг. 374. Установка всех валов моторного агрегата на шариковых подшипниках.

подшипники «Клинг» изготавливаются в трех сериях: для легкой, средней и большой нагрузок.

Ролики автомобильных подшипников «Клинг» изготавливаются из хромистой стали, надлежащим образом закаляются и шлифуются. Сплошная обойма изготавливается из бронзы или латуни, легкой или тяжелой конструкции. В первом случае (фиг. 367) две половинки обоймы соединяются длинными заклепками. Во втором — обойма делается цельной и имеет с одной стороны крышку, прикрепляемую на заклепки (фиг. 368). Подшипники «Клинг» изготавливаются также двухрядными.

Роликовый подшипник «Клинг» изготавливается также с разрезной обоймой, что дает возможность установки этих подшипников в таких местах, где постановка цельных обойм не представляется возможной.

Ролики могут работать непосредственно по валу или по ступице, поверхность которых должна быть закалена и отшлифована.

Заканчивая на этом главу о подшипниках качения, приведем несколько примеров применения этих подшипников в автостроении.

На фиг. 369 показана установка вала автомобильной коробки передач на роликовых подшипниках «Клинг».

На фиг. 370 изображена установка заднего моста грузового автомобиля на шариковых подшипниках (Заурер).

Примеры установки ведущей шестеренки главной передачи заднего моста на шариковых и роликовых подшипниках показаны на фиг. 371.

Примеры установки ступицы переднего колеса автомобиля на шариковых и на роликовых подшипниках с коническими роликами даны на фиг. 372 и 372а.

На фиг. 373 изображена установка валов автомобильной коробки передач на шариковых подшипниках.

Наконец, фиг. 374 иллюстрирует установку всех валов моторного агрегата, в том числе и коленчатого вала двигателя, на шариковых подшипниках.

## КОЛЕСА, ОБОДА, ШИНЫ

### Колеса

Автомобильное колесо должно удовлетворять следующим предъявляемым к нему требованиям:

1. Легкость смены, в особенности смены шин.
2. Высокая степень упругости при большой прочности, особенно в отношении боковых нагрузок.
3. Форма колеса должна обеспечить малую сопротивляемость воздуху.
4. Хорошо рассеивать тепло, развивающееся в шинах.
5. Малый общий вес колеса, обода и шины.
6. Все колесо в целом должно быть хорошо отбалансировано.

Для удовлетворения п. 1 применяют съемные колеса. В других случаях ограничиваются только сменой ободов с пневматиками, т. е. применяют колеса со сменными ободами. В европейском автостроении предпочтению всегда отдавалось съемным колесам, в Америке одно время были в ходу съемные обода, но сейчас применяются также, главным образом, съемные колеса.

Лучше других удовлетворяют п. 2 колеса с проволочными спицами (тангентные), которые при треугольном расположении спиц отличаются высокой сопротивляемостью (значительно более высокой, чем у колес с деревянными спицами) боковым нагрузкам.

Малым сопротивлением воздуху (п. 3) отличаются дисковые колеса и тангентные колеса с защитными дисками. Сопротивление колес воздуху имеет немаловажное значение при высоких скоростях передвижения автомобиля.

Лучше всех рассеивают тепло, развивающееся в шинах (п. 4), дисковые колеса. Благодаря охлаждающему действию воздуха неплохо работают в этом отношении и тангентные колеса; хуже — деревянные. Рассеивание тепла может быть еще увеличено путем изготовления дисковых колес из алюминия. Колеса со съемными ободами имеют малую плоскость соприкосновения с диском и поэтому плохо отводят тепло.

Меньше других весят (п. 5) колеса с проволочными спицами и колеса из легких сплавов. Колеса со съемными ободами весят больше из-за наличия двойного обода. Ради уменьшения веса в настоящее время применяются предпочтительно колеса малых диаметров.

Требование хорошей отбалансированности самого колеса, а вместе с тем и колеса с пневматиком (п. 6) имеет очень большое значение для устранения вибрации направляющих колес (см. главу о передней оси и рулевом управлении).

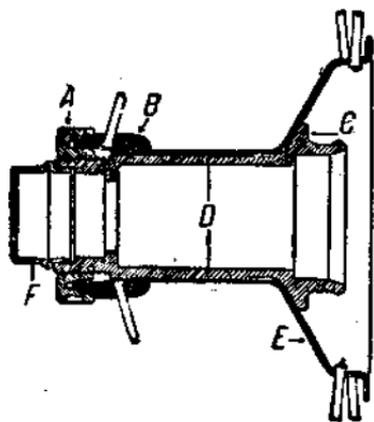
### Ступицы колес

Независимо от типа различают колеса несъемные и съемные. Несъемные колеса могут составлять одно целое со ступицей или же соединяться с ней, например, с помощью фланца.

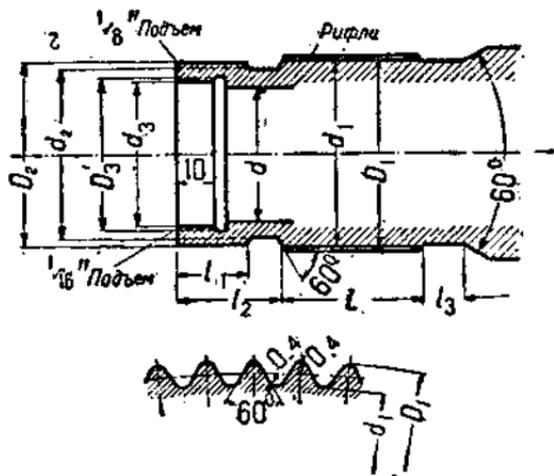
Съемные колеса насаживаются на промежуточную ступицу — опору колеса. Различают два вида крепления съемных колес: а) центральное; б) фланцевое.

### Центральное крепление колеса

Среди ступиц с центральным креплением колеса известностью и распространением пользуется только ступица «Рудж» (фиг. 375).



Фиг. 375. Ступица Рудж. А — гайка с конусной выточкой для натяжения ступицы колеса; В — ступица колеса; С — основная ступица оси; D — рифленая (желобчатая) поверхность; E — тело ступицы; F — граверный колпак.



Фиг. 376.

Ступица «Рудж» состоит из следующих трех частей: 1) основной ступицы оси С с рифленой (желобчатой) наружной поверхностью; 2) ступицы колеса В, снабженной внутренней рифленой поверхностью; 3) крепежной в натяжной гайки А.

При установке колесо насаживают на ось (ступицу С) и затем завинчивают гайку. Гайки нарезаны в направлении, обратном движению автомобиля. У колес правой стороны — нарезка левая, у колес левой стороны — нарезка правая, что предупреждает отвинчивание гайки и соскакивание колеса на ходу автомобиля.

Ступица «Рудж» применима на всех типах колес, но встречается главным образом на деревянных колесах и колесах с проволочными спицами.

Ступица «Рудж» хороша там, где быстрая смена колеса имеет особое значение, т. е. у спортивных и гоночных автомобилей.

Размеры ступиц «Рудж» (фиг. 376) в Германии стандартизированы по английским оригинальным размерам (табл. 1). Величина ступицы дается, исходя из наибольшего диаметра устанавливаемого шарикоподшипника.

Таблица 1

Основной диаметр $d$	Кол. зуб. рифл.	Рифленая поверхность			$l_1$	$l_2$	$l_3$
		Наружный диаметр $D_1$	Внутренний диаметр $d_1$	Длина $L$			
35	62	51,90 — 0,12	59,20 — 0,12	37 — 1	19 + 0,5	28	7
42	75	62,80 — 0,12	59,60 — 0,12	38,3 — 1	19 + 0,5	28	10,8
52	88	72,85 — 0,12	70,16 — 0,12	38,3 — 1	19 + 0,5	28	10,8
62	100	82,90 — 0,12	79,90 — 0,12	45,3 — 1	30 + 0,5	41	10,8
72	112	91,90 — 0,12	89,20 — 0,12	43,2 — 1	30 + 0,5	41	10,8
80	124	101,60 — 0,12	98,90 — 0,12	46,2 — 1	30 + 0,5	41	10,8

(Продолжение)

Нарезка			Нарезка грязевого колпака	
Наружный диаметр $D_2$	Внутренний диаметр $d_2$	Обр. диаметр	Наружный диаметр $D_3$	Внутренний диаметр $d_3$
48,80 — 0,08	44,70 — 0,12	46,7	89,90 + 0,12	87,90 + 0,25
59,30 — 0,08	55,20 — 0,12	57,2	47,80 + 0,12	45,80 + 0,25
69,81 — 0,08	65,76 — 0,12	67,8	58,90 + 0,12	56,30 + 0,25
79,60 — 0,08	75,50 — 0,12	77,6	68,10 + 0,12	66,10 + 0,25
88,87 — 0,08	84,81 — 0,12	86,8	77,40 + 0,12	75,40 + 0,25
98,60 — 0,09	94,50 — 0,12	96,6	87,10 + 0,12	85,10 + 0,25

#### Крепление на фланце

В этом случае колеса крепятся к фланцу на ступице оси с помощью болтов в количестве от 3 до 8 шт. При креплении на фланце снятие и установка колеса вновь, благодаря тому что приходится отвинчивать ряд болтов, отнимает значительно больше времени, чем при центральном креплении. Несмотря на это, на автомобильном рынке доминирует в на-

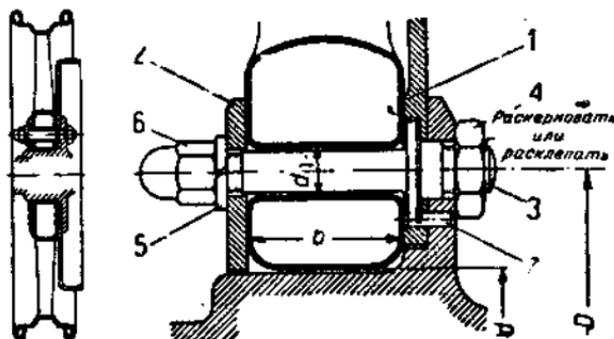
стоящее время именно этот тип крепления. В зависимости от конструкции колеса различают: а) крепление на фланце для широких колес, например для колес с деревянными или штампованными спицами; б) крепление на фланце для узких колес, например для штампованных дисковых колес.

В последнее время получает также распространение: в) универсальное крепление, пригодное для всех типов колес с деревянными и металлическими спицами, — дисковых и тацгентных.

Ступицы оси под широкие колеса делаются с цилиндрической или конусной поверхностью. На фиг. 377 и 378 и в табл. 2 и 3 приведен германский стандарт размеров некоторых ступиц под широкие колеса. Германский стандарт для ступиц с цилиндрической поверхностью идентичен английскому стандарту.

Таблица 2

Размеры ступиц с цилиндрической поверхностью под широкие колеса со спицами



Фиг. 377. 1—колесо со спицами; 2—прижимное кольцо колеса; 3—болты; 4—гайки шестигранные; 5—пружинная шайба; 6—копачковая гайка; 7—цилиндрический штифт.

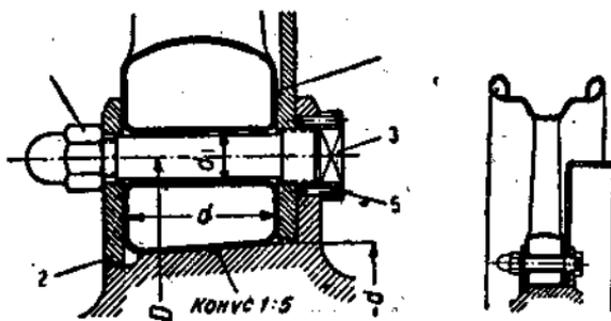
(10 спиц, 5 болтов)

(Размеры в мм)

Диаметр ступицы оси	Отверстие колеса $d$	Диаметр центров болтов $D$	Ширина колеса $b$	Диаметр отверстия под болт $d_1$	Резьба болта
76,0	76,2	127	30 — 2	12	M 10 × 1
76,0	76,2	127	40 — 2	12	M 10 × 1
88,7	88,9	140	40 — 2	12	M 10 × 1
101,4	101,6	165	45 — 2	17	M 14 × 1,5
120,4	120,65	178	45 — 2	17	M 14 × 1,5

Таблица 3

Размеры ступиц с конусной поверхностью под широкое колесо (со спицами)



Фиг. 378. 1—колесо со спицами; 2—прижимное кольцо колеса; 3—болт; 4—коническая гайка; 5—цилиндрический штифт.

(10 спиц, 5 болтов)

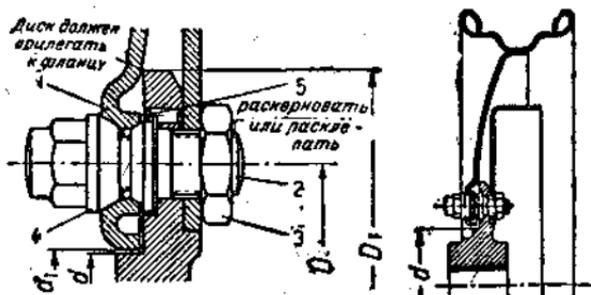
(Размеры в мм)

Диаметр конуса наибольший $d$	Диаметр пентров болтов $D$	Ширина колеса $b$	Диаметр отверстия под болт $d_1$	Резьба болта
90	158	30 — 2	12	M 10
108,4	160	40 — 2 45 — 2	14 17	M 13 M 14
127,4	175	45 — 2	17	M 14

В вопросе о предпочтении, которое следует отдать ступицам с цилиндрической или конической поверхностью, ясности не имеется. Некоторые автозаводы утверждают, что конусная поверхность необходима для обеспечения надлежащего центрирования колеса на ступице. Другие автозаводы, наоборот, считают, что центрировать надо болтами и посадку делать по цилиндрической поверхности даже с некоторой выгой.

Выборки из германских стандартов для ступиц под узкие колеса даны на фиг. 379—381 и в табл. 4, 5 и 6.

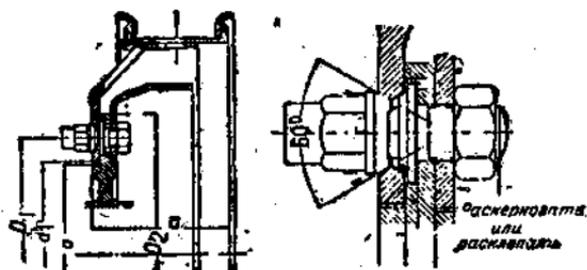
Таблица 4  
Дисковые штампованные колеса.



Фиг. 379. 1—диск колеса; 2—болты; 3—гайки шестигранные;  
4—гайки с выточкой; 5—цилиндрические штифты.  
(Размеры в мм)

Диаметр $d = 0,1$	$d_1 + 0,1$	Количество болтов	Диаметр Фланца $D_1$	Диаметр центров отверстий болтов $D$
84	85,2	4	185	130
160	161,0	6	250	205

Таблица 5  
Дисковые колеса для грузовиков

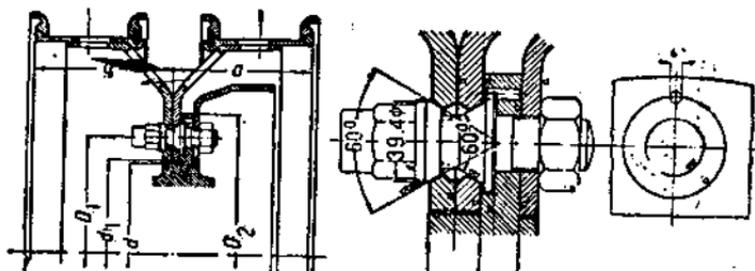


Фиг. 380.  
(Размеры в мм)

$d$	$d_1$	Диаметр центров отверстия под болт $D_1$	$D_2$	Количество болтов	Обода
220	221	275	330	8	28 × 5
					30 × 5
					34 × 5
					32 × 6
					36 × 6
260	281	335	380	10	34 × 7
					36 × 8
					34 × 7
					34 × 7
					36 × 8
					40 × 8

Таблица 6

Сдвоенные дисковые колеса для грузовиков



Фиг. 381.

(Размеры в мм)

$d$	$d_1$	Диаметр центров отверстий под болты $D_1$	$D_2$	Количество болтов	Обода
220	221	275	330	8	28×5 30×5 34×5 32×6 36×6 34×7 36×8
280	281	335	380	10	34×7 38×8 36×8 40×8

Диск колеса центрируется, во-первых, центрированием болтов выступом фланца. Кроме того, болт имеет конусную выточку, заходящую в соответствующее раззенкованное отверстие диска колеса. Болты фиксируются гайками с конусной или шаровой выточкой. Некоторые заводы снабжают болты колес левой стороны левой резьбой. Другие конструкторы необходимости в этом не видят.

Ступицы описанного типа применяются также для колес с проволочными спицами с штампованной ступицей (фиг. 382).

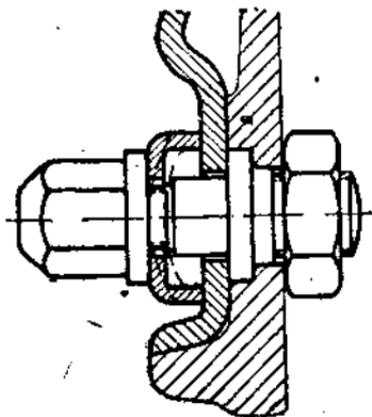
В последнее время предложен ряд усовершенствованных конструкций колес. Так, например, один патент предлагает центрировать колесо не болтами, что вызывает значительные напряжения в них и в диске колеса, а путем придания конусности отверстию диска колеса (фиг. 383). Таким путем достигается полная разгрузка болтов.

Показанный на фиг. 381 и в табл. 6 способ крепления сдвоенных колес неудобен тем, что для демонтажа второго колеса надо снять первое ко-

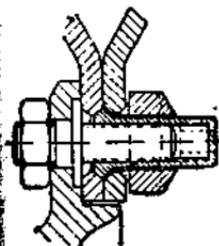
десо. Этот недостаток может быть устранен путем применения двойной стайки, показанной на фиг. 384.



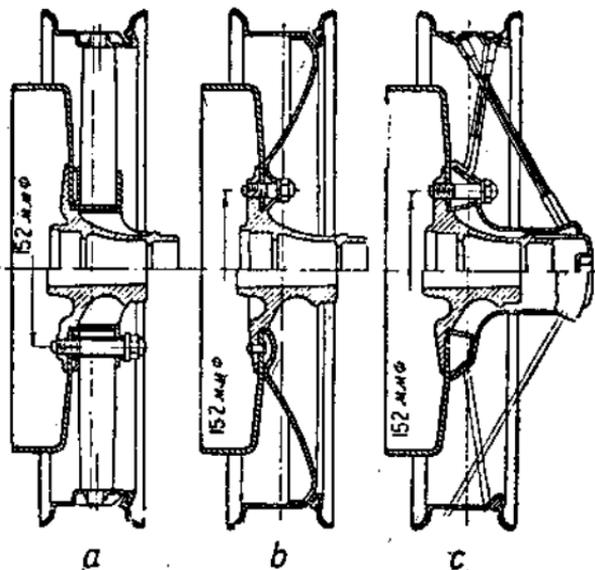
Фиг. 382. Колесо с проволочными спицами со штампованной ступицей.



Фиг. 383. Диск колеса с конусной поверхностью.



Фиг. 384. Способ крепления дисков односторонних колес.



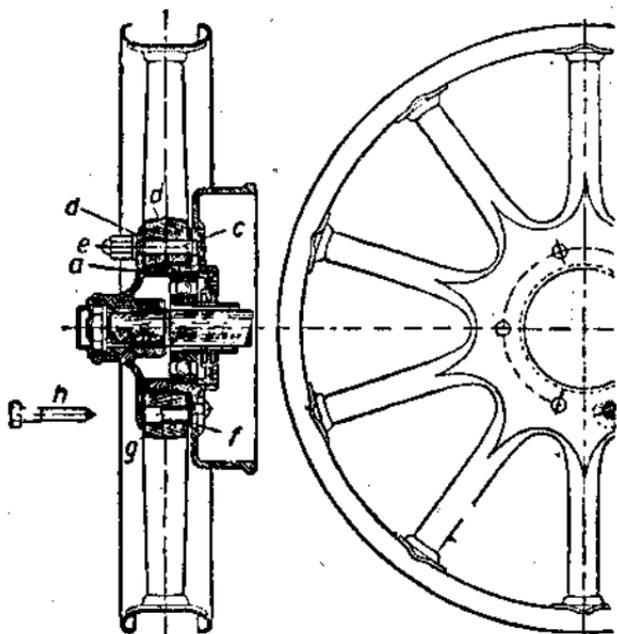
Фиг. 385. Универсальная ступица для различных типов колес: а—колесо со спицами; б—дисковое колесо; с—тангентное колесо.

На фиг. 385 показан пример универсальной ступицы для разных типов колес американского происхождения. Распространение таких конструкций представляется в высшей степени желательным.

### Колеса для легковых автомобилей

Различают следующие типы колес для автомобилей:

1. Колеса с деревянными или стальными спицами.
2. Тангентные колеса (колесо с проволочными спицами).
3. Дисковые колеса.



Фиг. 386. Колесо с металлическими спицами «Капцет» с отжимным болтом. *a*—ступица колеса (заднего) с тормозным барабаном; *b*—колесо; *c*—болты; *d*—прижимное кольцо колеса; *g*—штулка с внутренней резьбой для отжимного болта; *h*—отжимной болт.

### Колеса с деревянными и металлическими спицами

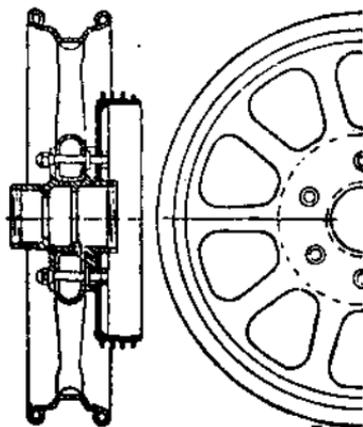
Колеса с деревянными спицами применяются в Европе сравнительно редко. В американской автопромышленности колеса с деревянными спицами, встречаются значительно чаще. Причиной, вероятно, является богатство Америки хорошими, подходящими для этой цели, сортами дерева. Колесо с деревянными спицами отличается хорошим внешним видом, прочностью и стабильностью.

Штампованные колеса со стальными спицами внешне похожи на колеса с деревянными спицами. Колеса имеют хороший внешний вид и очень стабильны. Разрушающая нагрузка в осевом направлении примерно в два, а в радиальном в  $1\frac{1}{2}$  раза больше, чем у деревянных колес, и то колеса при этом не ломаются, а только гнутся. Особенно широко распространены колеса «Капцет» и «Занкей», показанные на

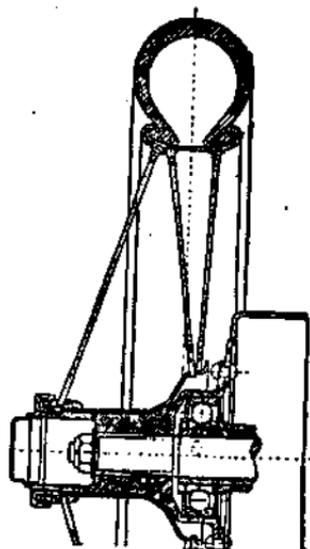
фиг. 386 и 387. Колеса «Капецет» изготовляются соединением двух штампованных дисков. Головки спиц привариваются к вальцованному ободу. Ступица снабжается деревянной вкладкой. Колесо «Капецет», показанное на фиг. 386, снабжено отжимным болтом, но в настоящее время последние применяются очень редко. Эти колеса, пользовавшиеся одно время широким распространением, сейчас вытесняются колесами типа «Занкей» (английские) (фиг. 387). Эти колеса также изготовляются из двух штампованных дисков, соединенных вместе фальцованием или сваркой. Обод образовывается верхними частями обоих дисков.

