

# РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ



# РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

- **Рулевое управление** (далее — РУ) — Предназначается для обеспечения поворота автомобиля и поддержания заданного направления движения.

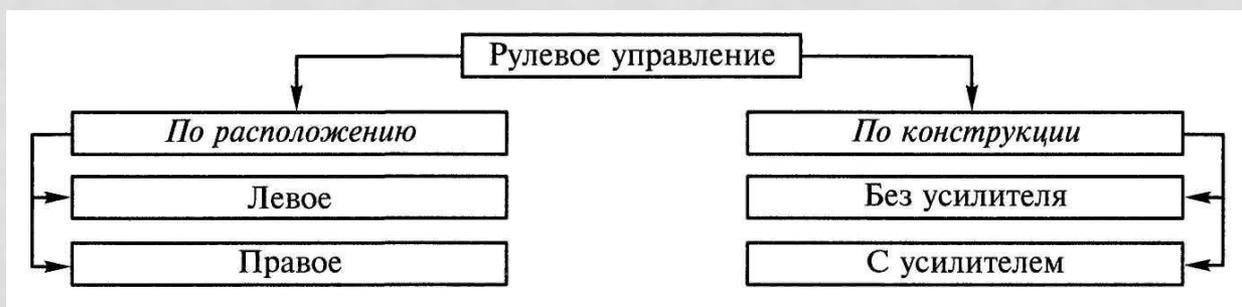
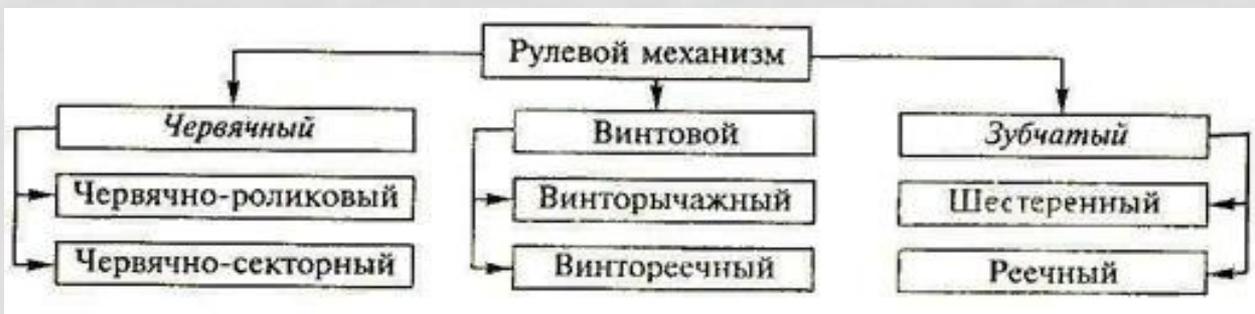
Компоненты РУ

**рулевой механизм,  
рулевой привод  
усилитель**

Способы поворота

**поворотом колес  
поворотом осей**

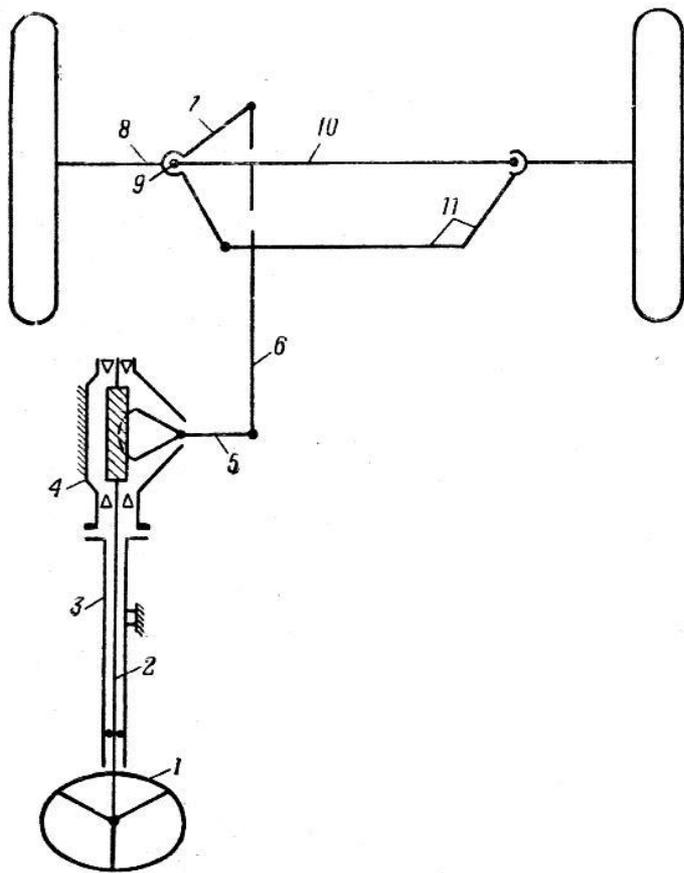
# КЛАССИФИКАЦИЯ РУ



# ТРЕБОВАНИЯ К РУ

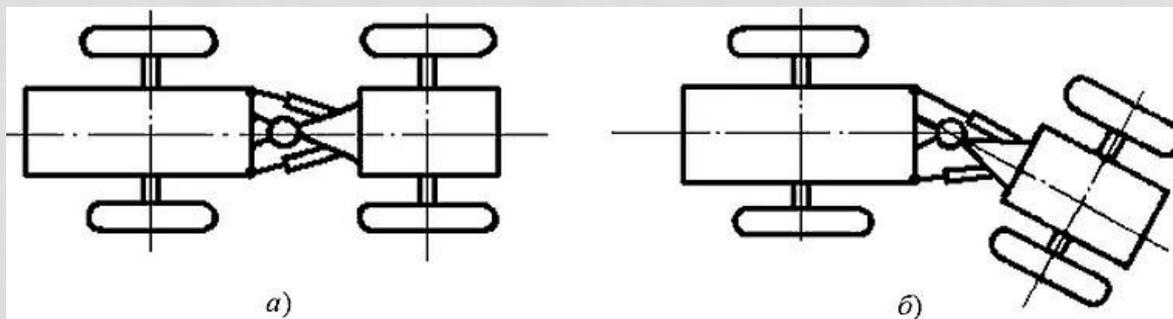
- Основные требования к рулевым управлениям связаны с обеспечением безопасности дорожного движения.
- правильность кинематики поворота,
- легкость управления,
- силовое и кинематическое следящее действие,
- согласованность элементов рулевого управления с подвеской для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес,
- повышенная надежность, так как выход из строя рулевого управления приводит к авариям с тяжелыми последствиями.