### Колеса с проволочными спицами (тангентные)

Эти колеса снабжены значительным количеством стальных спиц, в большинстве случаев размещенных по треугольнику. Крепление колеса к оси осуществляется либо с помощью ступицы «Рудж» (фиг. 388), либо на фланце. В последнее время применяется еще один способ крепления



Фиг. 387. Колесо Занкей с металлическими спицами.



Фиг. 388. Колесо с проволочными спицами и ступицей Рудж.

тангентных колес (фиг. 389): спицы сходятся в ряд ушек, через которые проходят болты. Эти колеса отличаются очень малым весом.

Тангентные колеса отличаются высокой прочностью в осевом направлении. Дальнейшим преимуществом этих колес является хорошее рассеивание тепла и высокая эластичность, что увеличивает долговечность пневматиков и обуславливает плавность езды. Колеса эти по сравнению с другими видами колес дороги. Также несколько труднее очищать их от грязи. Во многих случаях поэтому тангентные колеса снабжаются легкими съемными защитными дисками, прикрывающими спицы.

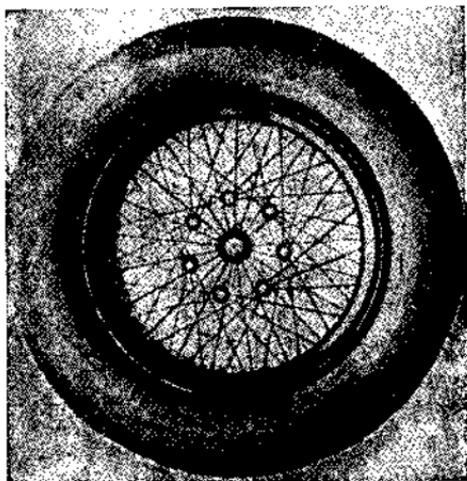
### Дисковые колеса

Все мотоциклы без исключения работают на колесах с проволочными спицами.

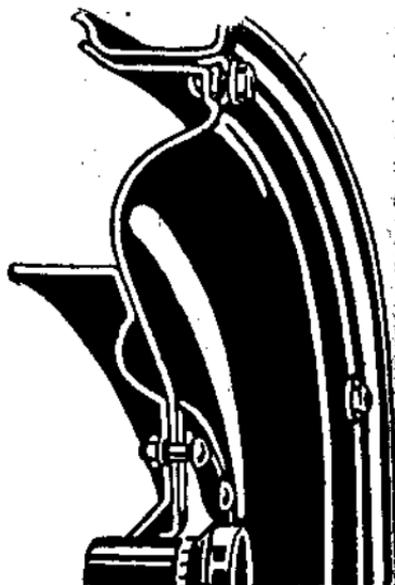
Все типы автомобилей как легкие, так и тяжелые в настоящее время снабжаются предпочтительно дисковыми колесами (фиг. 390). Эти колеса

отличаются хорошим внешним видом, легко очищаются от грязи, хорошо рассеивают тепло, но вместе с тем они менее эластичны. Материал колес должен быть хорошего качества в предупреждение возникновения трещин у отверстий болтов. Колеса обыкновенно крепятся к фланцу ступицы оси.

Дисковые колеса делаются с выгнутым и вогнутым диском. Форма колеса (выгнутый или вогнутый диск) определяется скорее желанием достичь определенного внешнего эффекта, чем техническими требованиями. Германский стандарт предусматривает только выгнутую форму диска. Вогнутая форма применяется главным образом в Америке, но встречается и в Германии.



Фиг. 389. Колесо с проволочными спицами без фланца. Колесо натягивается лишь при надевании на фланец ступицы оси.



Фиг. 390. Дисковое колесо.

Для облегчения веса, уменьшения вращающейся неподрессоренной массы иногда изготавливают дисковые колеса из легких металлов (алюмин, латунь, силумин). Такие колеса в случае правильной конструкции обладают одинаковой прочностью со стальными колесами и вместе с тем значительно лучше рассеивают тепло. Для уменьшения веса иногда в диске выштамповываются крупные отверстия. Колеса внешне становятся похожими на колеса со спицами. Эластичность их увеличивается. Выштамповывание отверстий применяется на колесах гоночных автомобилей и грузовиков.

### Колеса для грузовиков

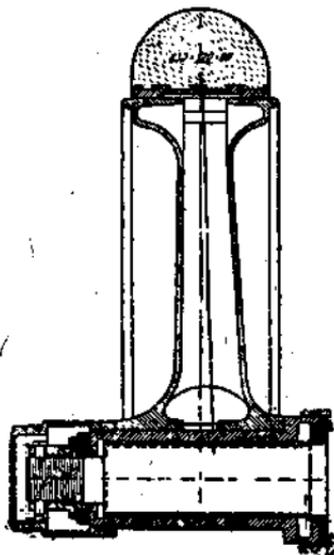
На грузовиках наряду с дисковыми колесами и с колесами со спицами (см. главу о колесах легковых автомобилей) применяются также стальные литые колеса и колеса из легких металлов.

## Стальные литые колеса

Стальные литые колеса изготавливаются либо дисковыми, либо с крестовидными или полыми спицами (Фиг. 391). Довольно распространены литые колеса под съемные обода. Примером колеса последнего типа является также колесо с тремя спицами, показанное далее на фиг. 404.

## Колеса из легких металлов

Уменьшение веса колеса является для грузовиков особенно желательным. Хорошие результаты на практике получены с колесами из алюминия;



Фиг. 391. Стальное литое колесо под грузоплиту.

применяются также колеса из других легких металлов, как то: магния, алюминия и др.

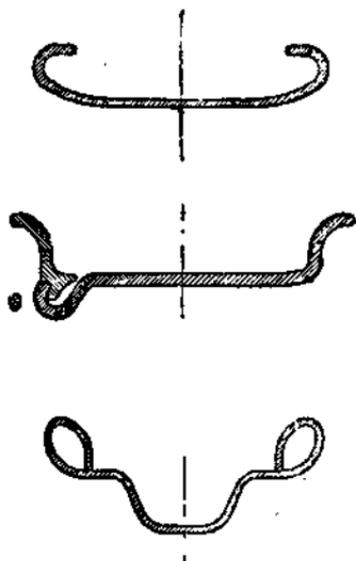
## Обода для легковых автомобилей

Ободом называется часть колеса, несущая на себе покрышку. Обод может составлять одно целое с колесом или быть съемным. Для различных типов покрышек применяют разные обода: а) для бортовых покрышек — цельные бортовые обода; б) для прямобортных (иначе безбортовых) покрышек — составные или цельные особой формы.

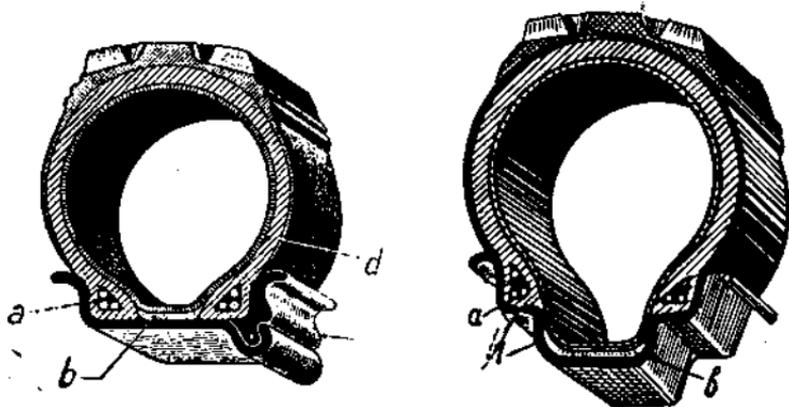
У бортовой покрышки внизу имеется утолщение. В ободке имеются борта, в которые закладываются нижние края (крылья) покрышки.

Современные покрышки низкого давления (баллоны) делаются с прямыми бортами. Крыло прямобортной покрышки не имеет утолщения. В него вложено жесткое кольцо из троса. Прямобортные покрышки обладают гладкой боковой поверхностью.

Обода для бортовых покрышек делаются цельными. Обода для безбортовых покрышек делаются или плоскими (разделенными вдоль или

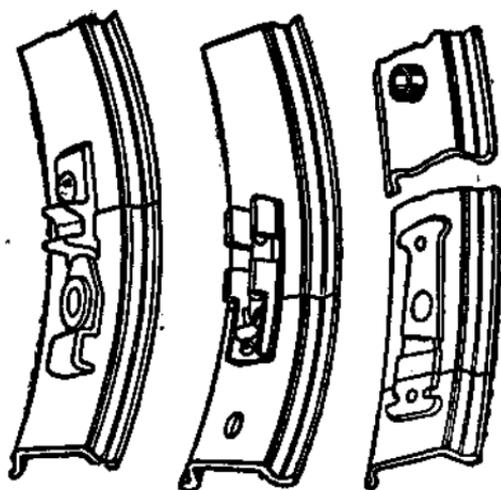


Фиг. 392. Обод под бортовую покрышку. Плоский прямобортный обод со съёмным бортом. Обод под глубокую прямобортную покрышку.



Фиг. 393. Плоский и углубленный обода с прямобортными покрышками. а—стальная проволока; б—предохранительная лента (флиппер); с—боковой съёмный борт обода; д—камера.

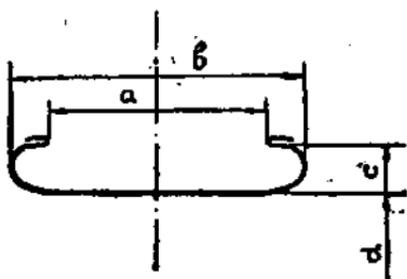
поперек) из нескольких частей, или цельными глубокими — для глубоких прамобортных покрышек.



Фиг. 394. Запоры для съемных проводов.

Таблица 7

Стандартные обода по ДНН для бортовых покрышек высокого давления



Размер покрышки	d	a	b	c
820 × 120 . . . . .	567	68,5	91,5	18,5
835 × 135 . . . . .	565	78	100,5	16,5
895 × 155 . . . . .	520	90,5	100,5	20,0

Размер покрышки	<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
730 × 130 . . . . .	452	62,5	81,5	16,8
775 × 145 . . . . .	484	68,5	91,5	16,8
880 × 160 . . . . .	508,5	78	100,5	16,8

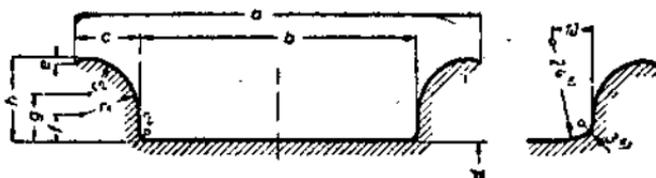
**Плоские прямобортные обода**

Чаще всего применяется плоский прямобортный обод со съёмным бортовым кольцом и укрепляющим (запорным) кольцом (фиг. 402). В других случаях применяются плоские обода со съёмным бортом (фиг. 392).

Прямобортные обода делаются еще съёмными. Известен ряд конструкций таких ободов с шарнирами и без шарниров; у последних материал обода достаточно эластичен, чтобы иметь возможность отойти от плоскости пневматика. Различные типы запов ободов показаны на фиг. 394. При монтаже обод как бы вкладывается в шину.

Таблица 8

Стандартные плоские прямобортные обода по ДИН

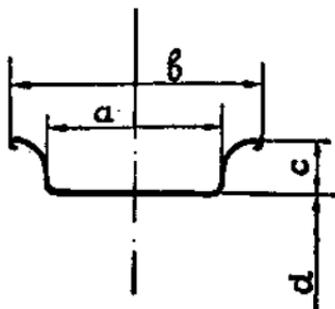


Фиг. 395. Элементы плоского прямобортного обода.

Обозначение обода. Номинальный диаметр обода, диаметр обода в мм	Номинальный диаметр обода + двойной размер обода в мм	Размер обода в мм	Диаметр обода		Окружность $\pi d$	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>h</i>	<i>g</i>	<i>f</i>	<i>e</i>	$r_1$	$r_2$
			в мм	в мм										
20 × 4 1/2 20	29	4 1/2	20	508	1596 ± 1,2	111	79 ± 1,5	16	22 ± 1	12	7,5	0,8	16	10
30 × 5 1/2 20	30	5	20	508	1596 ± 1,2	127	95 ± 1,5	16	22 ± 1	12	7,5	0,8	16	10

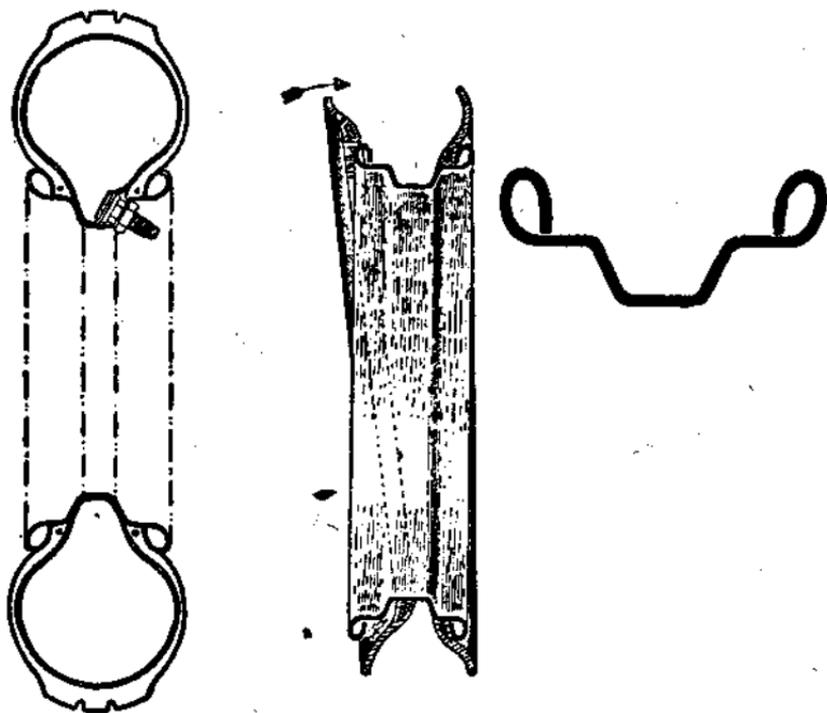
Таблица 8а

Стандартные плоские крапобортные американские обода для баллонов



Фиг. 396. Эскиз крапобортного обода.

Профиль в дм	a	b	c
2,75 . . . . .	2,75	3,716	0,656
3,25 . . . . .	3,25	4,29	0,749
3,62 . . . . .	3,62	4,709	0,844



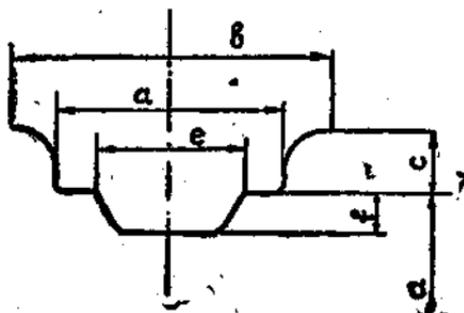
Фиг. 397. Глубокий крапобортный обод.

### Глубокие прямобортные обода

Эти обода делаются неразборными с выемкой внутри. Чтобы уложить покрывку, ее вводят с одной стороны в выемку, а затем переводят в другую сторону покрывки через край обода (фиг. 397)

Таблица 9

Стандартные обода глубоких прямобортных покрывок для баллонов по ДИН.



Фиг. 398. Вокз глубокого прямобортного обода.

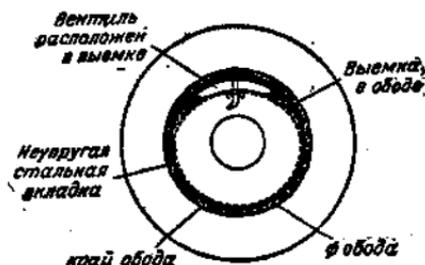
Профили покрывок	Размер обода	a	b	c	e	f
4,75; 5,00	4 × 18	68	98	20	14	42
5,25; 5,50	4 1/2 × 20	79	111	22	23	48
6,00 (5,75)	5 × 20	95	127	22	23	64

Стандартные американские обода для прямобортных покрывок

Профиль обода, дм	Профили покрывок	a	b	c	e	f	Размеры покрывок, монтируемых на обод	d
		в дм						
2,75	4,75; 5,00	2,75	3,718	1,62	0,56	0,625	28 × 4,75 (4,75 — 19)	483,5
							29 × 5,00 (5,00 — 19)	483,5
							30 × 5,00 (5,00 — 20)	508
3,25	5,25; 5,50 6,00 (5,75) 6,25; 6,50	3,25	4,20	1,83	0,749	0,78	29 × 5,50 (5,50 — 18)	459
							29 × 5,25 (5,25 — 19)	483,2
							29 × 5,50 (5,50 — 19)	483
							30 × 5,50 (5,50 — 20)	508
							32 × 6,00 (6,00 — 20)	508,5
							32 × 7,00 (7,00 — 18)	459
3,63	7,00 (6,75)	3,625	4,709	2,125	0,844	0,965	33 × 7,00 (7,00 — 19)	483
							34 × 7,00 (7,00 — 26)	508

Глубокие прямобортные обода отличаются несколько большим воздушным пространством и водонепроницаемостью (по сравнению с составными ободами); они дешевле и меньше весят. Зато при внезапной утере воздуха на полном ходу покрышка может соскочить с обода.

Этим дефектом не страдают так называемые полуглубокие прямобортные обода, у которых выемка распространяется только на часть окруж-



Фиг. 399. Полуглубокий обод Мишлен-Бибендум.

ности. Как на пример такой конструкции укажем на Мишлен-Бибендум (фиг. 399).

Из числа усовершенствованных конструкций глубоких ободов отметим обод «Капелет», у которого кругом по окружности имеются выступы, предупреждающие западание крыла покрышки в выемку обода (фиг. 400).

#### Съемные обода

Как мы уже говорили, съемные обода применяются сейчас редко. Пример такого обода показан на фиг. 401. К основному ободу колеса 1 и промежуточному кольцу 2 притягивается на болтах обод колеса 3. Обод крепится с помощью скоб 5, размещенных по окружности колеса и притягиваемых болтами 6.

Т а б л и ц а 10

Таблица размеров полуглубоких прямобортных ободов Мишлен-Бибендум

Размер покрышек	Покрышка		Максимальная нагрузка на ось в кг	Обод 2
	Диаметр в мм	Ширина в мм		
25 × 8,00 <sup>1</sup>	625	75	150	7 × 48
27 × 4,00 <sup>1</sup>	680	100	220	10 × 48
11 × 45 <sup>2</sup>	703	118	550	11/12 × 45
12 × 45 <sup>2</sup>	726	125	700	
12 × 45 <sup>2</sup>	743	136	800	13 × 45
14 × 45 <sup>2</sup>	755	145	1000	14 × 45
14 × 50 <sup>2</sup>	803	145	1000	14 × 50
16 × 50 <sup>2</sup>	815	155	1200	15/16 × 50
16 × 50 <sup>2</sup>	832	160	1400	
17 × 50 <sup>2</sup>	850	180	1800	17 × 50

<sup>1</sup> Размер покрышки равен диаметру покрышки, умноженному на ширину покрышки в д.м.

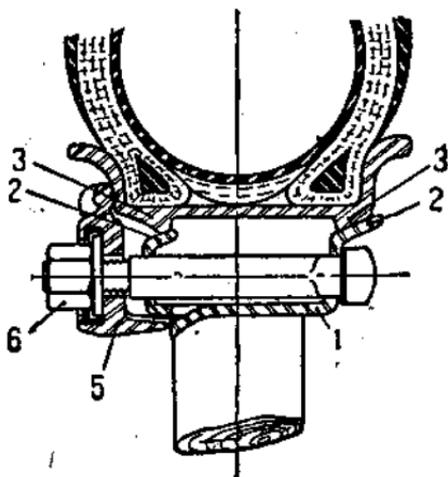
<sup>2</sup> Размер покрышки равен ширине покрышки, умноженной на диаметр обода в м.м.

## Обода для грузовиков

Грузошины и эластики монтируются на бандажи, насаживаемые на гладкий обод колеса (фиг. 391).



Фиг. 400. Глубокий прямобортный обод Калецет с выемками.



Фиг. 401. Стенный разъемный обод.

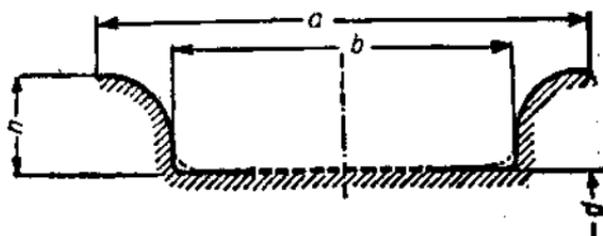


Фиг. 402. Стандартная форма плоского прямобортного обода для грузовиков.

Пневматики грузовиков обычно монтируются на плоские прямобортные обода, которые чаще всего делаются составными со съемным бортом и кольцом (фиг. 402).

Таблица 11

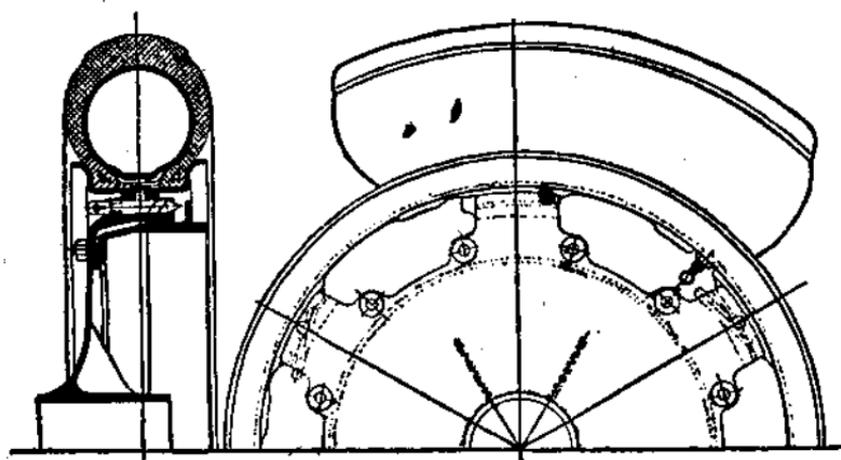
Обод для грузовиков на пневматиках



Фиг. 402а.

Обод в дм	b	a	h	Обозначение обода			Расстояние между осями сдвоенных колес
				Диаметр 18"	Диаметр 20"	Диаметр 24"	
5	95	135	27	28 × 5	30 × 5	34 × 5	190
6	110	160	32	—	32 × 6	36 × 6	225
7	127	177	32	—	34 × 7	38 × 7	255
8	152	216	36	—	36 × 8	40 × 8	285
10	186	262	51	—	40 × 10	—	—

На грузовиках применяются также колеса со съёмными ободами.

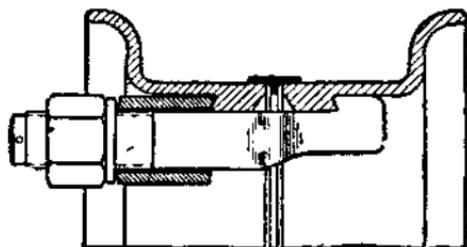


Фиг. 403. Съёмный обод колеса Симплексо.

### Съёмные обода

На грузовиках редко применяются съёмные обода по типу, показанному на фиг. 401, где верхний обод колеса насаживается на сплошную

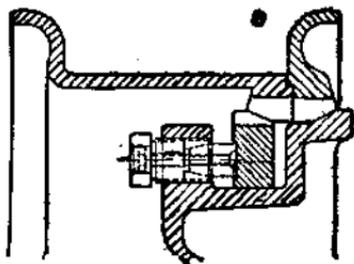
обод колеса (разве только на легких фургонах и автобусах). У грузовиков с целью облегчения веса применяются иные конструкции. В колесе



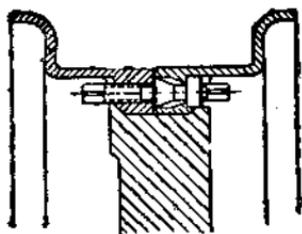
Фиг. 404. Деталь крепления обода с монтажной скобой колеса Симплекс.



Фиг. 405. Колесо ВСИ.



Фиг. 406. Деталь крепления обода у колеса ВСИ.



Фиг. 407. Деталь крепления обода у колеса Примус.

«Симплекс» (фиг. 403) верхний обод разделен посередине. На окружности обода имеются по количеству спиц двойные клиновидные выступы, заходящие в соответствующие выемки в головках спиц. До надевания

на колесо половинки обода стягиваются монтажными скобами (фиг. 404). После отпуска монтажных скоб давление пневматика на боковые стенки обода плотно прижимает его клинчатые выступы к головкам спиц.

Для предупреждения смещения обода со спиц при падении давления в шине предусмотрены 2—3 предохранительных клина.

На фиг. 405 показан другой тип колеса со съемным ободом с тремя спицами завода БСН. Верхний обод разрезан по середине и снабжен конусными двойными выступами, суживающимися кнаружу. Крепление головок спиц, снабженных надлежащими выемками, осуществляется путем разжимания половинки обода с помощью натяжных болтов (фиг. 406).

На фиг. 407 показано крепление обода в колесе «Примус». Здесь обод имеет боковую съемную часть с конусными выступами. Эти выступы опираются с одной стороны на выступ обода, а с другой стороны прижимаются через промежуточную часть натяжным болтом.

## Шины

Шины делятся на:

а) грузопины, которые делаются полукруглого или приблизительно прямоугольного профиля;

б) эластичные грузопины (эластики), которые делаются приблизительно прямоугольного профиля с выемками по наружной поверхности и с пустотами внутри;

в) пневматики, т. е. шины с большим воздушным пространством, наполняемым воздухом под давлением выше атмосферного.

В зависимости от величины давления различают: 1) пневматики низкого давления (баллоны); 2) пневматики высокого давления.

## Грузопины

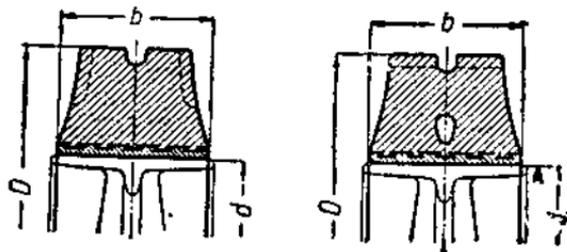
В настоящее время грузопины запрещены к применению для всякого типа моторных экипажей в большинстве стран, ибо они разрушают дорожную одежду.

В грузопинах резиновый покров покоится на стальном бандаже, снабженном во всей окружности выемками в форме ласточкиного хвоста. Мягкая резина тела грузопины не может быть непосредственно связана со сталью бандажа, поэтому в выемки бандажа запрессовывается эбонит, затем кладется слой полутвердой резины и все вместе вулканизируется с покровной резиной. Обод колеса гладко обтачивается. Диаметр обода делается несколько больше диаметра бандажа шины. Надевание бандажа на обод производится на гидравлическом или шпиндельном прессе под большим давлением.

Недостатком грузопин является малая упругость, следовательно и малая грузоподъемность. Грузопина плохо поглощает удары. И без того малая упругость грузопин еще больше уменьшается при повышении нагрузки. Поэтому дорожные толчки действуют на шасси грузового автомобиля почти не ослабленными. Так называемая работоспособность шин, характеризующая поглощающие свойства их и степень защиты, оказываемой шинами на экипаж и дорогу, т. е. поглощение работы в мкс на 1000 кг добавочного груза сверх нормальной нагрузки, по данным опытов равняется для грузопин 4—8, для эластиков — 8—12, для пневматиков высокого давления — 15—23, для пневматиков низкого давления — 23—60 мкс. По мере износа работоспособность грузопин падает еще больше. Ввиду сильного нагрева резины экипажи на грузопинах не должны передвигаться со скоростью выше 25—30 км/час.

### Эластички

Эластички отличают от грузопины наличием наружных выемок и внутренних пустот (фиг. 408). Работоспособность эластиков также весьма невелика — 8 мкг.



Фиг. 408. Эластичная грузопина.

Таблица 12

Эластички для грузопин

Тип	Наружный диаметр $D$ Доп. откл. + б	Ширина $b$	Внутренний диаметр шины (бандажа) $d$	Диаметр обода Допуст. откл. 0,3*	Допустимая нагрузка в кг	Область применения
75/720	860	75	719,20	720	550	Автонасосы и приц. лест.
85/500	645	85	499,40	500	500	
110/560	733	110	559,40	560	800	Тягачи
111/770	950		769,20	770	1000	
120/520	705	120	519,40	520	880	Автонасосы и приц. лест.
120/590	775		589,40	590		
120/670	875	150	669,20	670	1500	Тягачи
150/770	975		769,20	770		
150/850	1055	170	849,20	850	1360	Прицепы
170/485	705		484,40	485		
170/555	775	185	554,40	555	1770	Тягачи
170/670	890		669,20	670		
170/770	990	200	769,20	770	1480	Прицепы
170/850	1070		849,20	850		
185/555	777	220	554,40	555	1850	Грузовики и прицепы
185/670	892		669,20	670		
185/700	992	240	769,20	770	1600	Прицепы
185/850	1072		849,20	850		
200/885	715	200	484,40	485	2000	Грузовики
200/555	785		554,40	555		
200/670	900	220	669,20	670	1760	Прицепы
200/770	1000		769,20	770		
220/555	785	240	554,40	555	2200	Грузовики и прицепы
220/670	900		669,20	670		
220/770	1000	240	769,20	770	2400	Прицепы
240/670	900		669,20	670		

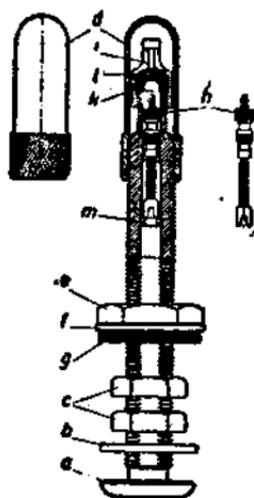
Применение эластиков ограничено по тем же причинам, что и грузовшин. В тех случаях, где они применяются (в Германии давление на 1 см основания обода эластика не должно превышать у полногруженого автомобиля 100 кг), они должны обладать при ширине банджа до 120 мм выстиной в изношенном состоянии минимум в 80 мм при ширине от 120 до 180 мм — минимум 65 мм, при ширине выше 180 мм — минимум 70 мм.

Стандартные размеры эластиков приведены в табл. 12.

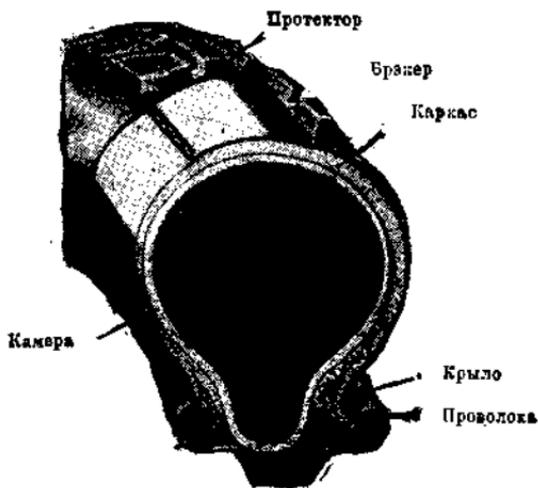
### Пневматики

В настоящее время почти все без исключения легковые и грузовые автомобили снабжаются пневматиками.

Пневматическая шина состоит из двух частей: внутренней камеры и покрышки. Камера представляет собой свернутую в кольцо резиновую трубку, снабженную вентиляем, через которую производится наполнение ее воздухом. Толщина стенок камеры колеблется от 1,5 до 4,5 мм. Так как стенки камеры очень тонки, то для защиты ее от износа и предупреждения сильного расширения она окружается покрышкой.



Фиг. 409. Вентиль Шредер. *a* — вентиль; *b* — гайка; *c* — гайка для крепления камеры; *d* — колпачок; *e* — гайка для крепления к ободу; *f* — круглая шайба; *g* — резиновая прокладка; *h* — клапан; *i* — крышка вентиля; *k* — резиновая прокладка крышки вентиля.



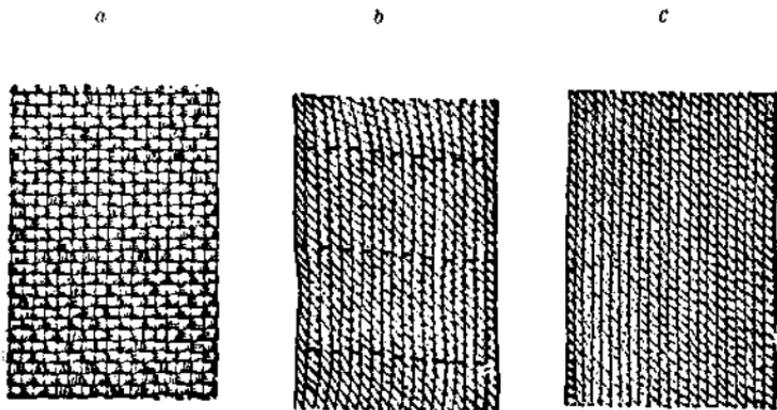
Фиг. 410. Разрез прамобортной покрышки.

Различные типы вентиляей, служащих для наполнения камеры воздухом, конструктивно отличаются друг от друга. Вентиль состоит из металлической трубки, снабженной клапаном, препятствующим обратному прохождению воздуха. Клапан под действием давления воздуха в камере,

либо под действием специальной пружины прижимается к седлу в вен-  
тиле и не позволяет воздуху выходить из камеры.

На фиг. 409 показан клапан «Шредер» в разрезе.

Покрышка представляет собой подковообразное кольцо, состоящее из  
нескольких слоев прорезиненной ткани — каркаса покрышки. В нижней  
части покрышки имеется утолщение, в котором лежит шнур профили-  
рованной резины — вулст, придающий нижней части покрышки (крылу)  
жесткость и необходимые очертания. По способу закрепления крыла  
в ободе колеса различают покрышки бортовые и прямобортные. У бор-  
товых покрышек крыло имеет закраины, входящие в соответствующие  
выемки бортового обода. У безбортовых (прямобортных) покрышек



Фиг. 410а. Ткань для каркаса покрышки. а—обычные переплетения; б—корд с диагональным утком; в—корд без утка.

(фиг. 410) вулст прямой, внутри его проложена проволока, свернутая  
в кольцо. Диаметр этой проволоки меньше диаметра края обода и  
поэтому покрышка с него соскочить не может. Поверх каркаса навулка-  
низируется полоса прочной, малоэластируемой резины толщиной от 5  
до 30 мм — протектор. Протектор на поверхности снабжен рисунком, т. е.  
фигурными бороздками, которые улучшают сцепление покрышки с доро-  
гой и придают протектору большую эластичность. От правильного вы-  
бора рисунка протектора зависит долговечность покрышки и удобство  
управления автомобилем.

Сбоку на каркас наклеиваются тонкие полоски — боковинки, сделан-  
ные из такой же резины, что и протектор. Для предохранения камеры  
от повреждения и от зацементации между крылом покрышки и бортом,  
между камерой и последним кладут резиновую ленту, утолщенную по-  
средине.

Между каркасом и протектором покрышки находится слой специаль-  
ной прорезиненной ткани — бракер, который скрепляет каркас с протек-  
тором и, кроме того, воспринимает некоторую часть толчков, являясь  
как бы дополнительным амортизатором.

Долговечность шин в значительной мере зависит от материала ткани,  
из которого изготовлен каркас. Если взять для этой цели ткань обык-

овенного переплетения (с плотной основой и утком) (фиг. 411, а), то под влиянием деформации покрывки под нагрузкой движение слоев каркаса очень быстро переплещит нитки основы утком и разрушит каркас.

Поэтому в современных покрывках каркас делается из корда, т. е. ткани, у которой основа скрепляется лишь очень редким утком, служащим только для скрепления основы до укладки ткани, либо делается совсем без утка (фиг. 411, б и с).

Как мы уже говорили, покрывки делаются или бортовыми (иначе клинчер) или прямобортными (иначе безбортовыми). Кроме того, пневматики отличаются друг от друга по силе давления накачиваемого в них воздуха на шины высокого и низкого давления. Давление воздуха в шинах высокого давления лежит около 3,5—6 ат. Для увеличения эластичности работы покрывок, для того чтобы сделать их более мягкими и податливыми, чтобы покрывки не перескакивали через дорожные препятствия, а мягко обминали их, в последнее время стали применять баллонные шины, т. е. шины пониженного давления. Баллоны увеличивают сохранность дороги и экипажа, облегчают работу водителя, так как дорожные толчки при применении баллонов менее резко воспринимаются рулевым управлением.

В последнее время стали применять шины еще более пониженного давления, так называемые сверхбаллоны, в которых давление не превышает 1½—2 ат.

Покрывки изготовляются самых разнообразных размеров. Величина покрывки обычно дается ее наружным диаметром и шириной профиля в дюймах или миллиметрах. Первая цифра в обозначении покрывки означает диаметр, вторая — ширину профиля. Бортовые покрывки обозначаются обычно в мм, прямобортные — дм.

Для отличия шин высокого давления от баллонов ширину профиля последних указывают десятичными дробями, а ширину шин низкого давления — простыми дробями или вообще без дробей. Эти обозначения являются только условными размерами покрывок. Фактические размеры несколько больше.

Покрывки для легковых автомобилей в последнее время более или менее стандартизованы. Для легковых автомобилей в настоящее время применяются почти исключительно прямобортные баллоны с давлением воздуха 1,75—3,25 ат. Нормальные размеры этих покрывок даны в табл. 13. На легковых автомобиля ставятся предпочтительно колеса с ободами диаметром 18 и 20". Для плоских и глубоких прямобортных ободов идут шины одинаковых размеров.

Обода для грузовиков обычно берутся 20, 22 и 24".

Гигантские пневматики для грузовиков ранее делались высокого давления — до 5—8 ат (табл. 15).

В настоящее время давление снижают. Сниженные давления для шин грузовиков приведены в табл. 14.

На тяжелых грузовики нередко приходится ставить двоянные шины, поскольку грузоподъемности одной шины оказывается для них недостаточной.

В табл. 16 даны указания о расстоянии между серединами двоянных шин разных размеров. Таблица учитывает постановку на шинах снеговых цепей.

В случае ожидаемой перегрузки автомобиля выше нормы на колеса можно монтировать покрывки большего размера — так называемые сверхразмеры.

Табл. 17 дает наиболее употребительные размеры этих заменяющих покрывок.

Таблица 13  
Покрышки для легковых машин

Покрышка	Диаметр	Ширина	Допустимая нагрузка на 1 шину в кг	Давление воздуха в накаченной неагруженной шине в ат	Обод	
					глубок. прямо-борти.	плоск. прямоборти.
4,00--18	670 ± 10	100 ± 5	225 250 275	1,75 2,0 2,25	3 1/2 × 18	
4,50--18	695	112	250 300 350	1,75 2,0 2,25		
4,75--18	710	120	300 350 400	1,75 2,0 2,25		
5,00--18	725	128	350 400 450	2,0 2,25 2,5	4 × 18	
5,25--18	740	135	400 450 500	2,0 2,25 2,5		
5,25--20	790	138	450 500 550	2,0 2,25 2,5	4 1/2 × 20	29 × 4 1/2/20
5,50--18	755	145	450 500 550	2,0 2,25 2,5	4 1/2 × 18	
5,50--20	805	145	500 550 600	2,25 2,5 2,75	4 1/2 × 20	29 × 4 1/2/20
6,00--18	770	152	525 575 625	2,25 2,5 2,75	4 1/2 × 18	
6,00--20	820	152	550 625 700	2,25 2,5 2,75	4 1/2 × 20	20 × 4 1/2/20
6,60--20	815	165	650 725 800	2,5 2,75 3,0	5 × 20	30 × 5/20
7,00--20	865	178	775 850 925	2,75 3,0 3,25		

**Таблица 14**  
**Покрывки для грузозвнков**

Покрывка	Диаметр	Ширина	Допустимая нагрузка 1 шины в кг	Давление воздуха в накаченной нагрузке, шинке в ат	Обод	
					глубок. прямо-бортн.	плоск. прямоборт.
7,00—20	865 ± 15	178 ± 7	850 925 1000	3,25 3,5 3,75	—	30 × 8
7,50—20	910	190	900 1000 1100 1200	3,5 3,75 4,0 (4,25)	—	32 × 8
8,25—20	940	210	1150 1250 1350	3,75 4,0 4,25	—	34 × 7
8,90—20	970	230	1400 1500 1600	4,0 4,25 4,5	—	34 × 7
9,75—20	1010	250	1700 1800 1900	4,25 4,5 4,75	—	36 × 8
10,50—20	1055	270	1950	4,5	—	36 × 8
			2075	4,75		
			2200	5,0		
12,00—20	1140	305	2100	4,5	—	40 × 10
			2225	4,75		
			2350	5,0		
12,00—20	1140	305	2050	4,5	—	40 × 10
			2725	5,0		
			3000	5,5		

Примечание. При применении на фургонах или автобусах сдвоенных шин допустимая нагрузка при том же давлении должна быть снижена на 15%.

**Таблица 15**  
**Измерения высокого давления для грузозвнков**

Покрывка		Фактический размер		Допустимая нагрузка в кг	Давление воздуха в ат	Обод	
мм	мм	Диаметр в мм	Ширина в мм			нормальный	как для сверхразмера
30 × 5	825 × 150	825 ± 15	150 ± 7	770	5	30 × 5	—
34 × 5	925 × 150	925 ± 15	150 ± 7	885	5	34 × 5	—
30 × 6	825 × 150	825 ± 15	175 ± 7	1000	8	28 × 5	—
32 × 6	875 × 175	875 ± 15	175 ± 7	1000	6	32 × 6	30 × 5
36 × 6	975 × 175	975 ± 15	175 ± 7	1135	6	36 × 6	34 × 5
34 × 7	925 × 200	925 ± 15	200 ± 7	1275	6,5	34 × 7	32 × 6
38 × 7	1025 × 200	1025 ± 15	200 ± 7	1455	6,5	38 × 7	36 × 5
36 × 8	975 × 225	975 ± 15	225 ± 7	1635	7	36 × 8	34 × 7
40 × 8	1075 × 225	1075 ± 15	225 ± 7	1820	7	40 × 8	38 × 7
38 × 9	1050 × 250	1050 ± 15	250 ± 7	2045	7,5	38 × 8	—
40 × 9	1150 × 250	1150 ± 15	250 ± 7	2675	7,5	40 × 8	—
42 × 10	1125 × 285	1125 ± 15	—	2800	6	40 × 10	—

Таблица 16  
Для двоясных шин

Обод	Пневматики высокого давления	Пневматики, низкого давления	Расстояние между сере- дними обо- дов и шин <i>a</i>
1/2 × 20 и 29 × 41/2/20	—	6,00/20	310
5 × 20 и 230 × 5/20	—	6,50/20 7,00/20	
30 × 5	30 × 5 32 × 6	7,00/20	210 <sup>1</sup>
34 × 5	34 × 5 36 × 6	—	
32 × 6	32 × 6 34 × 7	7,50/20	226
36 × 6	36 × 6 38 × 7	—	
34 × 7	34 × 7 38 × 8	8,25/20 9,00/20	265
38 × 7	38 × 7 40 × 8	—	
36 × 8	36 × 8 38 × 9	9,75/20	290
		10,50/20	310
40 × 8	40 × 8 42 × 9	—	290 <sup>2</sup>
9—10/20	38 × 9 40 × 10	10,50/20 12,00/20	325 <sup>3</sup>

Таблица 17  
Таблица сверхразмеров баллонных шин

Размер покрышки	Диаметр обода	Какой сверхраз- мер упот- ребляется	Размер покрышки	Диаметр обода	Какой сверхраз- мер упот- ребляется
29 × 4,40	21	30 × 5,50	32 × 6,00	20	32 × 6,20
30 × 4,50	21	нет	32 × 6,20	20	32 × 6,75
28 × 4,75	19	29 × 5,25	31 × 6,75	19	32 × 6,75
30 × 5,00	20	30 × 5,25	32 × 6,75	20	нет
31 × 5,25	21	32 × 6,00	34 × 7,50	20	34 × 7,50
30 × 5,77	20	32 × 6,00	—	—	нет

<sup>1</sup> Если применяются пневматики высокого давления, то *a* = 200.

<sup>2</sup> При применении шин 10,50 *a* = 310.

<sup>3</sup> В случае необходимости.

Таблица 17а

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 1365
	АВТОШИНЫ пневматические высокого давления Сортамент	М В И (1.1.В); 629.133 Автотракторный



Фиг. 411.

Прямобортные (SS). Бортовые (милчер С)

Вид	Порядко- вые но- мера	Торговые размеры			
		наименование шины А × В		диаметр обода d	
		мм	дм	мм	дм
Прямобортные (SS)	1	810 × 150	30 × 5	510	20
	2	885 × 150	33 × 5	585	23
	3	860 × 175	32 × 6	510	20
	4	960 × 175	36 × 6	610	24
	5	910 × 200	34 × 7	510	20
	6	1010 × 200	38 × 7	610	26
	7	960 × 225	36 × 8	510	20
	8	1060 × 225	40 × 8	610	24
Бортовые (С)	9	756 × 105*		560	
	10	835 × 135*		587	
	11	880 × 135*		630	
	12	820 × 135*		670	
	13	895 × 150*		590	
	14	1025 × 185*		600	
	15	795 × 105*	31 × 4	585	23

1. Размеры диаметра ободов в миллиметрах указаны с точностью до +3 мм.
2. Для размеров № 1—8 и 15 допускается параллельное обозначение в дюймах.
3. Для размеров № 1—8 и 15 внешний диаметр А равен диаметру обода d плюс удвоенный профиль В.
4. Автомобили, снабженные шинами, отмеченными звездочкой, не допускаются к ввозу и изготовлению в СССР.

Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 15 февраля 1930 г., как обязательный с 1 апреля 1930 г.