# СХЕМА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА (БЕЗ УСИЛИТЕЛЯ)



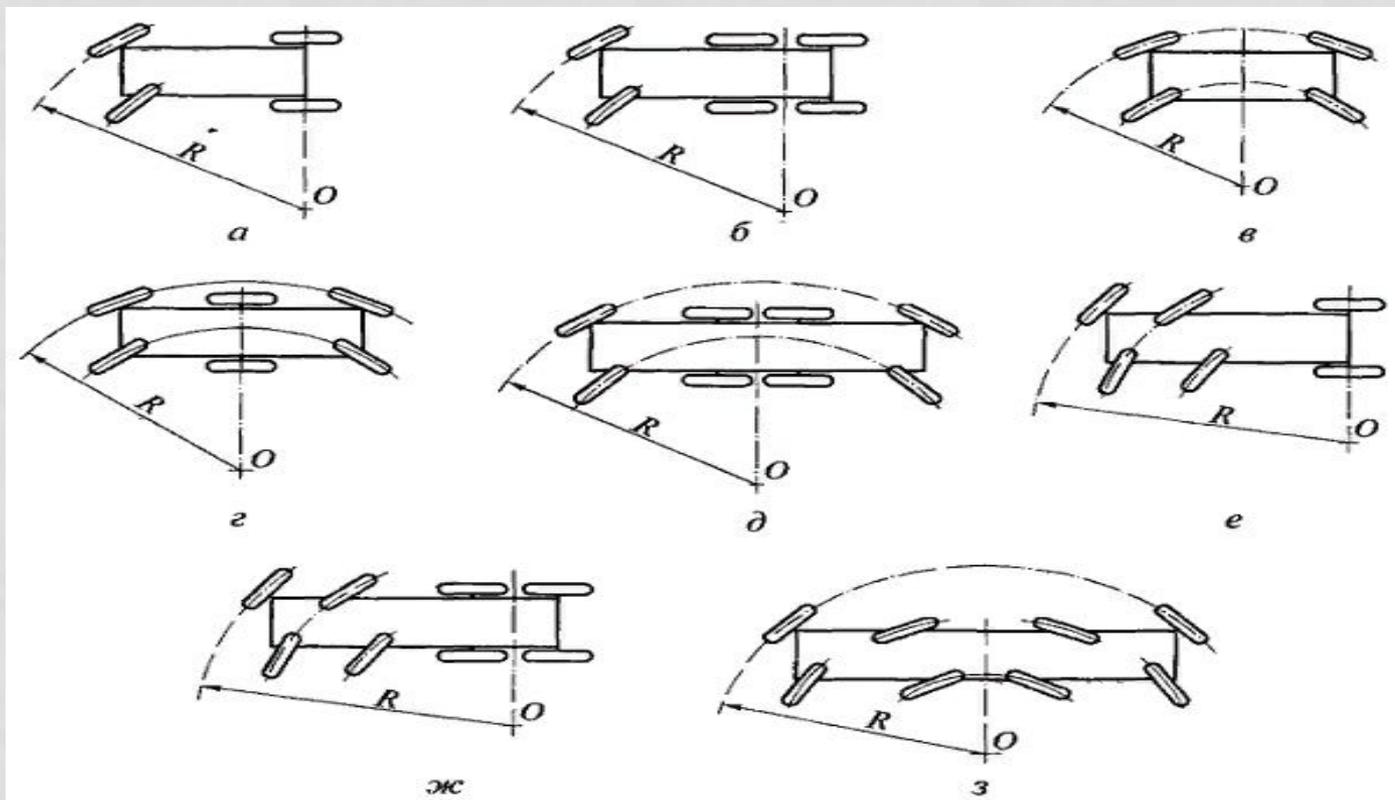
- 1- рулевое колесо
- 2- рулевой вал
- 3- рулевая колонка
- 4-рулевой механизм
- 5- сошка рулевого механизма
- 6- продольная тяга
- 7- рычаг поворотной цапфы
- 8- поворотная цапфа
- 9- неподвижный шкворень
- 10- передняя ось

# ПОВОРОТ С ПОМОЩЬЮ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМОЙ ОСИ



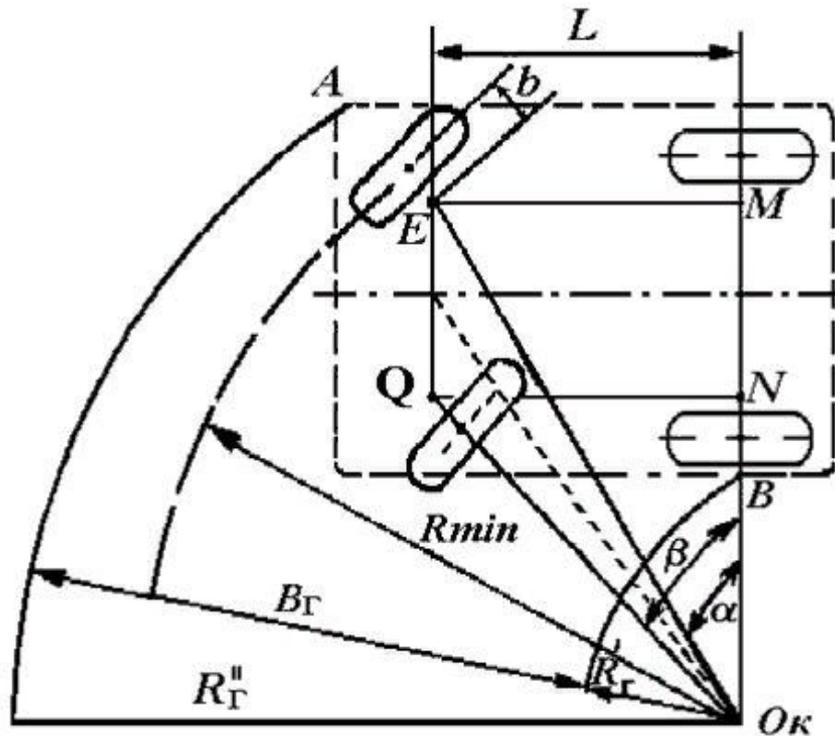
- В качестве первого звена используется одноосная тележка, на которой установлен двигатель и кабина водителя.
- Вторым звеном является полуприцеп.
- Между звеньями располагают гидравлические силовые цилиндры в качестве управляющего механизма.
- Управление цилиндрами производят рулевым управляющим органом машины.
- При повороте руля поршни и тяги перемещаются во взаимно-противоположных направлениях.
- Звенья складываются относительно друг друга, и машина поворачивается.