Таблица 18

Проект стандарта автопокрышек низкого давления

№ вида	Торговые размеры			
	Наименование шин		Диаметр обода	
	мм	дм	мм	дм
1	—	30 × 4,50	—	21
2	—	28 × 4,75	—	19
3	—	29 × 4,75	—	20
4	—	31 × 5,25	—	21
5	—	29 × 5,50	—	19
6	—	30 × 5,50	—	20
7	—	32 × 6,00	—	20
8	—	31 × 6,50	—	19
9	—	33 × 7,00	—	19
10	—	34 × 7,00	—	20
11	—	35 × 7,00	—	21
12	730 × 130	—	—	—
13	775 × 145	—	—	—

Прим. ред. В СССР имеются Общесоюзный стандарт на шиныны высокого давления и проект стандарта баллонов (табл. 17а и 18).

## НАСОСЫ ДЛЯ ШИН

Снабжение мощных грузовиков и автобусов пневматиками и стремление облегчить работу водителя и обуславливают применение на тяжелых автомашинах насосов для накачивания шин, приводимых в действие двигателем автомобиля. Насос для шин, обычно представляющий собой маленький поршневой, реже ротационный воздушный насос, пристраивается либо непосредственно к двигателю либо к коробке передач. В последнем случае привод насоса осуществляется с помощью шестерен от промежуточного вала коробки передач. Шестеренка на валу насоса может перемещаться, чтобы насос можно было включать в действие только в случае необходимости. Обычно применяются одноступенчатые воздушные насосы.

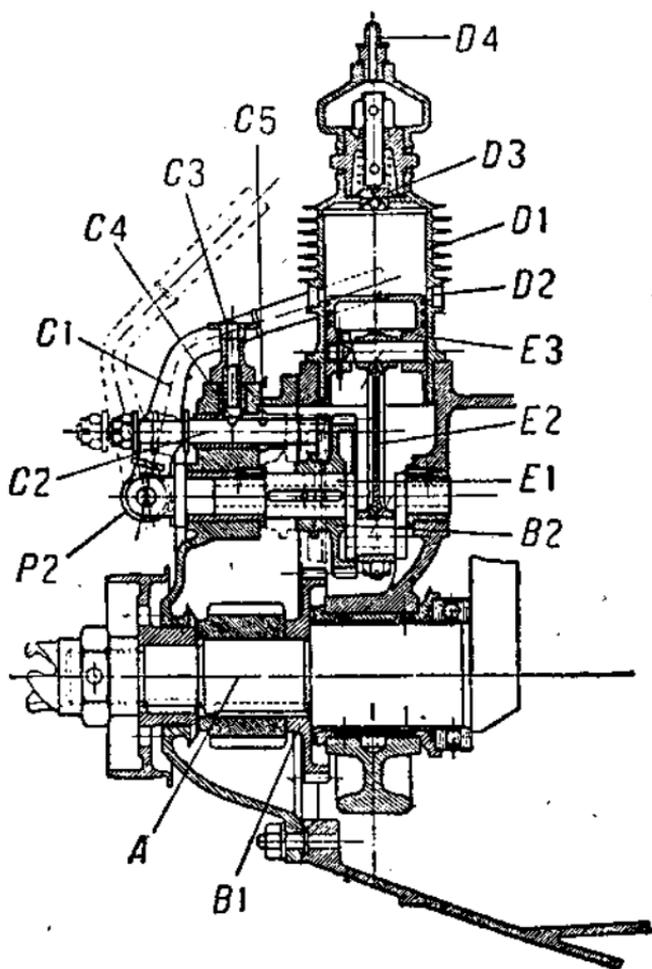
Образец воздушного насоса («Бенц») показан на фиг. 412. Этот насос крепится на двигателе со стороны карбюратора вблизи вентилятора и приводится в действие от коленчатого вала  $A$  шестернями  $B_1$  и  $B_2$ . В положении, показанном на фигуре, шестерня  $B_2$ , а вместе с ней и сам насос выключены. Для включения насоса надо приподнять запорный штифт  $C_2$  и переместить рычаг  $C_1$  в положение, отмеченное пунктиром. Для выключения надо только приподнять штифт  $C_2$ . Пружина  $P_2$  тогда сама сместит шестерню  $B_2$ . Шестерня  $B_2$  приводит в действие кривошипный механизм воздушного насоса  $E_1, E_2, E_3$ . Воздух засасывается через окно  $D_2$  цилиндра и нагнетается через нагнетательный клапан  $D_3$  в нагнетательный трубопровод. Буквой  $D_4$  обозначен ниппель, служащий для подключения воздухопроводного шланга.

В насосе «Фрейд» (фиг. 413) поршень  $c$  приводится в действие с помощью эксцентрика  $b$ , сидящего на приводном валу и действующего на сухарь  $a$  и поршневой золотник. Воздух поступает через всасывающее окно  $n$  и уходит через пружинные нагнетательные клапаны  $v$ . Давление воздуха доводится до 7 ат. Насос работает на 500 об/мин.

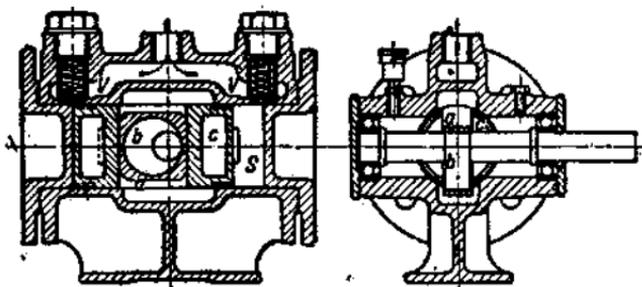
На фиг. 414 показан пример установки воздушного насоса на картере коробки передач (автокар).

Воздушный ротационный насос «Ибра» известной фирмы Кнорр показан на фиг. 415. В цилиндрическом корпусе  $a$  вращается поршень  $b$ , сидящий на коленчатом валу и снабженный язычком  $c$ . Этот язычок разделяет пространства всасывания и нагнетания. Направление язычку дается цилиндром  $d$ . Корпус насоса по бокам прикрыт плотными крышками. В одной из крышек размещено всасывающее окно. Нагнетательное окно расположено в цилиндре. Насос дает до 900 л воздуха в минуту давлением в 6 ат.

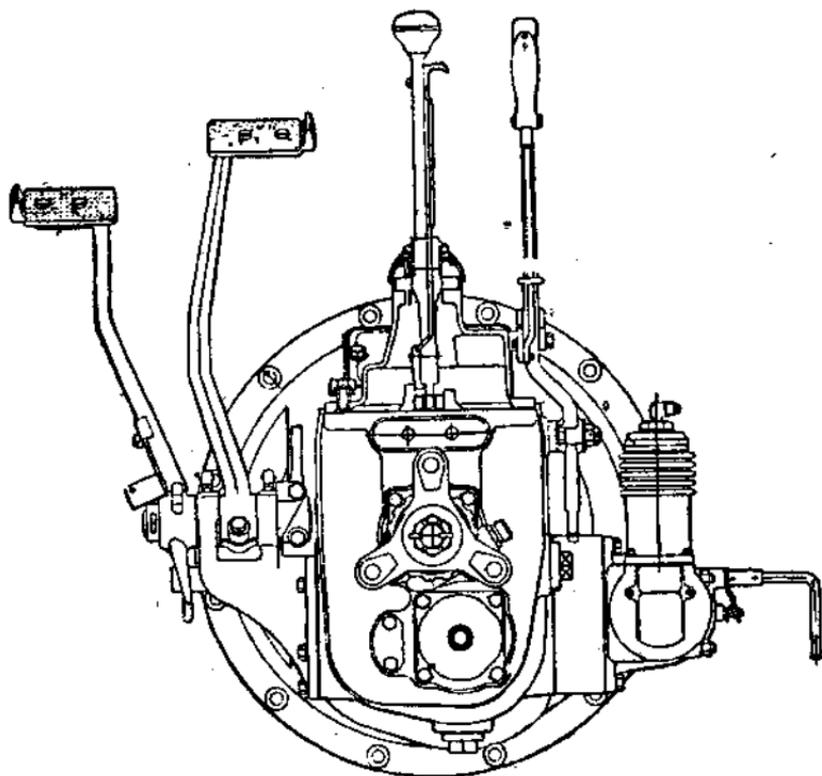
Для маломощных автомобилей с пневматиками низкого давления и малым расходом воздуха применим особый тип воздушных насосиков, ввинчиваемых в цилиндр на место запальных свечей. Такой насосик обычно снабжается маленьким шариковым клапаном, приподнимающимся во время такта сжатия и закрывающим сообщение насосика с наполняемой камерой во время такта всасывания. Эти насосики применимы для давления не выше 4—5 ат (фиг. 416).



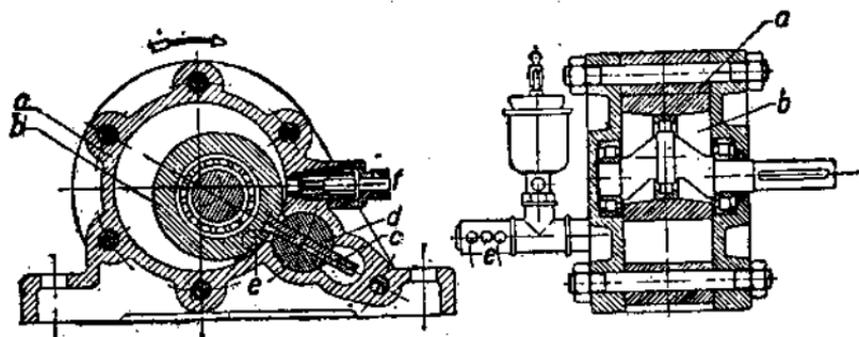
Фиг. 412. Насос для мши (Бени).



Фиг. 413. Насос для мши (Фрейд).

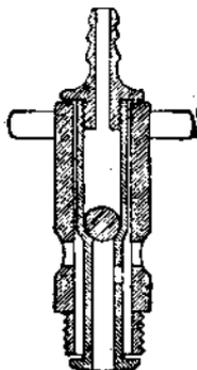


Фиг. 414. Установка насоса для шин на картере коробки передач (Автокар).



Фиг. 415. Насос для шин Ибра (Кюорр).

Насосы для шин обычно работают на значительно меньших оборотах, чем вал двигателя. Насосы должны работать только на медленном, холостом ходу двигателя автомобиля. Приключенные насосов для шин к коробкам передач представляется поэтому очень желательным.



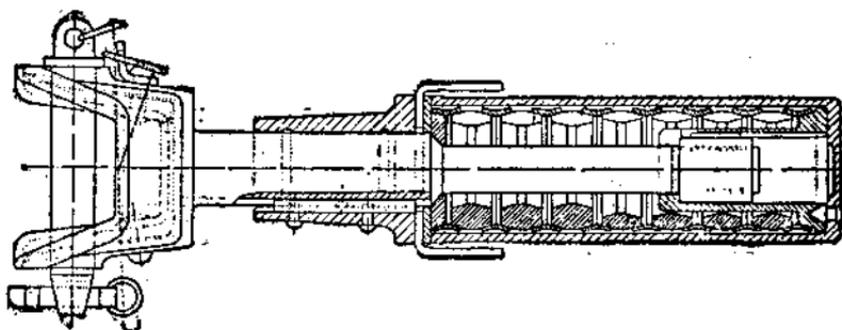
Фиг. 416. Малый насос для шин.

При накачивании шин надо следить за тем, чтобы в камеры пневматиков попадал воздух холодный и чистый, не загрязненный маслом. Для очистки воздуха надо предусмотреть установку фильтров. В воздухопроводе или насосе должен иметься предохранительный клапан, который можно было бы по желанию устанавливать на любое давление для предупреждения переполнения и разрыва камеры.

## СЦЕПКИ

Сцепки пужны для автомобилей, работающих с прицепами (однo- или двухосными). Пружинящая работа сцепки должна действовать в обоих направлениях движения с целью предупреждения толчков и наезда прицепа на автомобиль, а также для обеспечения упругой передачи на прицеп толчков, испытываемых тягачом.

Пример современной конструкции сцепки показан на фиг. 417. Здесь имеется пружина, состоящая из наружных и внутренних колец клино-



Фиг. 417. Сцепка с кольцевыми пружинами.

видного сечения. В результате трения клиновидных поверхностей друг по другу поглощаются толчки и сотрясения.

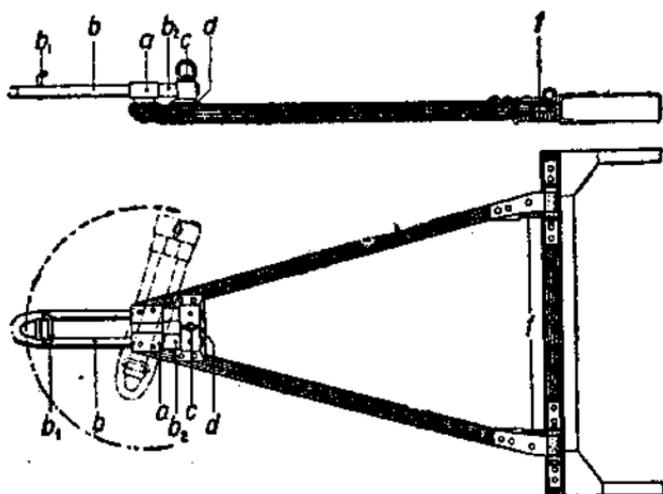
Простые сцепки неудобны в том отношении, что для приведения их в действие нужен вспомогательный персонал, и приходится довольно много маневрировать. Сейчас мы опишем ряд автоматических сцеплений, предложенных в течение последних лет.

В Германии закон требует, чтобы все автопоезда были снабжены такими приспособлениями, у которых сцепщик в момент сцепления не должен находиться между прицепом и автомобилем.

В сцепке «Крупн» (фиг. 418) жесткая вилка прицепа имеет спереди муфту *a*, могущую поворачиваться, в которую может быть введена деталь сцепки *b*, снабженная выступом *b*<sub>1</sub> (перемещение ограничивается втулкой *b*<sub>2</sub>). Сзади имеется защелка *c* с кольцом, на которую действует пружина. При подъезде машины защелка заходит в выемку *b* части *d*, прикрепленной к плечам вилки прицепа, и предупреждает дальнейшее вращение муфты и детали сцепки.

Сцепка «Альхорн», (фиг. 419) скватывает автоматически при заднем ходе машины. На заднем ходу тягача шворень прицепа заходит в от-

вертне сценки, пока не упрется в болт сценки. Тогда болт сценки отходит в сторону и при этом приподнимает запорный болт. Шкворень настолько глубоко заходит в отверстие сценки, что болт сценки вновь отходит



Фиг. 418. Сценка Крупи.

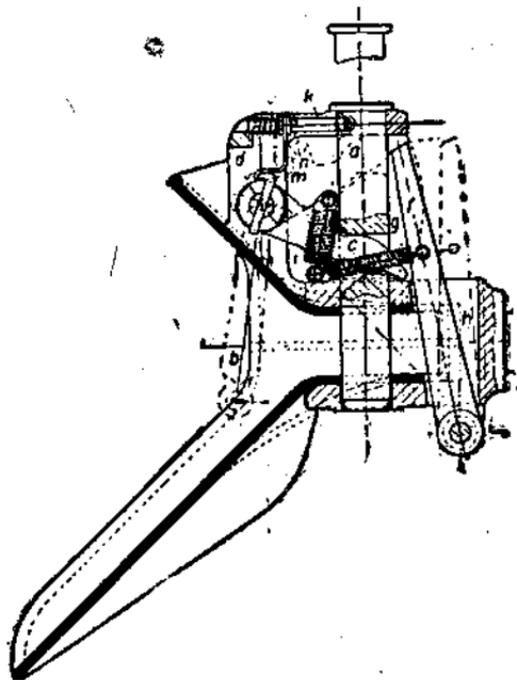
на старое место. Если теперь машине дать ход вперед, то болт ложится в выемку в шкворне, запорный болт спадет — сценка закреплена. Для расцепления приподнимается запорный болт с помощью троса с сидения шофера.



Фиг. 419. Сценка Алжорн.

На фиг. 420 показана автоматическая сценка «Аде». Отверстие сценки таково, что дает большую поверхность для захода вилки прицепа. Наклон нижней поверхности воронки на  $35-40^\circ$  к горизонтали обеспечивает легкий подъем ушка вилки прицепа вверх во время сцепления.

С боков воронка сцепки широко открыта и позволяет производить сцепление еще тогда, когда продольные оси автомобиля и прицепа стоят друг к другу под углом до  $110^\circ$ . Расцепление производится путем поворачивания рычага *b* примерно на  $45^\circ$  с помощью троса с сидения води-

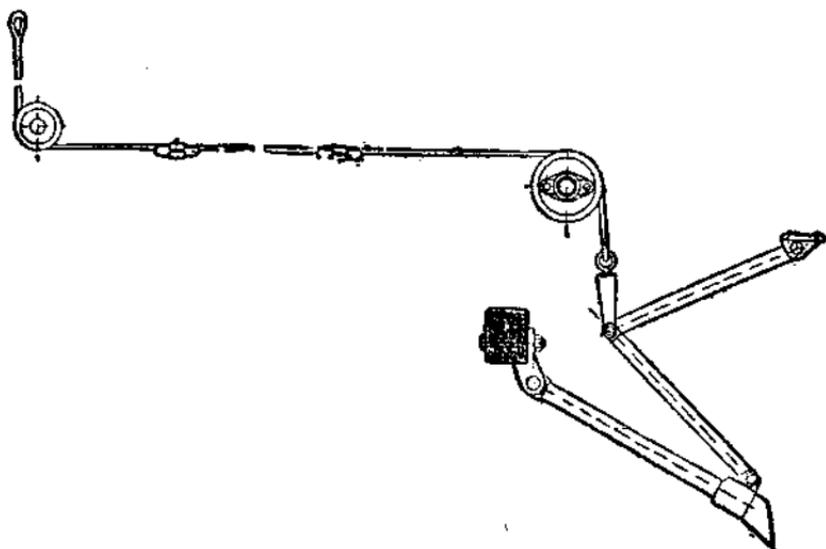


Фиг. 420. Автоматическая сцепка.

теля или же от руки. Язычок *c*, заклиненный на оси рычага, поднимает болт сцепки *a* и садится на защелку *f*, удерживаемую парой пружин *g*. Поднятие болта *a* освобождает ушко прицепа. При сцеплении же ушко прицепа отжимает защелку *f* назад, так, что болт сцепки *a* опускается вниз.

## ГОРНЫЕ УПОРЫ

При остановке или трогании с места тяжелых груженых автомобилей с прицепами или без них не всегда возможно на крутых подъемах удержать автомобиль от скатывания назад, под гору. Работу тормозов в таких условиях можно облегчить применением так называемых горных упоров. Горный упор (фиг. 421) крепится к задней траверсе рамы. Подъем и опускание горного упора осуществляются с места сидения шофера. Для



Фиг. 421. Горный упор (Бюссинг).

предупреждения заклинивания обычно применяют натяжную цепь; на нашем рисунке цепь заменена двумя шарнирно соединенными тягами, к шарниру которых прикреплен трос.

Горный упор рассчитывается по формуле:

$$P = Q \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}.$$

В этой формуле:

$P$  — сила от статической нагрузки, действующая в направлении горного упора;

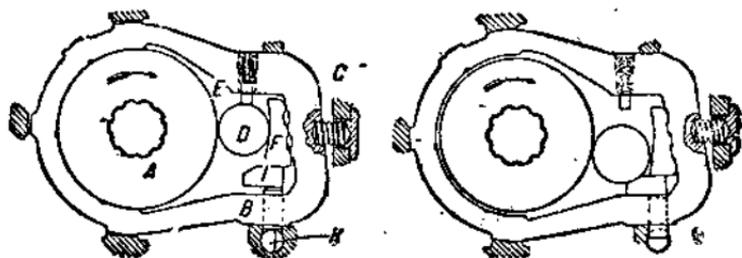
$Q$  — суммарный вес автомобиля;

$\beta$  — подъем в градусах;

$\alpha$  — угол между спущенным упором и перпендикуляром к поверхности дороги.

Сила  $P$  при скатывании автомобиля назад может оказаться значительно выше, чем в вышеприведенной формуле. Поэтому при расчете считают, что на горный упор падает нагрузка от общего веса автомобиля.

Для легковых автомобилей горных упоров не требуется. Только на самых мощных больших легковых машинах можно иногда встретить механизмы, предупреждающие произвольное скатывание автомобиля под гору путем фиксирования вала коробки передач (фиг. 422).



Фиг. 422. Храповый механизм для предупреждения откатывания автомобиля назад. Слева — при включении одной из скоростей вперед; произвольное откатывание автомобиля назад невозможно. Справа — при включении заднего хода; запирающий механизм автоматически выключается.

На валу коробки передач (фиг. 422) сидит зажимной диск  $A$ . Диск лежит частично в выемке свободно перемещающейся рамки  $B$ , опирающейся на выступы картера коробки передач и стоящей под действием пружины  $C$ . На ролик  $D$  действуют пружинный упор  $E$  и клин  $F$ . Клин  $F$  перемещается толкателем  $I$  и кулачком  $K$ . На фиг. 422 слева показано заправление механизма тогда, когда автомобиль при включении одной из скоростей вперед начинает скатываться вниз (диск  $A$  защемлен).

На фиг. 422 справа показано, как при включении заднего хода происходит вытравливание клина  $I$ , и как тогда зажимной диск  $A$  не препятствует свободному вращению вала коробки передач.

## ТАХОМЕТРЫ И СЧЕТЧИКИ ПРОЙДЕННОГО РАССТОЯНИЯ

При современном состоянии автомобильного транспорта, высоких скоростях и густоте движения, вызвавших к жизни ряд ограничений в отношении быстроты передвижения, каждый водитель должен иметь возможность постоянного наблюдения за мгновенной скоростью автомобиля. Для учета расхода горючего, износа пневматиков и экономичности эксплуатации автомобиля надо знать длину пройденного пути. Иногда, например, на спортивных и гоночных автомобилях надо иметь возможность вести наблюдение за числом оборотов двигателя. Во многих случаях представляет интерес характеристика режима работы автомобиля в течение всех суток. Тахометры и тахографы поэтому являются неотъемлемой принадлежностью каждого современного автомобиля. Почти все существующие типы тахометров работают удовлетворительно при условии правильной конструкции привода. Валик тахометра приводится во вращение со скоростью, пропорциональной вращению валов трансмиссии и колес автомобиля. Скорость вращения вала тахометра указывается стрелкой на шкале прибора. Шкала градуируется так, что дает мгновенную скорость автомобиля в км/час. Отдельные типы тахометров различаются, главным образом, по способу передачи усилия от валика тахометра на стрелку. Передача эта может быть осуществлена любым физическим способом, проявление которого находится в каком-либо определенном, не обязательно прямо пропорциональном отношении к числу оборотов привода. Однако целый ряд хороших способов передач оказывался неприменимым из-за того, что прибору приходится работать в условиях постоянного колебания скоростей, действия толчков и сотрясений, нагрева, электромагнитных влияний электрических машин.

Ниже приведено описание механических, аэродинамических и электромагнитных тахометров.

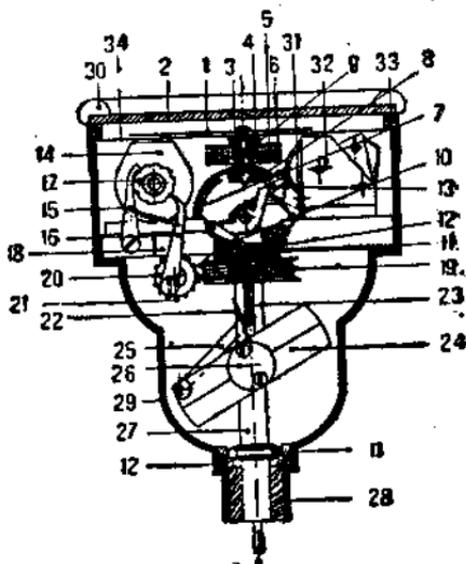
### Механические тахометры

Все механические тахометры работают по центробежному принципу. Отклонения вращающегося центробежного тела (маятника) пропорциональны квадрату скорости. Нагрев и электрические воздействия не влияют на работу механических тахометров. Зато следует позаботиться об устранении вредного влияния инерции собственной массы тахометра и сопротивления трения. Рычажная передача между маятником и стрелкой должна быть выполнена очень тщательно и из лучшего материала. Недостатком таких тахометров является неравномерное деление шкалы.

На фиг. 423 показан тахометр Мюле.

На валике 27 на оси 26 подвешено центробежное кольцо 24. Кольцо 24 отводится в состоянии покоя в нулевое положение пружины 22. К центробежному, кольцу 24, присоединена тяга 25, передающая перемещение кольца на поршенок 23. Поршенок 23 перемещается вверх

и вниз в канале, просверленном в валике 27, и передает движение через шток 10 и зубчатый сегмент 7 на привод стрелки 9. Стрелка 1 в состоянии покоя возвращается спиралькой 4 в нулевое положение. Эта спиралька в известной мере амортизирует скачки стрелки. Кроме того, имеется маховой диск, не показанный на фиг. 423. Таким путем осуществляется прямая передача качания кодыца 24 на стрелку 1. На шкале наносится скорость автомобиля в км/час. Обычно к тахометру присоединяется счетчик пройденного расстояния, т. е. приспособление, регистрирующее количество оборотов валов трансмиссии и колес. На валике тахометра для привода счетчика 14 имеется червяк 19, передающий вращение через червячное колесо 20 и собачку 15 на колесико 17 валика



Фиг. 423. Механический тахометр Мюле.

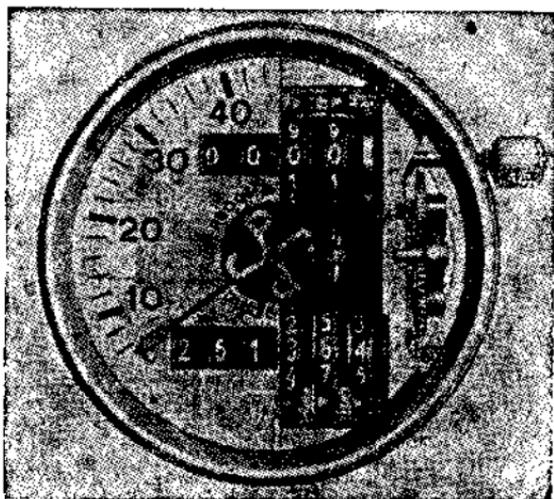
счетчика. Собачка 15 предотвращает обратное вращение колесика 17. Счетчик работает независимо от направления вращения, подсчитывая пройденное расстояние и вперед, и назад. Распространены два типа счетчиков: счетчики, непрерывно работающие до тех пор, пока не будет пройдено расстояние в 10 000 или 100 000 км, и после этого автоматически устанавливающиеся на нуль, и счетчики суточного пробега, которые в любой момент можно по желанию установить на нуль. В тахометре на фиг. 423 счетчик суточного пробега приводится во вращение также от червячного колеса 20 с помощью дополнительной собачки.

Корпус тахометра делается герметически закрытым для предохранения механизма от влаги и пыли. Некоторые тахометры имеют вторую стрелку, которая захватывается первой в движении, но назад не возвращается, так что показывает максимальную скорость, достигнутую во время перегона. Тахометры обычно работают на шарикоподшипниках или камнях.

## Аэродинамические тахометры

На фиг. 424 и 425 показан аэродинамический тахометр «Пирбом-Шюрман», работающий по принципу воздушного трения. Внутри закрытого металлического барабана, снабженного ребрами, имеется крыльчатка, на оси которой сидит стрелка тахометра. При вращении барабана между последним и крыльчаткой возникает трение воздуха, обуславливающее поворот крыльчатки и стрелки. Стрелка и крыльчатка в состоянии покоя оттягиваются пружинкой в нулевое положение.

Эластичная воздушная передача превосходно амортизирует вибрации и качание стрелки. Отклонение стрелки пропорционально скорости вра-



Фиг. 424. Аэродинамический тахометр Пирбом-Шюрман.

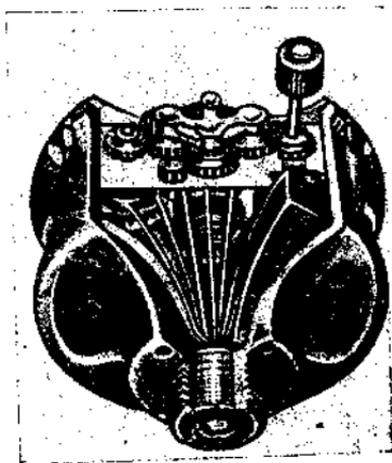
щения. Шкала поэтому равномерная. Отсутствие непосредственной механической передачи от вала тахометра к стрелке обуславливает эксплуатационную надежность прибора. Валики работают на шарикоподшипниках и камнях (гранатах). Приборы нечувствительны к температурным колебаниям, электрическим влияниям и сотрясениям.

## Индукционные тахометры

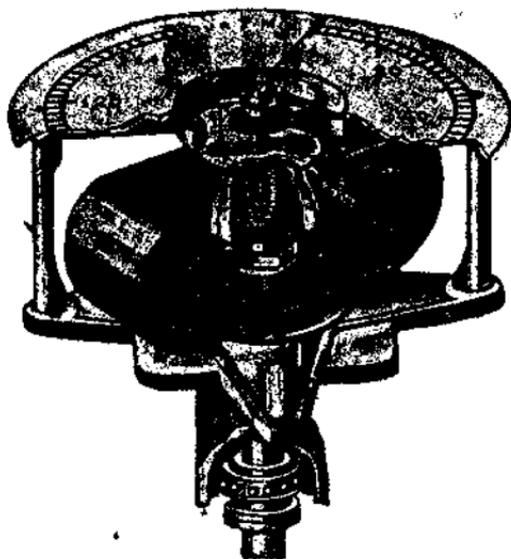
Напряжение, получаемое от динамомашин постоянного и переменного тока, пропорционально числу оборотов вала динамо. Поэтому любая динамомашинка, соединенная с вольтметром, может быть использована для измерения числа оборотов и скорости. В автостроении применяются, главным образом, индукционные тахометры. Из общего количества всех типов тахометров на индукционные падает не менее 90%.

Принцип работы индукционных тахометров заключается в следующем. Постоянное вращающееся магнитное поле вызывает образование в тормозном диске (медь, алюминий) токов Фуко, противодействующих образующемуся силовому полю. Если тормозной диск подвижен, то он под действием токов Фуко будет следовать движениям поля, т. е. будет

захватываться последним во вращение. Здесь имеет место как бы электромагнитное трение. Тахометры, работающие по этому принципу.



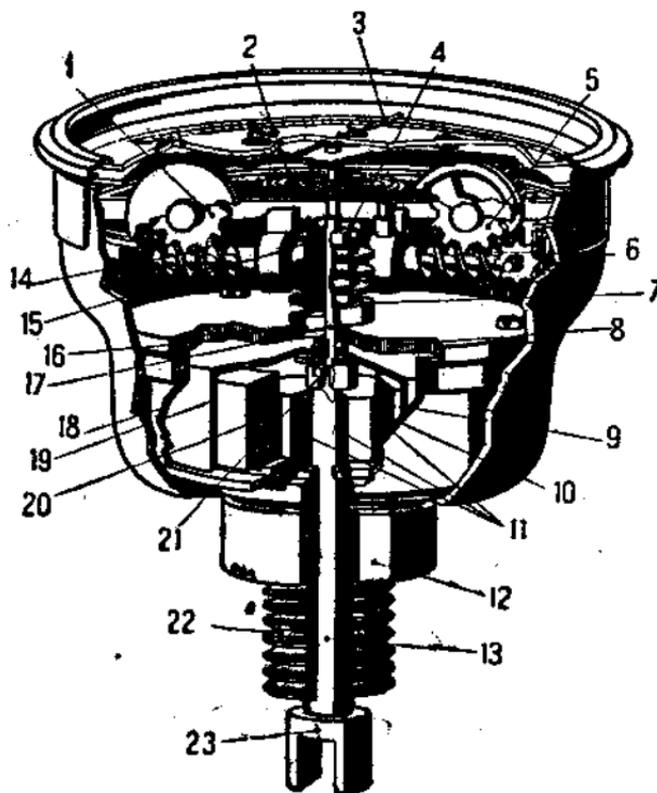
Фиг. 425.



Фиг. 426. Индукционный тахометр Делта.

имеют магнитную систему, состоящую из одного или нескольких подково- или колоколообразных магнитов и алюминиевого подвижного якоря, вращение которого задерживается пружиной. К этому якорю при-

креплена стрелка. Токи Фуко, образовавшиеся в результате вращения магнитов, стремятся повернуть якорь и стрелку против направления действия пружины. Отклонение стрелки прямо пропорционально окружной скорости. Шкала — равномерная. Не следует устанавливать тахометр близко к электрическим машинам, которые могут оказать на него посторонние индукционные воздействия. Размагничивания магнитов под дей-

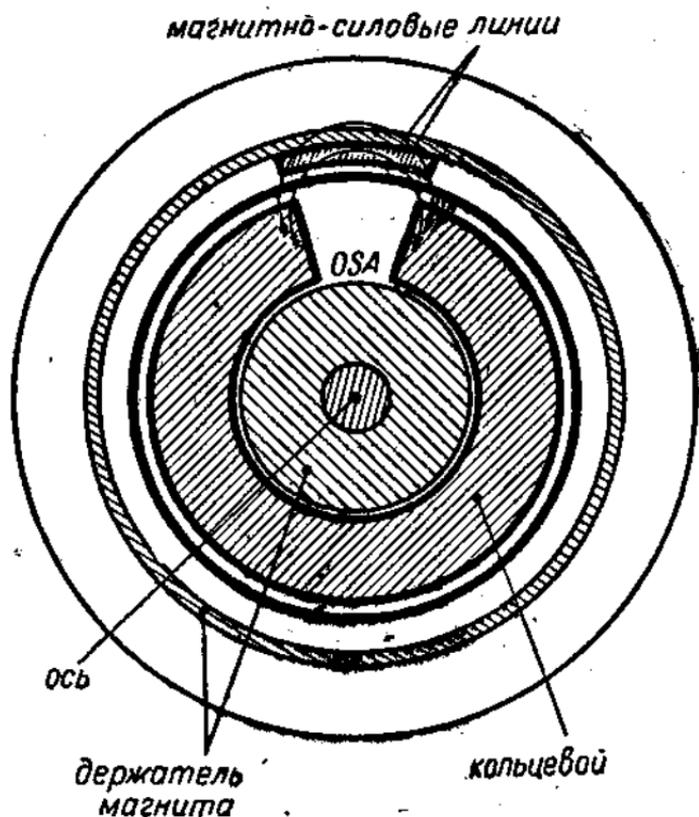


Фиг. 427. Индукционный тахометр Ота. 1—червячное колесо счетчика; 2—спираль; 3—стрелка тахометра; 4—распределительный червяк; 6—червячное колесо; 6, 14—чёрная; 7—распределительный червяк; 8, 16—покровный диск; 9, 19—алюминиевый магнитный колокол; 10, 20—кольцевой магнит; 12, 18—держатель магнита; 12—гайка; 13—ось магнита; 15, 21—специальный подшипник; 17—ось колокола; 22—ножка корпуса; 23—привод.

ствием сотрясения, нагрева и т. п. можно при изготовлении их из кобальтовой магнитной стали с высокой коэрцитивной силой не опасаться.

На фиг. 426 показан тахометр Дейта. Валик тахометра, лежащий в шарикоподшипнике, несет на себе С-образный магнит и тело из мягкого железа, частично охватенное полюсами магнита. В узкий кольцевой промежуток между магнитными полюсами и железным телом заходит боченкообразный корпус стрелки, обладающий очень малой массой

и подвешенный на камнях (сапфирах). Этот прибор работает с точностью порядка 0,1--0,2%. Характерной особенностью его является термическая компенсация, обусловленная наличием частичного магнитного шунтового приключения. Электрическая проводимость корпуса стрелки с повышением температуры несколько уменьшается, но одновременно уменьшается и магнитная проводимость шунта, так что паде-

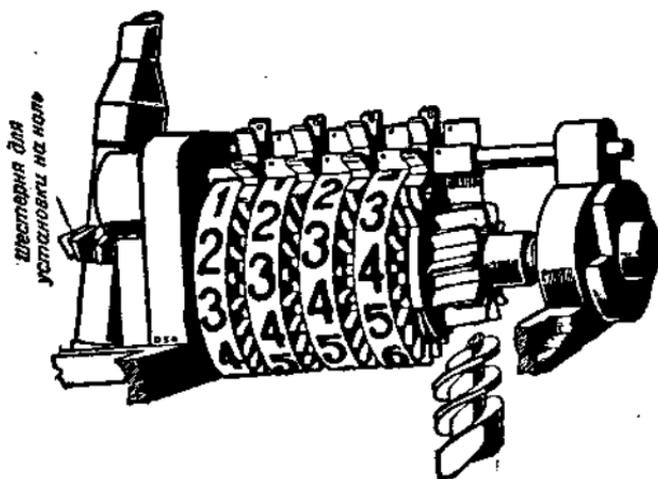


Фиг. 428. Магнитная система тахометра Ога.

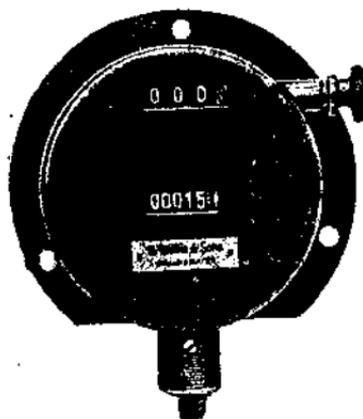
ние силы вращения из-за уменьшения электрической проводимости компенсируется усилением используемого магнитного поля. Таким образом температура не влияет на показание термометра.

Тахометр Ога (фиг. 427, и 428) снабжен прорезанным кольцевым магнитом. Между магнитом и магнитопроводом размещен свободно вращающийся алюминиевый магнитный колокол, несущий на себе стрелку и спиральную пружину. Ось колокола лежит в специальных смазываемых подшипниках. Несколько увеличенные потери на трение в подшипниках компенсируются лучшей устойчивостью при толчках. На фиг. 429 показан механизм счетчика этого тахометра.

На грузовики тахометры иногда не ставятся. Вместо них ставят только счетчики пройденного расстояния (фиг. 430). На фиг. 431 даны примеры размещения тахометров на арматурных щитках автомобилей.



Фиг. 429. Счетчик тахометра Ога.

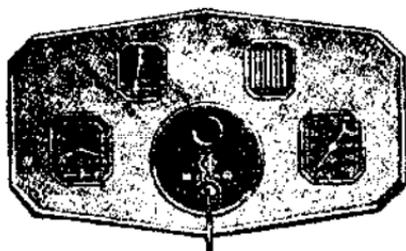
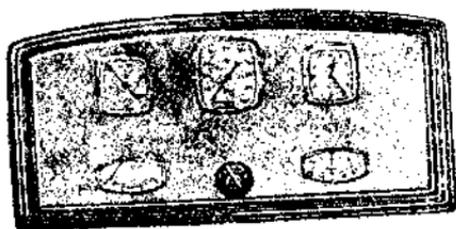


Фиг. 430. Счетчик пройденного расстояния.

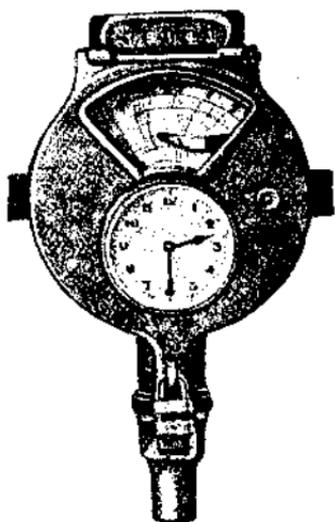
### Тахографы — записывающие тахометры

Для контроля скоростного режима работ автомобиля в течение суток применяют тахографы, т. е. приборы, записывающие скорость автомобиля на диаграммной бумаге. Запись дает также возможность установить

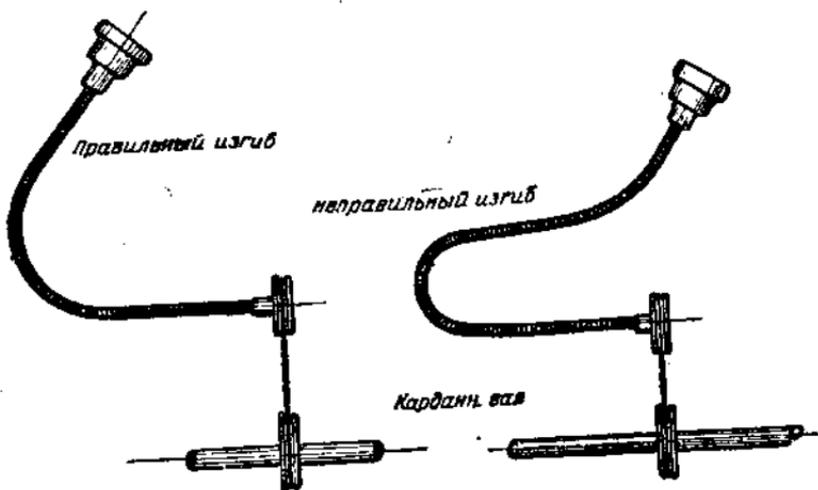
время, в течение которого автомобиль находится в пути и на стоянках. На фиг. 432 показан тахограф — автограф Киндле. Часовой механизм



Фиг. 431. Размещение тахометров на арматурных щитах автомобиля.



Фиг. 432. Автограф Киндле.



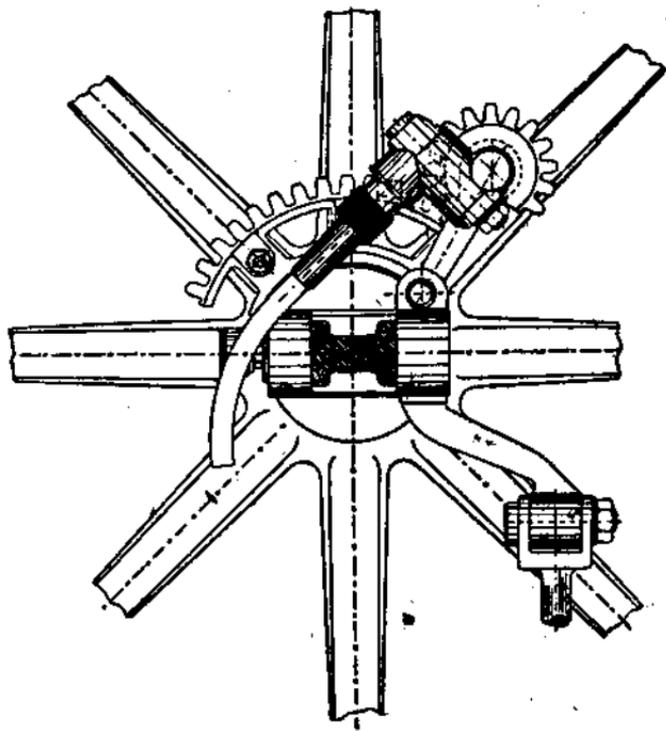
Фиг. 433. Привод гибкого вала тахометра с помощью ремня.

равномерно вращает диск бумаги. Карандаш на стрелке тахометра отмечает скорость передвижения автомобиля. Прибор состоит из привода, часового механизма для вращения диаграммной бумаги, счетчика прой-

денного расстояния и приспособления для равномерной подачи карандаша. Записи этих приборов — тахо- или автографов — являются очень ценным средством для проверки экономичности работы автомобиля.

### Привод для тахометра

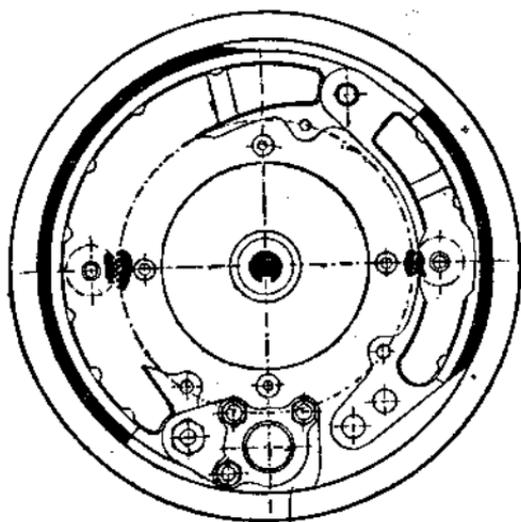
Причиной ненадежной или неточной работы тахометра чаще всего бывает не дефект самих приборов, а неудачная конструкция или повреждение привода. Довольно широко распространенный привод с помощью ремешка или троса на свернутой в спираль проволоки от карданного



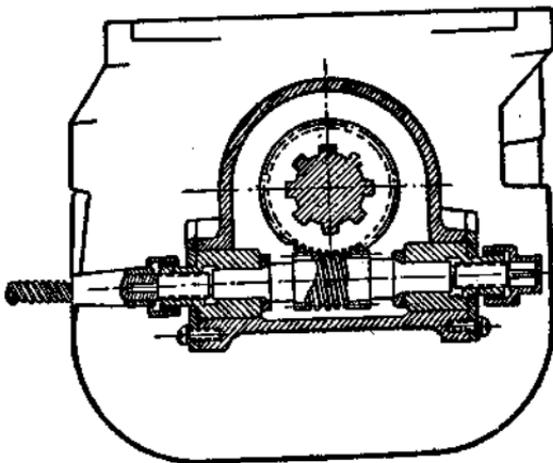
Фиг. 484. Привод от переднего колеса с помощью двух шестерен (недостатки: значительный износ из-за загрязнения открытых шестерен, опасность поломки шестерен при попадании между ними посторонних тел).

вала (фиг. 433), а у мотоцикла от переднего колеса, не являясь принудительным, страдает тем дефектом, что с повышением оборотов увеличивается проскальзывание, и тогда прибор показывает скорость ниже фактической и неправильно отсчитывает пройденное расстояние. Этим недостатком не страдает принудительный привод, обеспечивающий

постоянное соотношение чисел оборотов вала прибора и колес автомобиля от карданного вала, коробки передач или заднего моста с помощью



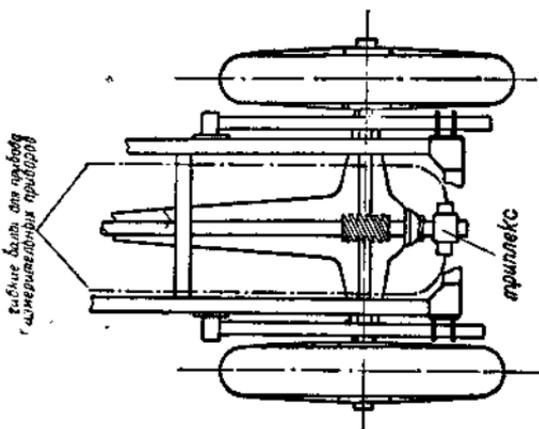
Фиг. 435. Привод от тормозного барабана правого или левого переднего колеса (привод надежный и точный).