# РАДИУСЫ ПОВОРОТА КОЛЕСНЫХ МАШИН



# МИНИМАЛЬНЫЙ РАДИУС ПОВОРОТА

ПО ОСИ СЛЕДА УПРАВЛЯЕМОГО ВНЕШНЕГО КОЛЕСА – ЭТО РАССТОЯНИЕ ОТ ЦЕНТРА ПОВОРОТА ДО ОСИ СЛЕДА УПРАВЛЯЕМОГО ВНЕШНЕГО КОЛЕСА ПРИ МАКСИМАЛЬНЫХ УГЛАХ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС



- $R_{min}$  минимальный радиус поворота по оси следа управляемого внешнего колеса;
- $R_{Г}$  внешний габаритный радиус;
- $R_{Г}^{II}$  внутренний габаритный радиус;
- $B_{Г}$  габаритная полоса движения.
- $L$  – база автомобиля
- $A$  – максимальный угол поворота управляемого внешнего колеса
- $B$  – максимальный угол поворота управляемого внутреннего колеса
- $b$  – расстояние от оси шкворня до вертикальной оси колеса (плечо обкатки)

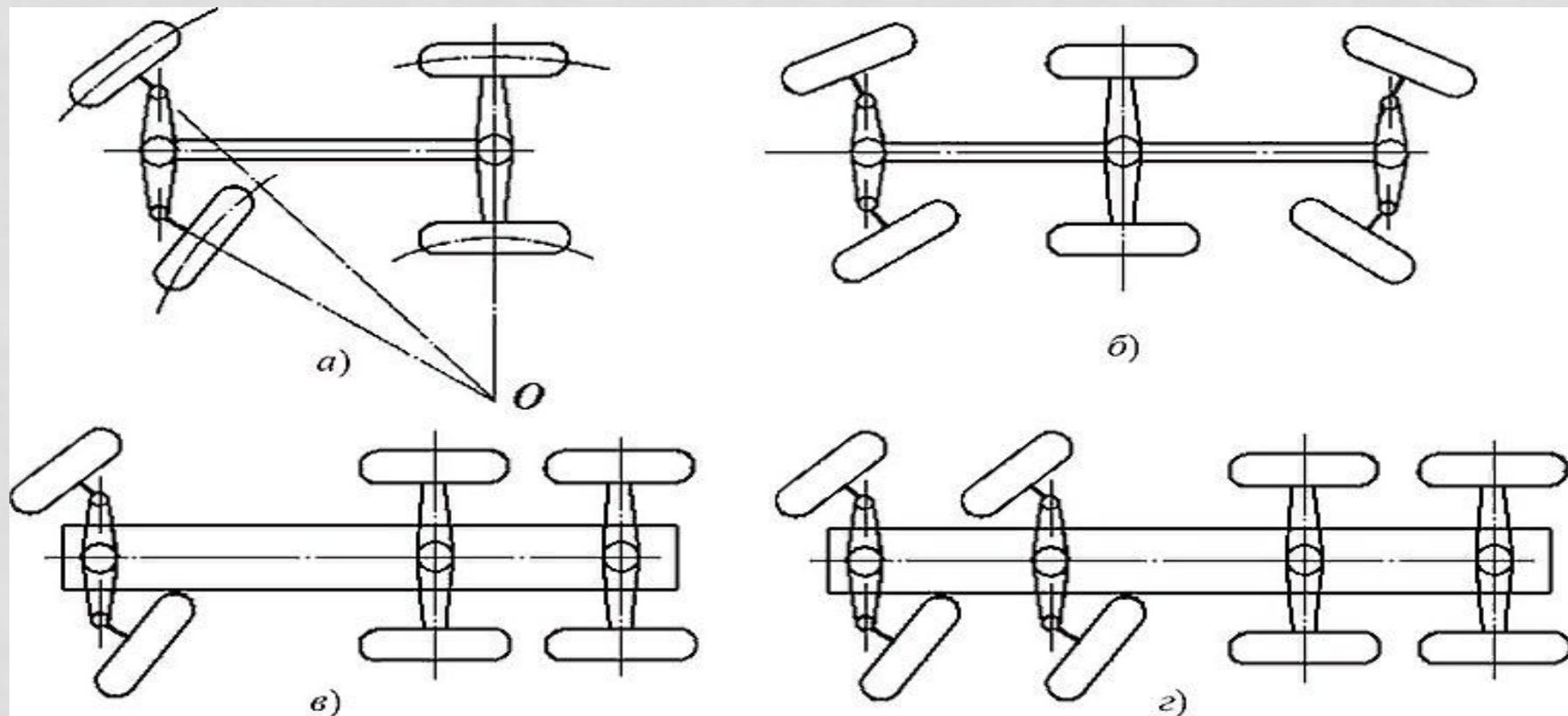
# МИНИМАЛЬНЫЙ РАДИУС ПОВОРОТА

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \alpha} + B$$

- **Габаритная полоса движения ( $B_{\Gamma}$ )** – это ширина участка дороги (местности), которую занимает автомобиль в процессе поворота с минимальным радиусом и ограниченная дугами, описываемыми наиболее и наименее удаленными от центра поворота точками.