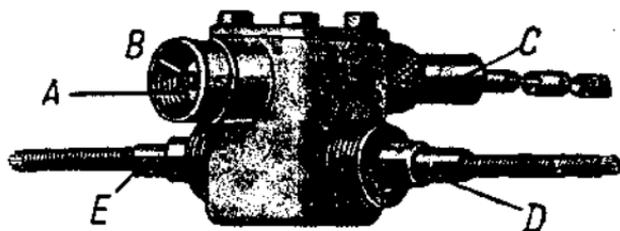
Фиг. 436. Червячный привод от коробки передач (привод надежный и точный).

цилиндрических конических или винтовых шестерен или червячной передачи. Примеры таких передач показаны на фиг. 434—437.

На фиг. 438 показана деталь приборчика «Триплекс», допускающего одновременный привод трех измерительных приборов, которые должны вращаться с некоторыми определенными одинаковыми или различными скоростями.



Фиг. 437. Привод Триплекс от выступающего за задний мост карданного вала (привод надежный и точный). Деталь привода показана на фиг. 438.



Фиг. 438. Привод Триплекс.

Упомянем еще один тип тахометра, не связанный вообще с каким бы то ни было приводом. Этот тахометр показывает скорость на основании испытываемых им сотрясений. Показания его не отличаются большой точностью.

## ШЕСТЕРНИ

В автостроении применяются шестерни исключительно с эвольвентным зубом с углом зацепления в  $14\frac{1}{2}$ ,  $15$  и  $20^\circ$ . В качестве образующего профиля принимается рейка с прямосторонним зубом. Высота зуба берется  $h = 2m$ ;  $m = \text{модуль} = t$  (шаг):  $\pi$ .

Преимущество шестерен с эвольвентным зацеплением заключается в том, что в этом случае незначительная развертка в установке валов при монтаже не нарушает правильности зацепления. Кроме того, шестерни с упомянутым профилем проще в изготовлении.

В цилиндрических шестернях с углом зацепления в  $14\frac{1}{2}^\circ$  подрезка зуба при нарезке практически начинается от 25 зубьев (фиг. 439). При



Фиг. 439. Нормальное зацепление: зубья подрезаны.



Фиг. 440. Смещенный профиль: зубья не подрезаны.

угле же зацепления в  $20^\circ$ , при нормальной высоте зуба, подрезка начинается только от 14 зубьев и ниже, так что для шестерен с малым количеством зубьев условия зацепления при угле в  $20^\circ$  лучше, чем у шестерен с углом в  $14\frac{1}{2}^\circ$ . У цилиндрических шестерен с косым зубом и у конических шестерен, в зависимости от угла наклона и угла между валами, подрезка начинается при меньшем количестве зубьев.

При изготовлении шестерен с малым количеством зубьев подрезка сказывается на уменьшении степени перекрытия.

Во многих случаях от подрезки можно избавиться применением фасонных фрез с профилем зуба, несколько отклоняющимся от эвольвенты. Тех же результатов можно достичь путем смещения профиля (фиг. 440). Ранее уже был предложен ряд различных методов смещения профиля (зуб АЕГ; короткий зуб Феллоу; способ Фельмера).

Проф. Кутцбах разработал нормы расчета смещения профиля для эвольвентного зуба (ДИН 870) и дал все необходимые указания для конструирования и изготовления таких шестерен. Различают «нулевые» шестерни, у которых средняя линия образующего профиля совпадает с начальной окружностью, и V-шестерни, у которых средняя линия профиля смещена и не совпадает с начальной окружностью. Смещение профиля может производиться радиально наружу (V+шестерни) и

радиально внутрь (V-шестерни). Нулевой передачей называют пару шестерен с несмещенным профилем. V нулевой передачей — пару шестерен: одну нулевую, другую V-шестерню; V-передача — это две V-шестерни.

### Материал шестерен

Шестерни механизмов автомобиля (коробка передач, задний мост) изготавливают почти всегда из хромоникелевой стали. В американском автостроении применяются также некаленные шестерни, между тем как в Европе все шестерни обязательно закаляются и шлифуются.

Обычно применяются цементующиеся хромоникелевые стали: ДИН-662-ЕСN 35 и SAE 3315, а для наивысших напряжений ДИН-1662-ЕСN 45 и SAE 3415. В легковых автомобилях часто применяют стали, поддающиеся улучшению (закалкающиеся в масле). В Америке применяются улучшающиеся хромовые стали, например SAE-5150 (0,45—0,55% С; 0,50—0,80% Mg; 0,6—1,1% Cr). В Германии охотнее применяются улучшающиеся хромоникелевые стали с сопротивлением разрыву в закаленном состоянии до 176 кг/мм<sup>2</sup>.

Рабочая поверхность скользящих шестерен коробок передач подвергается значительным напряжениям от толчков при сцеплении, разрушающим даже сверхтвердый цементованный поверхностный слой. После отщепления поверхностного слоя сработка шестерни идет энергичными шагами вперед, и опасность поломки заставляет менять эти шестерни. Вообще же поломки зубьев из-за нагрузки от толчков или усталости в современных хороших коробках передач почти не наблюдаются. Шестерни для привода распределительного валика (передача незначительных усилий) изготавливаются из литой стали, бронзы или искусственных материалов, как то: целерона, микарто, новотекста отличающихся достаточной прочностью (сопротивление разрыву 600—800 кг/см<sup>2</sup>) и притом не разрушающихся при попадании на них масла. Достоинством таких шестерен для распределительных механизмов является спокойный ход, долговечность, плавность передачи и хорошая сопротивляемость толчкам, возникающим при набегании и сбегании кулачков. Эти шестерни могут работать в паре с металлическими шестернями; они делаются цилиндрическими с прямым и косым зубом и коническими.

### Расчет

Между шагом  $t$ , числом зубьев  $z$  и диаметром начальной окружности существует зависимость:

$$d = \frac{z \cdot t}{\pi}$$

Для получения округленных значений для диаметра начальной окружности берут для  $\frac{t}{\pi} = k$  (модуль) по возможности круглое число.

Таблица ходовых модулей

1; 1,25; 1,5	1,75; 1; 2,25	2,5; 2,75; 3	3,25; 4
4,5; 5; 5,5	6; 6,5; 7	8; 9; 10	11; 12

Для нормального профиля зуба высота головки берется равной 1 м; наружный диаметр  $D$  шестерни:

$$D = m(z + 2).$$

Расстояние между центрами двух шестерен  $a$  с количеством зубьев  $z_1$  и  $z_2$  диаметрами  $d_1$  и  $d_2$  равняется:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

В Америке шестерни изготавливаются не по модулю, а по питчу в дюймовых измерениях.

Шаг рассчитывают по диаметральному питчу. Диаметральный питч равен количеству зубьев на 1 дюйм диаметра начальной окружности.

Питч шестерни с 20 зубьями и начальной окружностью диаметром 4" будет:  $20 : 4 = 5$ , т. е. на 1" диаметра начальной окружности приходится 5 зубьев.

Иногда дюймовые шестерни обозначаются еще по окружному питчу, т. е. шагу по делительной окружности.

Диаметральный питч равен:

$$\frac{\pi}{\text{окружной диаметр}} = \frac{25,4}{\text{модуль}}$$

Наружный диаметр определяется по формуле:

$$D_a = \frac{\text{кол. зубьев} + 2}{\text{диаметральный питч}}$$

Шестерни обычно рассчитывают только на изгиб по формуле:

$$P = b \cdot c \cdot t,$$

где:

$P$  — давление зуба (окружное усилие в кг);

$b$  — ширина зуба в см;

$t$  — шаг в см;

$c$  — допустимое напряжение в кг/см<sup>2</sup>.

В зависимости от окружной скорости можно брать нижеследующие значения для  $c$ :

Окружная скорость в м/сек	0 — 0,3	0,3 — 0,5	0,5 — 1,0	1 — 2	2 — 3	3 — 4	4 — 6	6 — 8	8 — 10	10 — 12	12 — 15
Хромоникелевая сталь улучшенная	240	228	212	196	182	166	144	124	104	92	80
Фосфор. бронза	100	65	85	75	65	50	45	35	80	26	24

Давление зуба  $P$  определяется из наибольшего крутящего момента  $0,06-0,07 k_b$ , допустимого напряжения на изгиб. Для шестерен, рабо-

$$P = \frac{M_d}{r},$$

где  $r$  — радиус начальной окружности в см.

Допустимое напряжение  $s$  для шестерен равняется приблизительно  $0,06-0,07 k_b$  — допустимого напряжения на изгиб. Для шестерен, работающих время от времени и притом не под полной нагрузкой, как, например, шестерен 1-й или 2-й передачи и заднего хода коробки передач, можно допускать более высокие напряжения. Для шестерен 1-й передачи можно считать  $s = 420$ , для 2-й передачи  $s = 320$ . Для шестерен дифференциала допустимо  $s = 600$ . Вообще же  $s$  лучше брать не выше 300.

Приблизительный модуль зуба для неметаллических шестерен дает следующая таблица.

Модуль	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
Мощность в л. с. . . . .	1,5	3	4,5	10	14	18	24	30	38	42

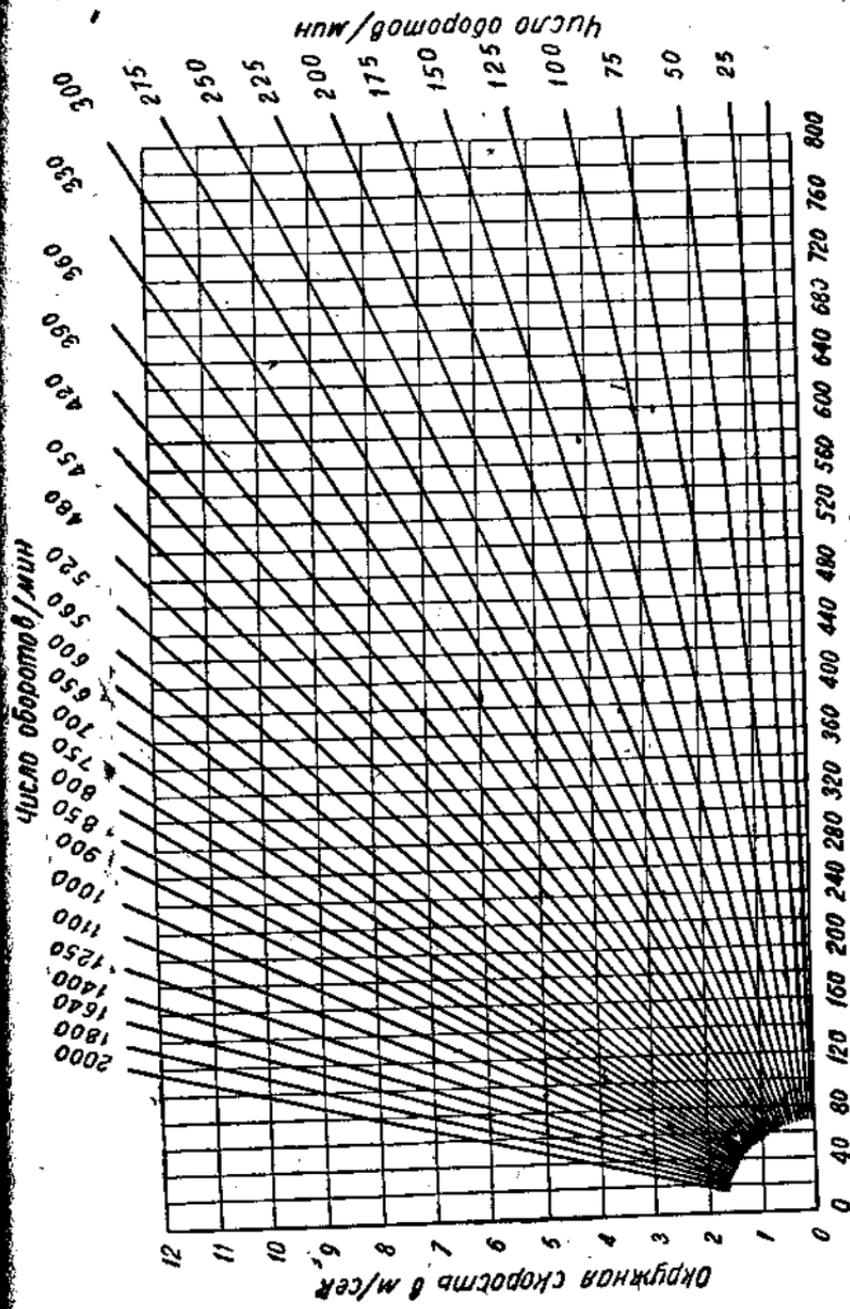
Наряду с расчетом на изгиб шестерни проверяются на нагрев и прочность.

### Типы шестерен

В автостроении применяются: 1) цилиндрические шестерни с прямым зубом, 2) цилиндрические шестерни с косым зубом, 3) конические шестерни с прямым зубом, 4) конические шестерни со спиральным зубом; 5) червячные передачи.

Цилиндрические шестерни с прямым зубом применяются, главным образом, в коробках передач. Торцы зубьев скользящих шестерен должны быть надлежащим образом закруглены для обеспечения плавного сцепления при переключении передач. Очень часто применяются в настоящее время также шестерни с внутренним зацеплением. Эти шестерни отличаются лучшим прилеганием профиля зуба, меньшим износом, бесшумным ходом и занимают меньше места. Цилиндрические шестерни со спиральным зубом применяются для параллельных или перекрещивающихся валов.

Шестерни с косым зубом для параллельных осей отличаются по сравнению с цилиндрическими шестернями с прямым зубом значительно более спокойным ходом. Эти шестерни применяются для привода распределительного валика, а также в коробках передач для получения так называемой бесшумной передачи. При применении этих шестерен, благодаря наклону зубьев, имеет место довольно значительное осевое давление, дающее реакцию на опору. Поэтому угол наклона зуба берут не выше  $20^\circ$ . Для уменьшения осевого давления иногда складывают две шестерни с косым зубом вместе и получают шевронные шестерни (елочный зуб).



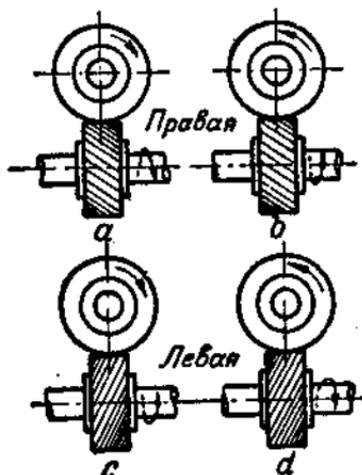
Диаметр делительной окружности в мм

Таблица определена окружной скоростью.

Угол наклона и шаг зубьев обеих половин шестерни должны быть одинаковы. Одна из шестерен имеет правую, другая — левую спираль. Шестерня с косым зубом при одинаковом шаге прочнее шестерен с прямым зубом (примерно в  $1\frac{1}{2}$  раза).

На скрещенных осях применяют винтовые колеса (фиг. 441). Валы обычно перекрещиваются под углом в  $90^\circ$ . Передаточное число пары шестерен зависит не только от соотношения диаметров делительных окружностей, но и от угла наклона. При подборе шестерен для какого-либо определенного случая можно для получения того же передаточного числа выбрать по желанию шестерни с одинаковым углом наклона зуба или с одинаковыми начальными окружностями.

Стоимость производства таких шестерен не превышает стоимости изготовления шестерен с косым зубом.



Фиг. 441. Винтовая передача.

Ширина зуба винтовых шестерен определяется границами области зацепления. Скольжение поверхностей при высокой нагрузке может повести к чрезмерному износу, повреждению и нагреву шестерен. Поэтому для винтовых шестерен допустимо в два раза меньшее напряжение, чем для цилиндрических шестерен с прямым зубом одинакового с ними шага. Направление спиралей у обеих шестерен должно быть одинаковым (у обеих — правая или левая). От направления спирали зависит направление вращения передачи. Если стрелки вращения сцепленных шестерен должны быть одинаково направлены, то следует применять правую спираль, если должны быть направлены в разные стороны, то следует применять левую спираль. Если привод осуществляется то от одной, то от другой шестерни, то угол наклона спирали должен равняться половине угла между осями, т. е. при угле  $90^\circ$  должен равняться  $45^\circ$ .

Конические шестерни с прямым зубом широко применялись до последнего времени в качестве шестерен главной передачи заднего моста. Сейчас они, однако, почти совсем вытеснены применением конических шестерен со спиральным зубом.

Оси конических шестерен пересекаются в точке, в которой также сходятся продолжения линии профиля зуба. Эта точка лежит вне тела шестерни.

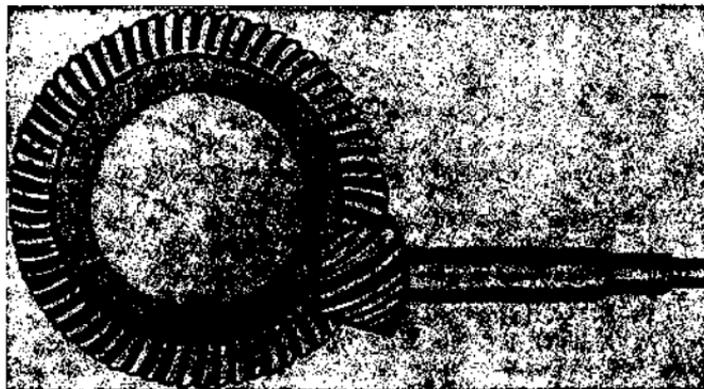
Конические шестерни рассчитываются так же, как цилиндрические; диаметр начальной окружности определяется по среднему диаметру шестерни.



Фиг. 442. Конические шестерни со спиральным зубом.

Конические шестерни со спиральным зубом (фиг. 442) сейчас применяются очень широко для главной передачи заднего моста.

Конические шестерни со спиральным зубом характеризуются почти бесшумным ходом и малыми напряжениями в зубьях. Они могут поэтому изготовляться относительно малых размеров. При передаче 1:6 допустимо применение малых шестерен, начиная от 10 зубьев. Хорошие



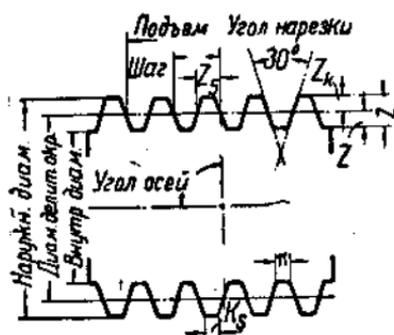
Фиг. 443. Конические шестерни с гипоидной передачей.

результаты получены при угле наклона спирали в  $30^\circ$ . Осевое давление действует у этих шестерен в обоих направлениях; оно несколько выше, чем у конических шестерен с прямым зубом.

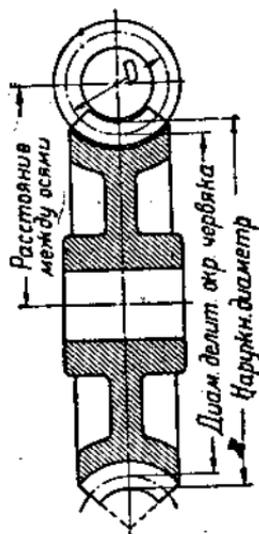
Конические шестерни изготовляются на специальных станках.

Дальнейшее развитие конструкции шестерен с косым зубом повело к применению шестерен, у которых оси не пересекаются в одной точке,

А сферциваются, что дает возможность размещать привод главной передачи заднего моста ниже оси коронной шестерни. Малая шестерня такой передачи может быть установлена с двух сторон на подшипниках, а вал может быть пропущен далее, что имеет значение для привода нескольких осей. При одинаковом передаточном числе и количестве зубьев диаметр меньшей ведущей шестерни может быть примерно на 20% меньше. Давление зуба и осевое давление уменьшаются



Фиг. 444. Червяк.



Фиг. 445. Червячное колесо.

примерно на 10%. Наиболее известно гипоидное зацепление Глиссона (фиг. 443).

Червячная передача применяется в настоящее время в автостроении для главной передачи задних мостов, а также для механизмов рулевой передачи и для привода валика тахометра (см. гл. о червячных передачах). Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (фиг. 444 и 445). Путем надлежащего подбора угла подъема нарезки червяка можно достичь почти или совсем полного самоторможения, благодаря чему передача становится необратимой.

## Обработка шестерен

### Цилиндрические шестерни

Цилиндрические шестерни изготавливаются одним из нижеследующих способов:

а) С помощью делительных приспособлений дисковыми или пальцевыми фрезами на станках фирм Рейнекер, Браун и Шарп и т. п. В автостроении этот способ более не применяется.

б) Чаще всего изготавливают шестерни по методу обкатки, который дает возможность обработки любых шестерен одинакового модуля одним и тем же фрезом. Этот способ значительно ускоряет процесс изготовления шестерен.

Станки для такой обработки изготавливаются фирмами: Рейнекер, Пауфтер, а также Гульд-Эбергард, причем последние отличаются особенно высокой производительностью и точностью.

в) Третьим способом является обработка шестерен на станках фирмы Феллоу с помощью долбяков Феллоу. Станки Феллоу отличаются большой точностью и исключительно высокой производительностью. Как на пример укажем, что станок Феллоу расходует для обработки зуба из непрорезанной заготовки хромоникелевой стали при модуле 4 около 40 секунд на зуб, между тем как при обкатке требуется в 3—4 раза больше времени, а при фрезеровании в 7 и 8 раз. Станки Феллоу обрабатывают также точно и экономично и шестерни с внутренним зацеплением.

Чем выше требования в отношении бесшумности работы механизмов автомобиля, тем точнее должны быть изготовлены шестерни. У закаленных шестерен неустранимо некоторое искажение формы зуба в процессе калки. Поэтому поверхность зуба надо, как и у всяких других точных деталей, после закалки шлифовать для устранения неточностей обработки и искажений, получаемых при закалке; станков для шлифовки зуба, работающих по способу обкатывания и дающих точную эвольвентную форму зуба, имеется на рынке очень немного. Таковыми являются станки фирм Мааг и Рейнекер. Эти станки сами по себе хороши, но для массовой продукции мало пригодны, а также отличаются значительной сложностью.

Для массовой шлифовки применим станок фирмы Лис-Браднер. Этот станок работает с кругом диаметром около 700 мм и шлифует поверхность зуба за один проход. Станок обеспечивает получение зуба правильной эвольвентной формы.

Для обеспечения бесшумности работы шестерен отверстия в картере коробки передач под подшипники должны быть точно параллельны, и расстояние между центрами валов должно быть точно выдержано. Кроме того, у самых шестерен должна быть обеспечена концентричность начальной окружности с осью, точность шага и точность профиля зуба. Для проверки профиля зуба ряд первоклассных фирм: Цейсс, Мар, Парксон и др. изготавливают специальные и весьма совершенные приборы.

Шлифовка шестерен не разрешает проблемы производства бесшумных шестерен. Причина лежит в характере шлифованной поверхности. Шлифованная поверхность не является абсолютно ровной — она состоит из непрерывного ряда более или менее тонких рисок. При некоторой шероховатости поверхности шлифованные шестерни жужжат. Кроме того, практика показала, что шлифованные шестерни больше изнашиваются, чем нешлифованные. Можно считать, что верхняя твердая корка при шлифовке выжигается или что шлифовка уменьшает слой поверхностного твердого металла.

Во многих случаях поэтому шестерни не шлифуются, а притираются.

Для предупреждения искажения шестерен при закалке применяют специальные закалочные машины; шестерни зажимаются в штампах станка и опускаются в них для закалки в масло.

Торцы зубьев скользящих шестерен закругляются на специальных станках (Лайш и др.).

### **Шестерни с косым зубом**

Шестерни с косым зубом для параллельных или скрещивающихся осей готовятся на таких же станках, что и цилиндрические шестерни. Шестерни эти обычно не подвергаются закалке и потому не шлифуются, тем более что станки, на которых они обычно изготавливаются (Пфаутер, Феллоу), отличаются высокой степенью точности.

### **Конические шестерни**

Конические шестерни со спиральным зубом готовятся методом строгания или фрезерования. Форма зуба получается вполне автоматически на специальных станках (чаще всего Глиссон). Обработка поверхности зубьев производится притиркой на специальных станках.

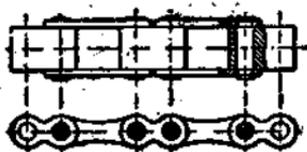
---

## ЦЕПИ И ЗВЕЗДОЧКИ

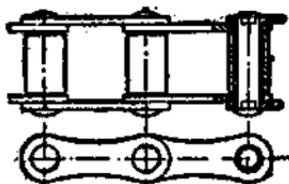
### Роликовые цепи

Роликовые цепи применяются сейчас в отдельных редких случаях в задних мостах грузовиков и тягачей. В подавляющей массе автомобилей они заменены карданной передачей. В мотоциклах передача от двигателя к коробке и от коробки на заднее колесо осуществляется попеременно роликовыми цепями, за исключением самых легких мотоциклов, у которых передача осуществляется клиновидным ремнем, и некоторых моделей, снабженных карданным приводом.

Различают цепи блочные (фиг. 446) и роликовые (фиг. 447). Первые теперь почти никогда не применяются. Звенья роликовой цепи состоят из штампованных боковых пластин, связанных пустотелыми пальцами. На пальцы насаживаются ролики, вращающиеся во время работы цепи и благодаря этому уменьшающие потери на трение. Звенья соединяются заклепками, пропущенными через пустотелые пальцы.



Фиг. 446. Блочная цепь.



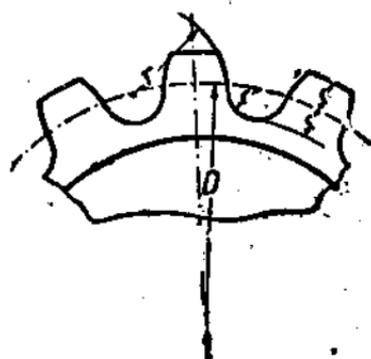
Фиг. 447. Роликовая цепь.

Количество зубьев в шестернях (звездочках) для роликовых цепей должно быть для малой шестерни не менее 8—9. Лучше брать не менее 13 зубьев, поскольку при малом количестве зубьев возникают высокие напряжения в цепи и шум при работе. Передаточное число, в зависимости от конструкции, берется до 1:3 или 1:4. Расстояние между центрами надо брать не менее  $1\frac{1}{2}$  диаметров большей звездочки. Профиль зуба звездочки образовывается, как это видно из фиг. 448, дугой круга, очерченной из центра ролика, а в блочных цепях — из точек вращения двойных звеньев. Высота головки зубьев берется обыкновенно равной диаметру ролика  $r$ , при этом надо учесть, что цепь при сбегании не должна тереть по поверхности зуба и провисать. Ширина зуба берется миллиметра на  $1\frac{1}{2}$  меньше ширины цепи при малом и  $2-2\frac{1}{2}$  мм при большом шаге. Обод шестерни делается гладким для роликовых и с маленькими зазубинами для блочных цепей.

Применяются также роликовые цепи двойные, тройные, четырехкратные (фиг. 450). Это будут цепи, у которых ряд параллельных ветвей

соединен общими заклепками. Звездочки таких цепей имеют канавки, в которые ложатся средние пластины звеньев.

Эти роликовые цепи рекомендуются для применения там, где приходится передавать значительное усилие при сравнительно высокой оборотах, где обыкновенная цепь была бы недостаточной из-за малой прочности или слишком громоздкой, с очень большим шагом, благодаря чему



Фиг. 448—449. Звездочка для роликовой цепи.



Фиг. 450.

диаметр звездочки и ее окружная скорость оказались бы слишком большими. Прочность цепи на разрыв, как правило, указывается заводами-поставщиками. Для определения рабочей мощности цепи надо ввести в расчет коэффициент безопасности  $S$ :

$$P = \frac{\text{сопротивление разрыву}}{S} \text{ н.}$$

Коэффициент безопасности  $S$  зависит от скорости цепи, характера смазки (лежит ли цепь открыто или в масляной ванне) и от количества зубьев малой шестерни. Чем меньше диаметр шестерни (не менее 13 зубьев), тем выше должен быть коэффициент безопасности.

Диаметр начальной окружности цепной звездочки берется по уравнению:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$$

где  $t$  — шаг цепи в см;

$z$  — количество зубьев звездочки;

$D$  — диаметр начальной окружности в см.

Наружный диаметр звездочки принимается —  $D +$  диаметр ролика.

Внутренний диаметр звездочки принимается —  $D -$  диаметр ролика.

Величина роликовой цепи обычно обозначается так:

шаг  $\times$  на внутреннюю ширину.

Легко подвижная и неупругая цепь воспринимает все усилия масс, возникающие благодаря неравномерности хода, несовершенства профиля зуба звездочек или изменения нагрузки, и обеспечивает относительную равномерность привода. Эти усилия, однако, проявляются искажениями в положении элементов цепи и вращающей холостой ветви.

В результате непредотвратимого износа шарниров, вытягивания пластинок звеньев, неточности шага шестерен и цепи шаг с течением времени эксплуатации увеличивается. Ролики тогда перестают правильно ложиться в выемку между зубьями, износ быстро растет, цепь работает с резким шумом. Поэтому время от времени цепь надо подтягивать и иметь для этого специальные натяжные приспособления.

При применении роликовых цепей в авто- и мотоустройстве сказывается ряд их преимуществ и недостатков.

Роликовая цепь мало весит: это имеет значение, поскольку вес цепи падает на долю неподдрессоренной массы. Роликовые цепи обычно работают открыто (недостаток: легко загрязняются), поэтому легко доступны для регулировки и ремонта. Сменой звездочки легко заменить передаточное число. Серьезным недостатком цепи является вытягивание звеньев, которое по мере увеличения износа ведет к увеличению расхода мощности и возникновению шума.

Долговечность цепи зависит в большой мере от ухода за ней.

Цепи следует подбирать достаточно мощными, так чтобы действие толчков и изменение нагрузки не влияло на надежность цепи.

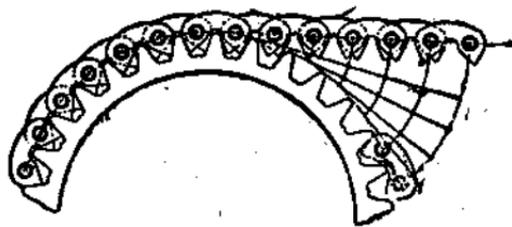
Цепь в положении покоя должна слегка провисать — примерно так, как провисает не слишком туго натянутый приводной ремень или трос. Слишком слабая или тугая натяжка цепи ведет из-за биения звеньев в одном случае к чрезмерному трению поверхности зубьев, в другом — к износу и шумности работы.

Надо заботиться о достаточной и надлежащей смазке цепи; мазать цепь снаружи маслом или жиром нельзя. Смесь жира с уличной пылью действует на цепь разрушающе как наждачная масса.

Цепь надо смазывать так: промыть в бензине или керосине, поместить в ванну с горячим консистентным жиром или салом и после этого подвешивать, чтобы дать стечь лишней смазке. Эту операцию при ежедневной работе надо повторять, примерно, раз в 10 дней.

### Зубчатые (бесшумные) цепи

Выступы зубчатых (бесшумных) цепей сцепляются с зубьями цепных звездочек (фиг. 451). Благодаря отсутствию трения между поверхностями цепи и звездочек нет и потерь трения. При износе роликовой



Фиг. 451. Зубчатая цепь.

цепи ролики последней принимают невыгодное положение. Бесшумная же цепь автоматически компенсирует непредотвратимое растяжение и износ ее. В новой цепи (фиг. 452) сцепление происходит полностью по зубу звездочки. При износе же поверхности зубьев (фиг. 453) цепь зацепляется, правда, по большему диаметру шестерни, но так же полностью и без скольжения. Нагрузка распределяется попрежнему равномерно на поверхность нескольких зубьев.

Зубчатые цепи в зависимости от размещения цельных звеньев делятся на цепи с внутренним и наружным направлением. Цепи с внутренним направлением хороши там, где ширина звездочки должна быть минимальной.

Сейчас почти всюду применяются цепи с наружным направлением.

На фиг. 454 слева показана звездочка для цепи с наружным зацеплением, а на фиг. 454 справа — для цепи с внутренним зацеплением.

На фиг. 455 показана нормальная зубчатая цепь  $3 \times 4$ . Обозначение



Фиг. 452. Новая зубчатая цепь.



Фиг. 453. Изношенная зубчатая цепь.

« $3 \times 4$ » говорит о том, что в данной цепи три звена расположены внутри и 4 снаружи. Вообще предпочитают симметричные цепи с нечетным количеством звеньев цепи внутри и четным и на единицу большим — снаружи. Впрочем, применяются также и несимметричные цепи, например, с звеньями  $4 \times 4$ .

#### Ходовые размеры автомобильных зубчатых цепей

Шаг	Угол зацепления в градусах	Количество звеньев	Длина болтика цепи	Ширина звездочки	Контр. нагрузка
8	75	$2 \times 3$	23,8	15,3	180
		$(3 \times 4)$	30,0	21,5	200
		$4 \times 5$	36,2	27,5	300
10	75	$2 \times 3$	32,5	20,7	310
		$3 \times 4$	41,0	29,2	420
		$(4 \times 4)$	45,5	33,4	470
		$4 \times 5$	50	37,6	520
		$5 \times 6$	58	46	620
12,7	60	$2 \times 3$	26,5	15	220
		$3 \times 4$	33	21,2	310
		$4 \times 5$	39	27,4	400
		$5 \times 6$	45,5	33,6	485

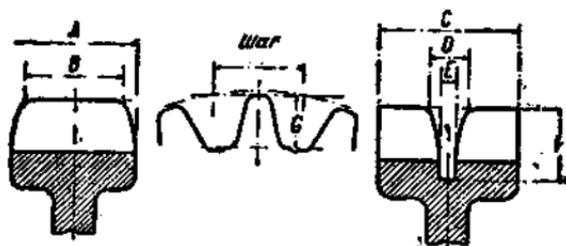
Примечания 1. Цепей, отмеченных скобками, следует по возможности избегать.

2. Контрольная нагрузка равняется примерно  $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{5}$  сопротивления разрыву.

Вытягиваемость цепи проверяют под нагрузкой в 30 кг. Длина цепи должна при этом отклоняться не более чем на  $\pm 1\frac{1}{2}\%$  от длины ее, определяемой величиной шага. Так, например, цепь шага 10 с 88 звеньями должна быть не короче 876,6 мм и не длиннее 884,4 мм.

Выше на таблице показан ряд употребительных размеров цепей для автостроения. Обычно цепи изготовляются с углом зацепления в  $60^\circ$  или — усиленной конструкции — с углом зацепления в  $75^\circ$ . Углом зацепления называют угол, образованный обеими наружными поверхностями одного звена цепи. Совершенно очевидно, что при одинаковом шаге

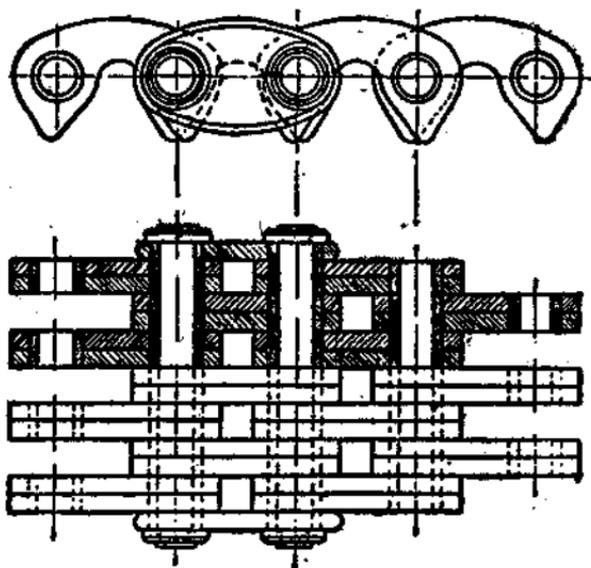
конец звена при большом угле зацепления получается более прочным. При малом шаге цепи сейчас применяются предпочтительно с углом зацепления в  $75^\circ$ .



Фиг. 454. Звездочка для зубчатых цепей. Слева — для цепей с наружным зацеплением; справа — для цепей с внутренним зацеплением.

Независимо от угла зацепления профили зубьев цепей различных заводов резко отличаются друг от друга, так что цепи и звездочки различного происхождения почти никогда не бывают взаимозаменяемыми.

Передача с нормальными зубчатыми цепями должна охватывать две, максимум три звездочки, вращающиеся все в одном направлении. При



Фиг. 455. Зубчатая цепь с наружным зацеплением, со звеньями  $3 \times 4$ .

применении двусторонних цепей, т. е. цепей, у которых звенья имеют зуб и внутри и снаружи, количество звездочек может быть произвольно увеличено, и направление вращения у них может быть различным. Таким путем можно осуществить привод 3—4 вспомогательных валов от коленчатого вала. Эти передачи обычно снабжаются натяжными роликами с гладким или зубчатым ободом.

Для подбора цепи надо знать: а) скорость цепи; б) величину передаваемого усилия; в) размеры свободного места; г) характер нагрузки (длительная или периодическая).

Допускаемая нагрузка цепи зависит от напряжения в пальце и в соприкасающихся поверхностях зубьев.

Заводы-поставщики обычно указывают для зубчатых цепей величину сопротивления на разрыв и величину пробной нагрузки, под которой цепи испытывались на заводе. Зная сопротивление на разрыв, можно подсчитать зубчатые цепи таким же образом, как и роликовые.

Зная контрольную нагрузку, рассчитывают рабочую нагрузку, беря коэффициент безопасности  $S_1$  из следующей таблицы.

Коэффициент безопасности  $S_1$  для зубчатых цепей, смонтированных на скорости цепи в 1 м/сек

Шаг цепи в мм	Есть ли постоянная смазка	Количество зубьев малой шестерни							
		15	17	19	21	23	25	27	29
8	нет	3,3	3,0	2,7	2,4	2,2	2,0	1,8	1,7
	да	2,7	2,3	2,1	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4
10	нет	2,2	2,0	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
	да	1,8	1,6	1,4	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
12,4	нет	2,3	2,1	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4
	да	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
15,9	нет	2,4	2,3	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
	да	2,0	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1

$$\text{Рабочая нагрузка цепи} = \frac{\text{контр. нагрузка}}{v \text{ м/сек} \cdot S_1} \text{ кг.}$$

Фактор  $v \cdot S_1$  должен браться не менее 2, т. е. рабочая нагрузка цепи не должна превышать 50% от контрольной.

Не следует применять звездочки с количеством зубьев, меньшим 15. Для получения большего звездочка зубьев при одинаковом диаметре звездочки надо уменьшать шаг. Большую нагрузку можно компенсировать достаточным количеством звеньев.

Преимуществом зубчатых (бесшумных) цепей по сравнению с другими видами цепей являются:

1. Отсутствие трения скольжения между цепью и звездочкой и благодаря этому: а) малый износ и бесшумность работы, б) высокий коэффициент полезного действия, достигающий 90% при хорошей смазке и полной нагрузке.
2. Цепь работает без натяжения, благодаря этому: а) уменьшается давление на оси звездочек, б) потеря мощности невелика.
3. Цепь может работать в обоих направлениях.
4. Величина передаточного числа не колеблется.
5. Быстроходность.

### Расчет количества звеньев цепи

Обозначим через:

$N$  — количество звеньев цепи;

$L$  — расстояние между осями в мм;

$t$  — шаг в мм;

$L$  — расстояние между осями, выраженное в шаге;

$Z_1$  — количество зубьев малой звездочки;

$Z_2$  — количество зубьев большой звездочки,

тогда

$$N = 2 \frac{L}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{L}$$

Результат надо всегда округлять в сторону увеличения до целого количества звеньев. При результате, очень близком к целому, надо прибавлять целое звено для облегчения монтажа.

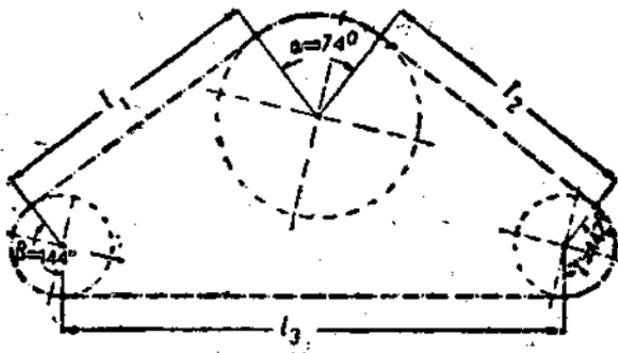
### Расчет расстояния между осями

Величина расстояния между осями находится по формуле:

$$L = \frac{t}{4} \left( N - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left( N - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \frac{2}{\pi^2} (Z_2 - Z_1)^2}$$

### Расчет количества звеньев при треугольной передаче

На фиг. 456 дан пример так называемой треугольной передачи. Математический подсчет количества звеньев цепи отнял бы в этом случае очень много времени. Расчеты обычно поэтому делают графически.



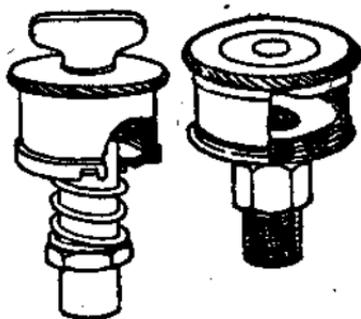
Фиг. 456. Треугольная цепная передача.

Вычерчивают передачу в уменьшенном масштабе (например, 1:10) схематично, но точно. Определяют угол охвата цепями звездочек и определяют по справочнику длину дуг охвата. Затем промеряют длину прямых отрезков и, сложив все вместе, получают длину цепи, а из нее и количество звеньев.

## СМАЗКА ШАССИ

### Индивидуальная смазка

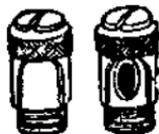
Шасси современных автомобилей смазывают обычно не штауферами или масленками (фиг. 457), а с помощью смазочных ниппелей. Эти ниппели представляют собой маленькие шаровые клапаны, плотно запирающие доступ к месту смазки, но пропускающие при нажиме на них сма-



Фиг. 457. Штауферы и масленки.



Фиг. 458.  
Смазочный  
нипель.



Фиг. 459.  
Ниппель  
д. механи-  
ческим  
(балонет-  
ным) запор-  
ом.



Фиг. 460.  
Ниппель  
с плоской  
головкой.

зочным прибором (прессом, тавотонабивателем) определенное количество смазки (фиг. 468).

В зависимости от конструкции головки различают:

а) ниппели, соединяющиеся с прессом механическим путем (фиг. 459), и

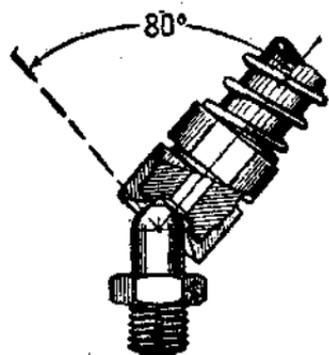
б) ниппели, к которым пресс прижимается только давлением руки (фиг. 460).

На фиг. 461 и 462 показаны еще два типа головок смазочных ниппелей, из которых последний («Зерк») применяется на американских

автомобилях. Чтобы иметь удобный подход к нишелям второй группы (не имеющим механического соединения с головной пресса), приходится в некоторых случаях их делать угловыми.

Всего таким образом имеется в ходу четыре типа нишелей, которые все обслуживаются прессами с различными наконечниками. Чтобы можно было обслуживать разные системы нишелей одним прессом, в последнее время на рынок выпущены универсальные прессы, которые можно приспособить под любой нипель.

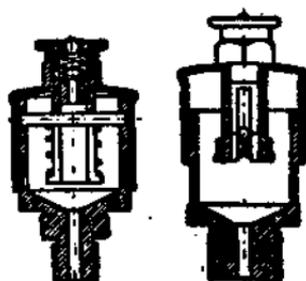
Для смазки применяются прессы с очень малым диаметром выводного отверстия, благодаря чему удается достичь весьма высоких давле-



Фиг. 461. Нипель Метролуб.



Фиг. 462.  
Нипель  
Зерк.



Фиг. 463. Нипель с резервной камерой. Слева — пустой, справа — наполненный.

ний — порядка 100 ат и выше, что обеспечивает надежную подводку смазки и выжимание попавшей грязи из подшипника.

Объем смазочных нишелей по сравнению со штоферами очень мал, запас смазки в них невелик, и его часто приходится возобновлять. Существуют однако смазочные нишели с запасной камерой для смазки (фиг. 463). В этих нишелях крышка оттягивается пружиной вниз и оказывает постоянное давление на запас смазки в нишеле.

## Групповая смазка

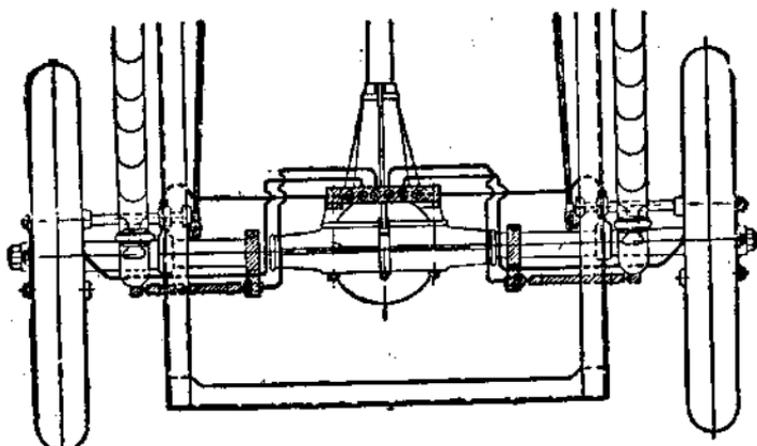
Обычно смазываемые места шасси расположены не вполне удобно для обслуживания. Поэтому в некоторых случаях применяют систему групповой смазки. Здесь все нишели выведены в одно место, — например, на наружную сторону рамы или на заднюю часть дифференциала. Нишели соединяются с подшипниками медными трубками. Такое устройство дает также возможность одновременной смазки ряда подшипников, — например, в рессорной серьге — через один общий нипель. При такой групповой смазке, благодаря объединенному расположению нишелей, меньше шансов забыть наполнить один из нишелей, что при значительном количестве их (30—40) на автомобиле легко может иметь место при индивидуальной смазке. Примеры устройства групповой смазки показаны на фиг. 464 и 465.