$$B_{\Gamma} = R_{\Gamma}^{II} - R_{\Gamma}^I$$

# СХЕМЫ РУ



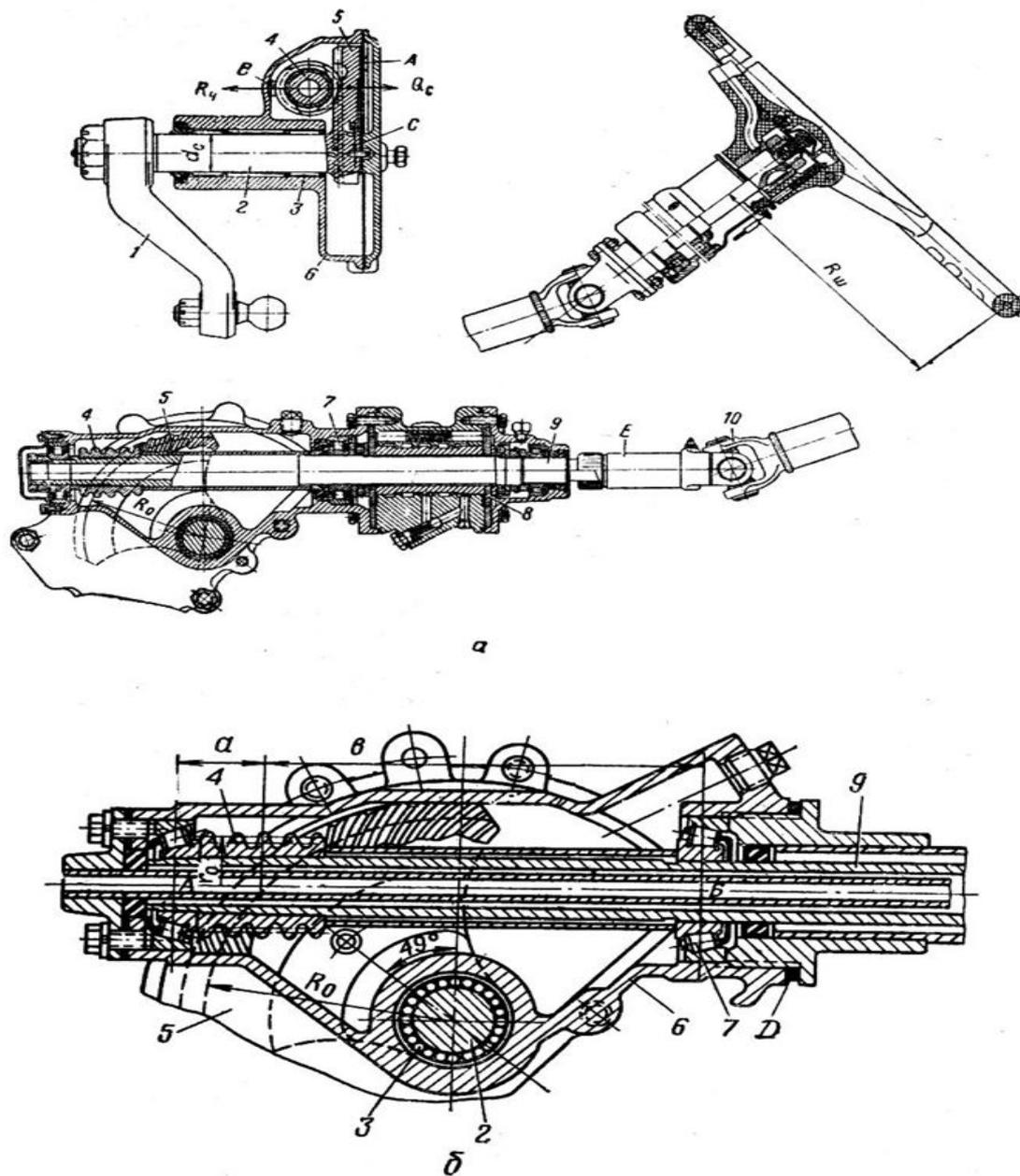


Рис. XVI.3. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк — боковой сектор

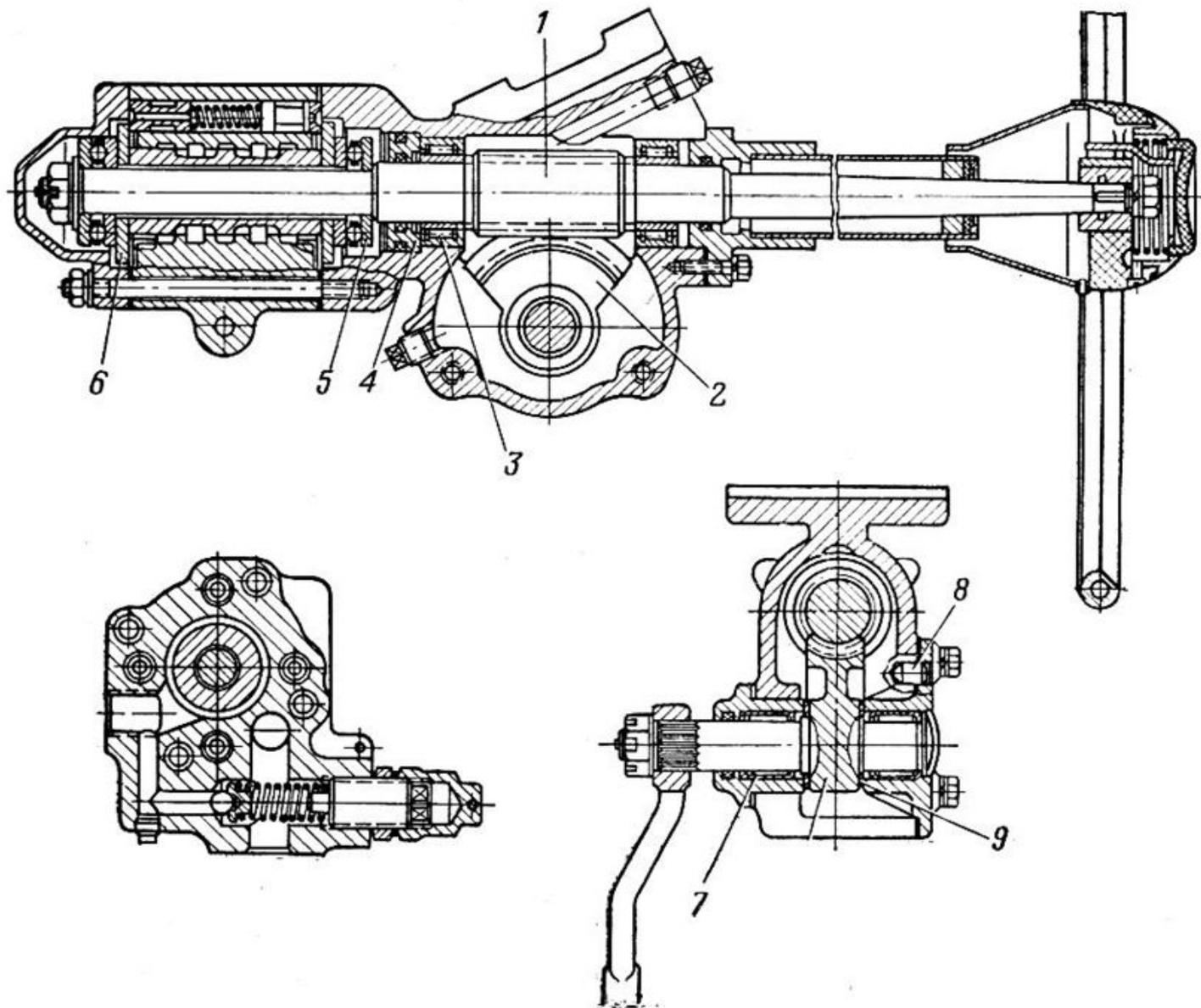
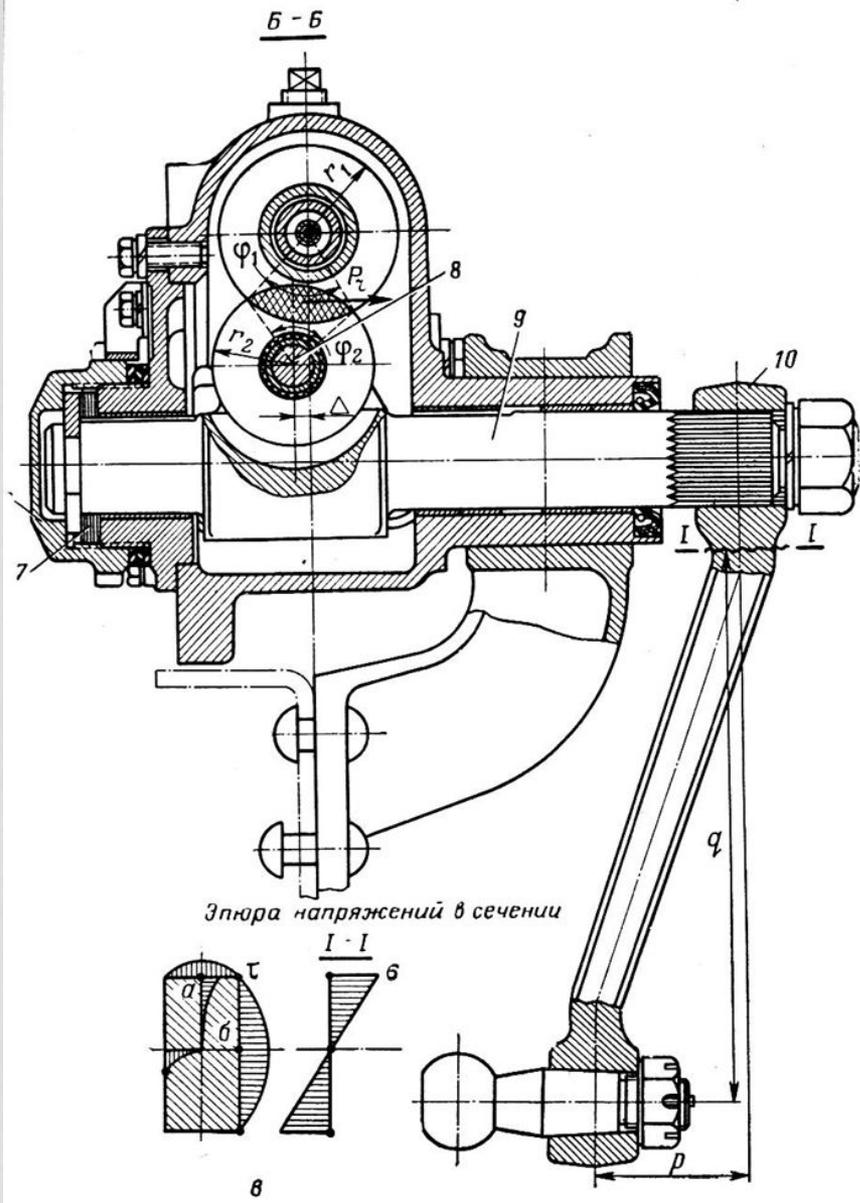
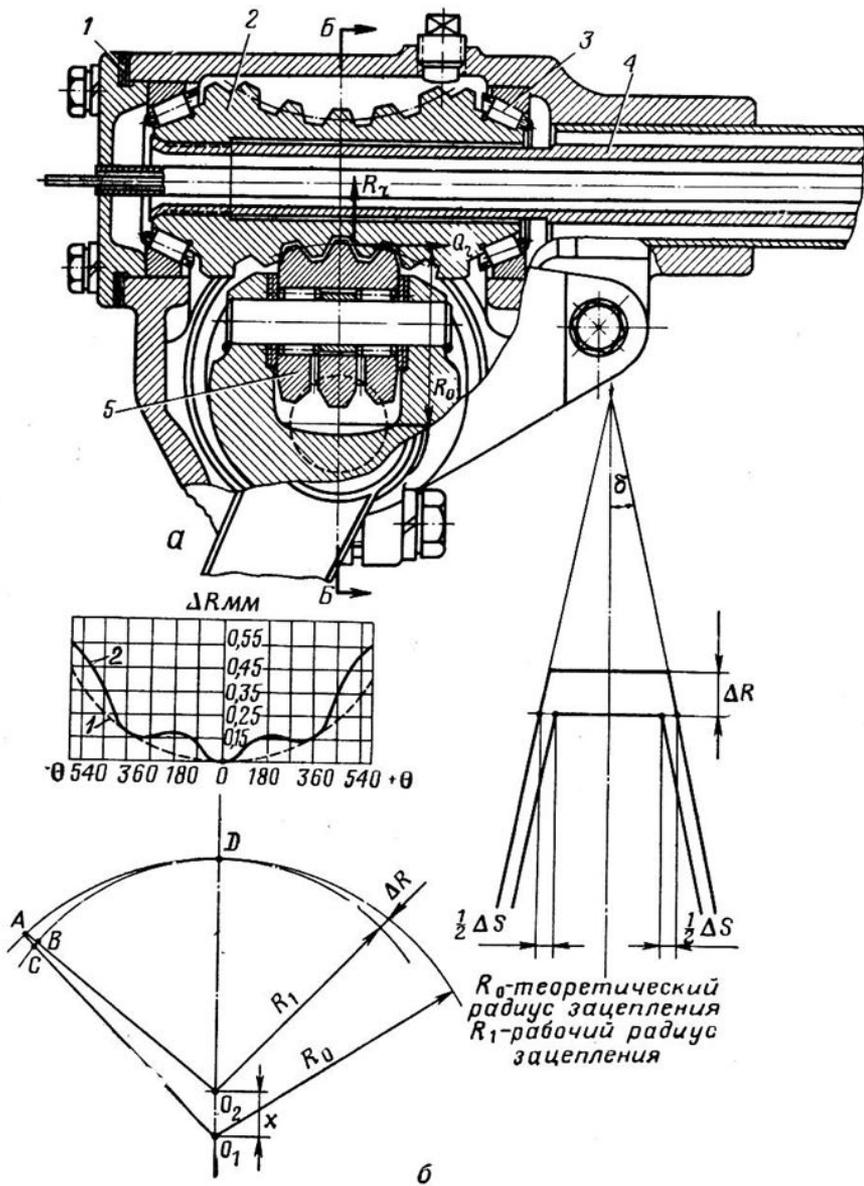