Дальнейшим этапом усовершенствования системы смазки является применение централизованной смазки.

## Центральная смазка

Различают следующие системы централизованной смазки:

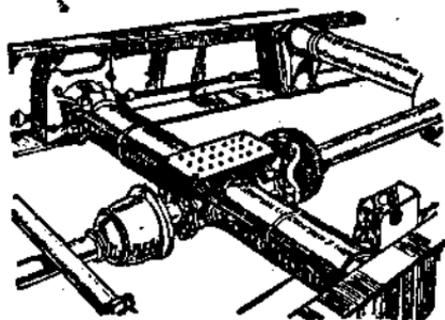
- а) смазка капиллярная (например, система (Мейрел-Алсиа));
- б) смазка (действующая только во время работы автомобиля) с помощью приводного масляного насоса или подогрева масла теплом от-



Фиг. 464. Групповая смазка, сосредоточенная на картере заднего моста.

ходящих газов, или под действием силы тяжести (например, Мерседес-Бенц, Аземайт, Паллас);

- в) смазка с ручным, ножным или приводным насосом, действующая при нажиме на кнопку (например, В. Ф. Бижур)



Фиг. 465. Групповая смазка грузовика, сосредоточенная на трансверсе рамы.

В системе Мейрел-Алсиа смазка осуществляется с помощью фитилей. На арматурном щитке автомобиля помещают масляный резервуар емкостью около  $\frac{1}{4}$  л (запас масла для пробега 1000—1500 км). Масляный резервуар разделен перегородками на три отделения для различных групп смазываемых мест. Трубопровод (Фиг. 466) состоит из внешнего гибкого оцинкованного стального шланга, внутри которого лежит

металлическая трубочка, через которую проходит специальный фитиль. Подводка масла к подвижным деталям автомобиля, например, рессорам, осуществляется резиновыми шлангами. Трубки заканчиваются ушками, прижимающимися у мест смазки к нищелям (дозировочным головкам). Диаметр канала головки берется применительно к расходу смазки; через канал проходит фитиль. Головка может быть снабжена двумя ответвлениями в другим местам смазки (фиг. 467). Масло не должно содержать остатков, которые могли бы закупорить трубопровод.

В систему смазки Мерседес-Бенц (фиг. 468) входит специальный насос, приводимый во вращение гибким валом от коробки передач. На-



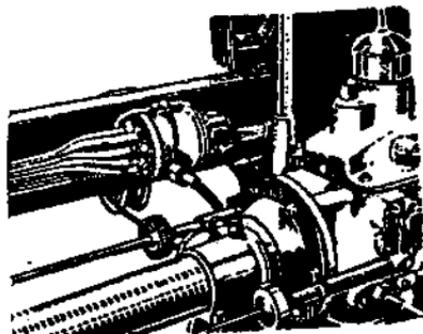
Фиг. 466. Подводка масла в системе Мерседес-Бенц. А—дозировочная головка, ВС—клипсы, Р—гибкий стальной шланг, S—неметаллическая трубка, М—фитиль.

сос нагнетает масло во время работы автомобиля к отдельным подшипникам. Пример подводки масла в рессорной серье показан на фиг. 469.

У Алемайт масляный насосик работает под влиянием сотрясения автомобиля на ходу. Смазочный нищель (фиг. 470) имеет канал малого диаметра в форме спиральной канавки, через который протекает масло. Развернутая длина такой канавки доходит до 200 мм и сопро-



Фиг. 467. Нищель Мерседес-Бенц с двумя ответвлениями.



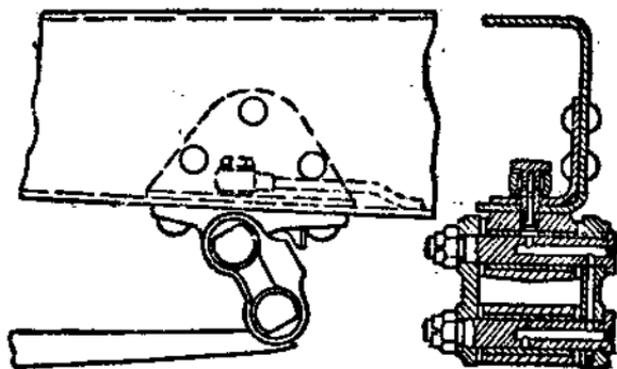
Фиг. 468. Центральная смазка Мерседес-Бенц.

тивление протеканию здесь такое же, как в очень тонком цилиндрическом канале.

Система смазки Паллас (фиг. 471 и 472) состоит из герметического резервуара для масла, размещенного на выхлопном трубопроводе. Во время работы двигателя тепло выхлопных газов нагревает масло. Масло расширяется и проходит в смазочные трубопроводы. Прохождение масла форсируется капиллярным действием фитилей, имеющих в маслопроводах. Во время остановок масло остывает, так что в резервуаре образовывается вакуум, под действием которого открывается автоматиче-

ский клапан, и в резервуар протекает масло из картера двигателя или запасного бачка.

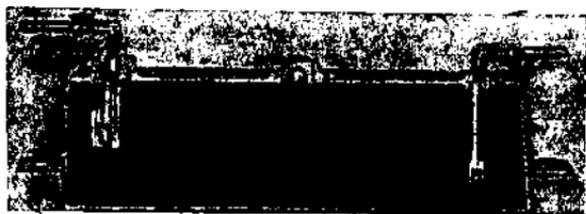
Все системы смазки третьей группы дают возможность точной дозировки порции масла, подводимой к каждому из подшипников. При всех других системах количество подводимой смазки зависит от вязкости масла, состояния дорожной одежды и т. п.



Фиг. 469. Подводка масла к рессорной серьге (Мерседес-Бенц).



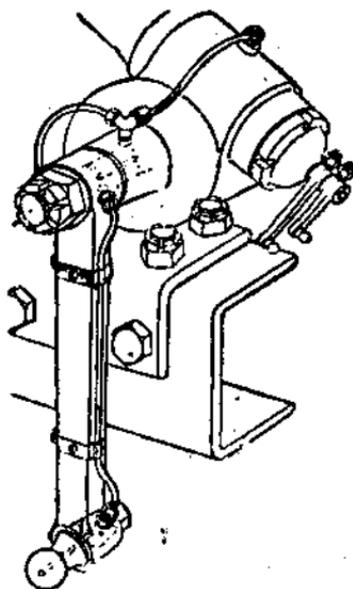
Фиг. 470. Смазочный nipple центральной смазки Адемайт.



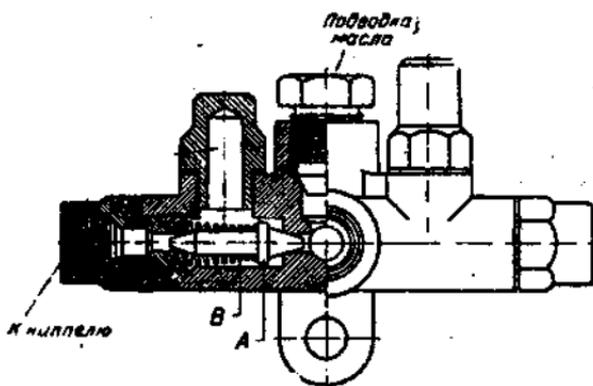
Фиг. 471. Масляный резервуар Пальмас, помещенный над выпускным трубопроводом. Слева — всасывающий, справа — нагнетательный патрубок.

Более других распространена система централизованной смазки под давлением «В. Ф.» (Вилли Фогель). Подшипники снабжаются маслом не непосредственно от насоса, но приключены к особой распределительной головке, время от времени пропускающей масло под давлением к подшипнику. Разрез распределительной головки показан на фиг. 473.

Нагнетаемое насосом масло поступает в распределительную головку и отжимает двойной конусный вентиль *A* назад. Вентиль тогда закрывает сообщение трубопровода с подшипником. Масло проходит над



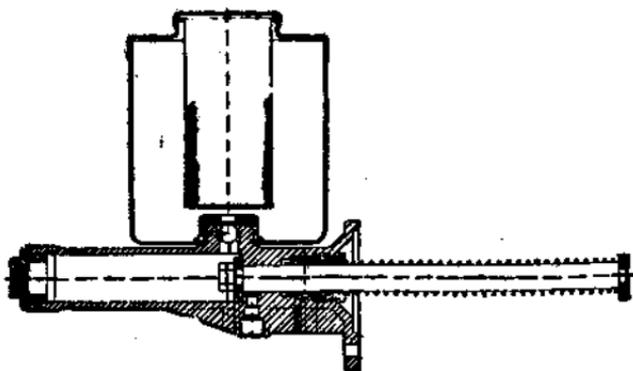
Фиг. 472. Смазка рулевой сошки (Паллас).



Фиг. 473. Распределительная головка В. Ф. *A*—обратный клапан, *B*—пружина, *C*—воздушный насос.

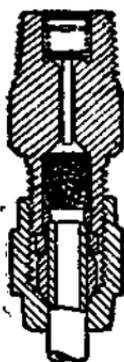
вентилем и поступает в колокол *C* над ним. Масло, находящееся в колоколе, сжимает воздух. При прекращении действия давления насоса вентиль перемещается пружиной налево и, открывая смазочный трубопровод, пропускает масло, находящееся в колоколе под давлением, к под-

подшипнику. Благодаря наличию системы первичного и вторичного трубопроводов обеспечена независимость отдельных подшипников, так что разница в температуре или неплотность одного из подшипников не

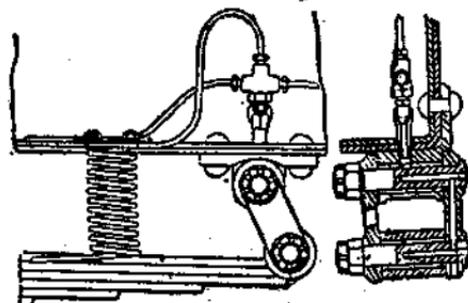


Фиг. 474. Насос и масляный резервуар В. Ф.

вызывает изменения подачи к другим подшипникам. Дозировка производится изменением объема воздушного колокола. Поломка или закупорка одной трубки не оказывает влияния на смазку остальных подшипников. Эта система не страдает дефектом, характерным для иных



Фиг. 475.  
Масленка  
Вижур.



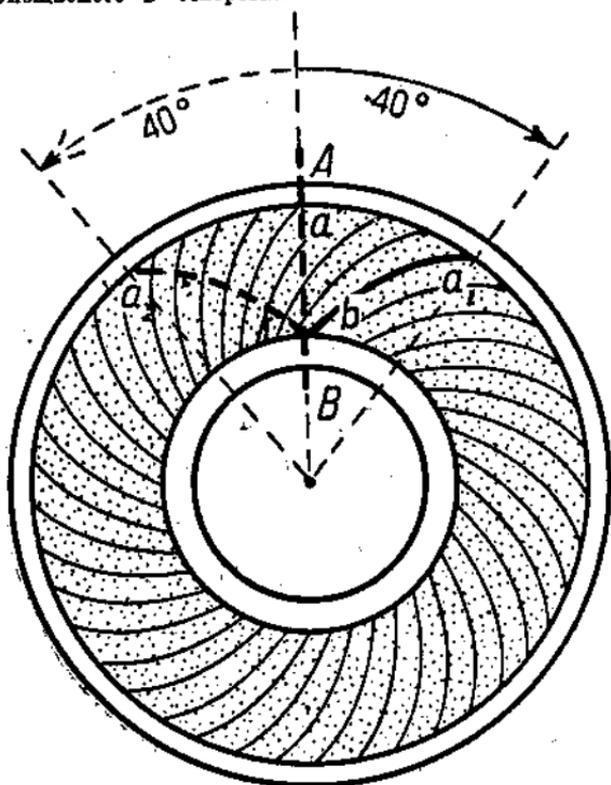
Фиг. 476. Подводка масла к неадресованным частям шасси (Вижур).

систем смазок, а именно: повышенной подачей масла к глубже расположенным местам.

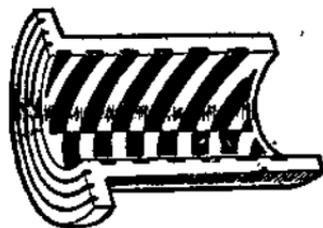
Масляный насос (фиг. 474) достаточно включать примерно один раз через каждые 100 км.

Система Вижур является циркуляционной смазкой с подводкой масла по трубкам к отдельным подшипникам. Дозировка количества масла

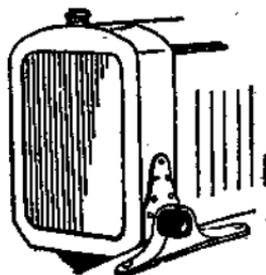
для отдельных подшипников осуществляется с помощью калибровочного штифта, помещаемого в отверстие смазочного нишеля. Каждый ниш-



Фиг. 477. Резиновый подшипник (сайлент-блок). Рисунок показывает сечение резиновой массы.



Фиг. 478. Несмазываемый подшипник.



Фиг. 479. Подвеска радиатора на сайлент-блоках.

пель (Фиг. 475) снабжается фильтром. В трубопроводы включены пружинные обратные клапаны, предупреждающие возврат масла и вытекание его на системы при поломке трубопровода.

Для смазки деталей, меняющих свое положение относительно шасси на ходу автомобиля, — например, рессорных пальцев, применяются резиновые или металлические шланги (фиг. 476).

### Несмазываемые подшипники

Существует ряд конструкций подшипников для валов, вращающихся или только поворачивающихся на определенный угол, которые не нуждаются в смазке.

Вкладыш подшипника на фиг. 478 представляет собой бронзовую втулку с асбестовыми включениями, пропитанными графитовой массой. При 100 об/мин допускается удельная нагрузка подшипника от 8 до 7 кг/см<sup>2</sup>.

Несмазываемые подшипники применяются на автомобиле для валиков, тормозных рычагов педалей тормозных тяг, кулачков, сцепления, стартера, толкателей клапанов и т. д.

Там, где угол поворота вала не превышает 40°, применимы резиновые подшипники (сайлент-блок) (фиг. 477).

Сайлент-блок представляет собой две концентричные стальные трубы, между которыми лежит втулка из мягкой резины, посаженная с некоторым предварительным натяжением. Внутренняя втулка может смещаться по отношению к наружной благодаря упругости мягкой резины. Эти подшипники применимы для амортизаторов, подвески рессор, радиатора (фиг. 479) и двигателя, для валиков тормозов и т. д. Особенно они распространены для подвески рессор. Диаметры сайлент-блоков берутся от 4 до 40 мм.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### МУФТЫ И СЦЕПЛЕНИЯ

Глухие соединения . . . . .	7
Подвижные соединения . . . . .	7
Карданные сочленения . . . . .	9
Жесткие карданы . . . . .	9
Упругие карданы . . . . .	9
Фрикционные сцепления . . . . .	13
Конусные сцепления . . . . .	13
Многодисковые масляные сцепления . . . . .	14
Сухие многодисковые сцепления . . . . .	15
Одноступенчатые сухие сцепления . . . . .	17
Автоматические сцепления . . . . .	18
Обшивки для сцеплений . . . . .	23

### КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробка передач со скользящими шестернями . . . . .	23
Конструкция и расчет коробок передач . . . . .	25
Расчет передачи . . . . .	26
О расчете на прочность . . . . .	28
Конструкции коробок передач . . . . .	29
Коробки передач для легковых автомобилей . . . . .	29
Мультипликаторы и демумльтипликаторы . . . . .	35
Коробки передач для грузовиков и автобусов . . . . .	48

### ЗАДНИЕ МОСТЫ

Карданная передача . . . . .	50
О расчете заднего моста . . . . .	50
Передача с одним карданом . . . . .	52
Дифференциал . . . . .	53
Расчет дифференциала . . . . .	54
Конструкции дифференциалов . . . . .	55
Полуоси . . . . .	55
Конструкции задних мостов . . . . .	58
Задние мосты с отделением несущих осей от приводных . . . . .	58
Двойные передачи (редукторы) . . . . .	61
Шар и вилка толкающей трубы . . . . .	63

## ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Передаточное число . . . . .	67
Бесшумность работы . . . . .	68
Нагрузка . . . . .	68
Долговечность . . . . .	69
Конструкция передачи . . . . .	69
Подшипники . . . . .	70
Многоосные автомобили . . . . .	75
Смазка и коэффициент полезного действия . . . . .	75
Расчет коэффициента полезного действия . . . . .	75
Расчет размеров червячной передачи . . . . .	77
Расчет усилий, действующих на червяк и червячное колесо, и скорость трения . . . . .	79
Материалы червячных передач . . . . .	81

## ПРИВОД НА ПЕРЕДНИЕ КОЛЕСА

Теория . . . . .	83
Схемы устройства привода на передние колеса . . . . .	86
Конструкции . . . . .	92

## МНОГООСНЫЕ АВТОМОБИЛИ

Вездеходы . . . . .	109
Современные транспортные трехоски . . . . .	115

## РАЗРЕЗНЫЕ ОСИ И НЕЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

Конструкции разрезных осей . . . . .	133
Колеса с независимой подвеской с вертикальными скользящими шкворнями . . . . .	134
Независимая подвеска колес на прямых или изогнутых качающихся рычагах . . . . .	135
Подвеска на поперечных рессорах . . . . .	137
Разрезные трубчатые полуоси . . . . .	142

## РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ

Рулевая передача . . . . .	145
Рулевые штанги . . . . .	152
Передняя ось . . . . .	169
Расчет передней оси . . . . .	174

## ТОРМОЗА

Расчет тормозов . . . . .	176
Тормозной путь и замедление . . . . .	178
Ленточные тормоза . . . . .	181
Тормоза с колодками . . . . .	182
Передача в тягах тормозной системы . . . . .	185
Конструкции тормозов . . . . .	187
Ленточные тормоза . . . . .	187
Тормоза с колодками . . . . .	189

Двойные тормоза на задних колесах . . . . .	190
Тормозные барабаны . . . . .	192
Тормоза на передние колеса . . . . .	193
Тормоза на четыре колеса . . . . .	201
<b>Гидравлические тормоза . . . . .</b>	<b>203</b>
<b>Серво-тормоза . . . . .</b>	<b>206</b>
Механические серво-тормоза . . . . .	207
Гидравлические серво-тормоза . . . . .	210
Пневматические тормоза . . . . .	211
Вакуумные тормоза . . . . .	214
<b>Регулировка тормозов . . . . .</b>	<b>216</b>

## РАМЫ И РЕССОРЫ

<b>Рамы . . . . .</b>	<b>218</b>
<b>Рессоры . . . . .</b>	<b>223</b>
Конструкция рессор . . . . .	226
Подвеска рессор . . . . .	228
<b>Амортизаторы . . . . .</b>	<b>238</b>

## ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

<b>Шарикоподшипники . . . . .</b>	<b>243</b>
Радиальные шарикоподшипники . . . . .	244
Осевые (упорные) шарикоподшипники . . . . .	246
Подбор шарикоподшипников . . . . .	247
Установка шарикоподшипников . . . . .	247
Уплотнение шарикоподшипников . . . . .	252
Смазка шарикоподшипников . . . . .	253
<b>Роликовые подшипники . . . . .</b>	<b>254</b>
Установка роликовых подшипников с короткими роликами . . . . .	257
<b>Применение шариковых и роликовых подшипников для шеек колесчатых валов . . . . .</b>	<b>258</b>
<b>Специальные конструкции роликовых подшипников . . . . .</b>	<b>280</b>
Игольчатый подшипник . . . . .	280
Роликовый подшипник «Клинг» . . . . .	281

## КОЛЕСА, ОБОДА, ШИНЫ

<b>Колеса . . . . .</b>	<b>264</b>
Ступицы колес . . . . .	264
Центральное крепление колеса . . . . .	265
Крепление на фланце . . . . .	266
<b>Колеса для легковых автомобилей . . . . .</b>	<b>272</b>
Колеса с деревянными и металлическими спицами . . . . .	272
Колеса с проволочными спицами . . . . .	273
Дисковые колеса . . . . .	273
<b>Колеса для грузовиков . . . . .</b>	<b>274</b>
Стальные литые колеса . . . . .	275
Колеса из легких металлов . . . . .	275

Обода для легковых автомобилей . . . . .	275
Плоские прямобортные провода . . . . .	278
Глубокие прямобортные провода . . . . .	280
Съемные обода . . . . .	281
Обода для грузовиков . . . . .	282
Съемные обода . . . . .	283
Шины . . . . .	285
Грузошины . . . . .	285
Эластики . . . . .	286
Пневматики . . . . .	287
НАСОСЫ ДЛЯ ШИН . . . . .	295
СЦЕПКИ . . . . .	299
ГОРНЫЕ УПОРЫ . . . . .	302
ТАХОМЕТРЫ И СЧЕТЧИКИ ПРОЙДЕННОГО РАССТОЯНИЯ	
Механические тахометры . . . . .	304
Аэродинамические тахометры . . . . .	306
Индукционные тахометры . . . . .	306
Тахографы — записывающие тахометры . . . . .	310
Привод для тахометра . . . . .	312
ШЕСТЕРНИ	
Материал шестерен . . . . .	316
Типы шестерен . . . . .	318
Обработка шестерен . . . . .	322
Цилиндрические шестерни . . . . .	322
Шестерни с косым зубом . . . . .	323
Конические шестерни . . . . .	324
ЦЕПИ И ЗВЕЗДОЧКИ	
Роликовые цепи . . . . .	325
Зубчатые (бесшумные) цепи . . . . .	327
СМАЗКА ШАССИ	
Индивидуальная смазка . . . . .	332
Групповая смазка . . . . .	333
Централизованная смазка . . . . .	334
Несмазываемые подшипники . . . . .	340

Редактор Г. К. Ходомаков.

Технич. редактор К. Шадимова

Сдано в набор 27/XI 1935 г.  
Формат бумаги 62X110<sup>1</sup>/<sub>32</sub>.

Подписано в печать 17/IV 1936 г.  
Тир. экз. в 1 бум. л. 239.840.

Бум. листов 5<sup>3</sup>/<sub>8</sub>

Изд. № 349. Изд. МС—67-5-5.

Уполн. Главлита № В-68252.

Тираж 25.000—авт. л. 35.

Заказ № 1808.

### ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
8	11 св.	$P \cdot l = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k$	$P \cdot l = \frac{b \cdot h^2}{6} k_b$	редактор.
16	1 св.	$M R$	$M_t, R$	типогр.
16	9 св.	$i = \frac{2M_c}{\mu \cdot Q (R+r)}$	$i = \frac{M_c}{\mu \cdot Q (R+r)}$	редактор.
51	18 св.	$M = \sqrt{M_1^3 + M_2^2}$	$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$	типогр.
156	3 св.	$l = 2r \cdot a r =$	$l = 2r \cdot a,$	типогр.
169	1 св.	Для угла левого и $\alpha'$ правого	Для угла $\alpha$ левого и $\alpha'$ правого	типогр.
225	1 св.	Тогда $\operatorname{tg} a = f$	Тогда $\operatorname{tg} a = -\frac{n}{f}$	типогр.
234	Фиг. 314	Фигура перевернута		типогр.
331	6 св.	$L$	$\frac{L}{t}$	редактор.