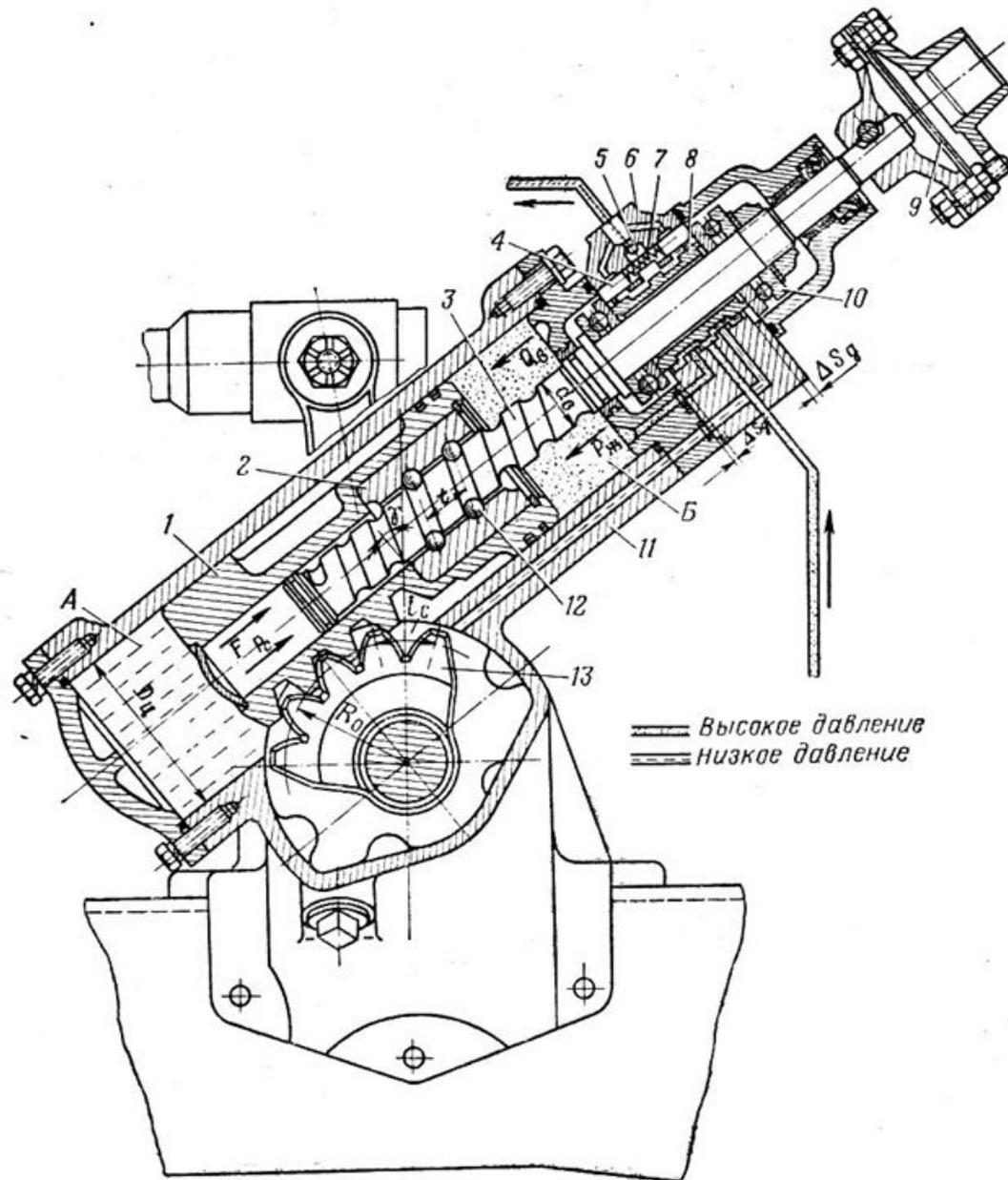
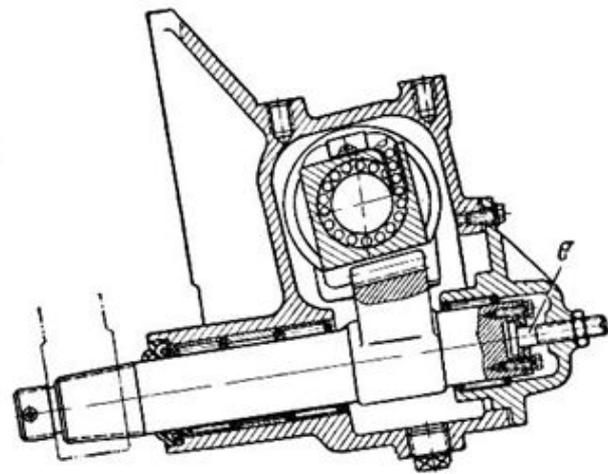
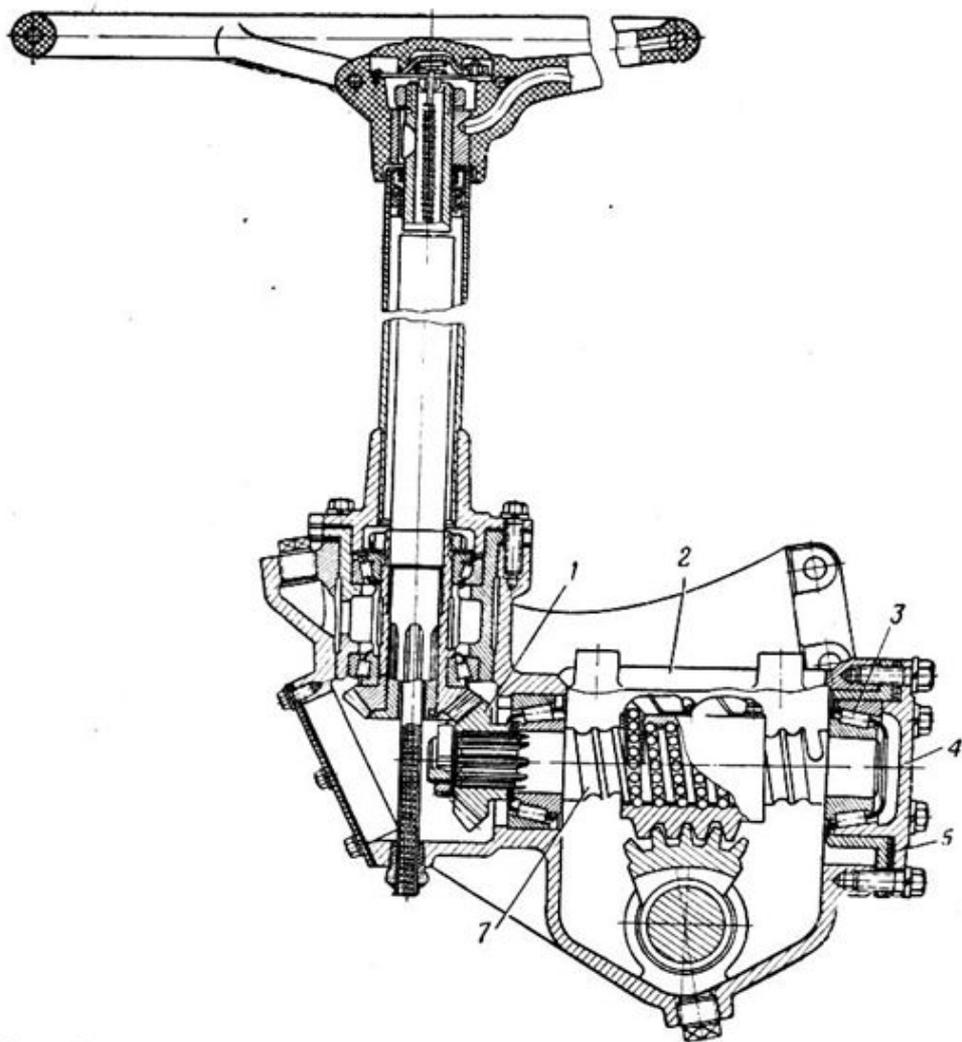
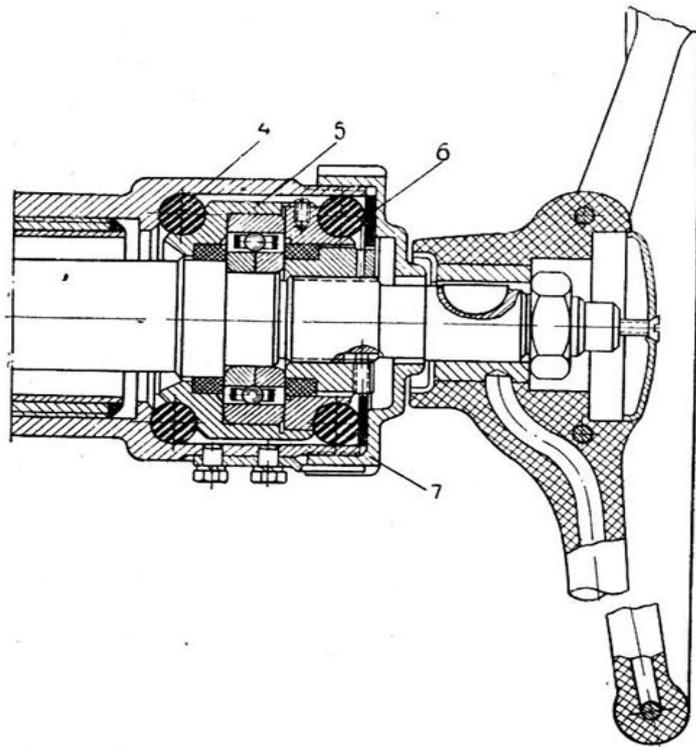
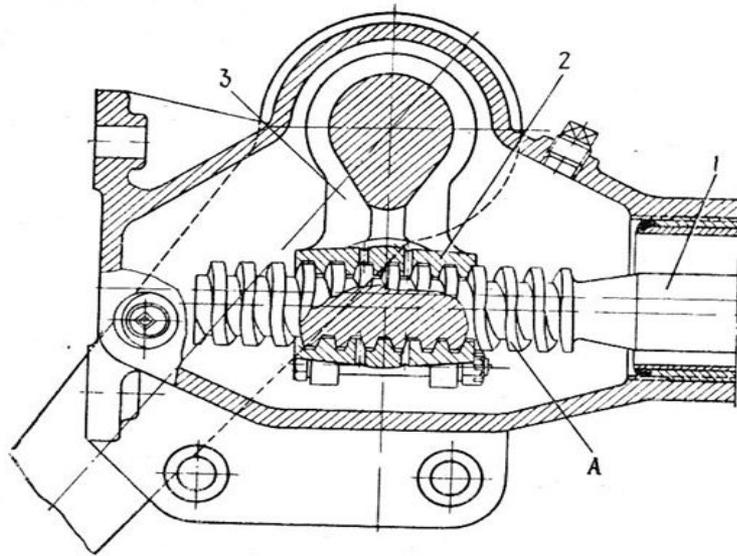


Рис. XVI.4. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк — червячный сектор









# ПРИВОД УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Под рулевым приводом понимается система валов, рычагов, тяг и т. д., обеспечивающая передачу необходимого усилия от сошки рулевого механизма на управляемые колеса автомобиля.

Оценочными параметрами привода служат угловое передаточное число  $i_{р.п.}$ , к. п. д. и жесткость привода.

Следует различать общее передаточное число привода управления  $i_{р.п.о}$  и передаточное число пары управляемых колес  $i_{р.п.}$ .

Назовем кинематическим передаточным числом или просто передаточным числом привода управления отношение элементарного углового перемещения сошки к среднему элементарному угловому перемещению поворотных цапф управляемых колес, или

$$i_{р. п. о} = \frac{d\Omega}{\frac{1}{2m} \sum_{i=1}^m (d\alpha_i + d\beta_i)}. \quad (\text{XVI.11})$$

# МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ КОЛЕСА

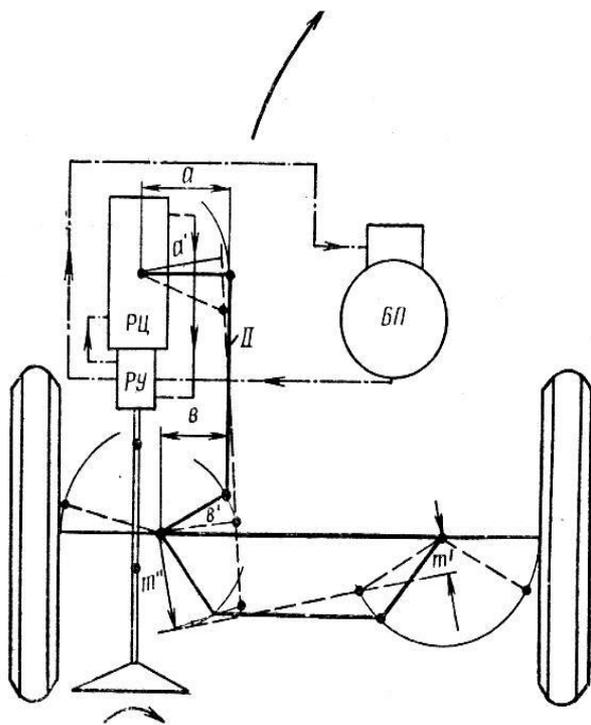
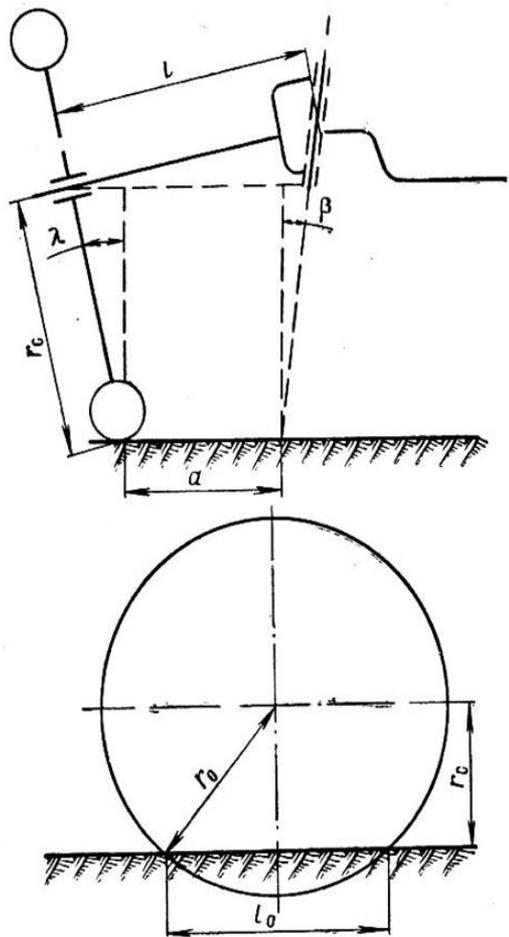


Рис. XVI.11. Схема рулевого привода армейских автомобилей с одной управляемой осью

Чтобы определить момент на валу рулевого колеса, необходимо найти выражение суммарного момента на цапфах управляемых колес  $M_{\Sigma} = 2m\lambda M_{\text{ц}}$ . Для этого поступаем следующим образом.

Найдем составляющие суммарного момента сопротивления повороту.

# РАСЧЕТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ КОЛЕСА



Момент сопротивления качению ориентировочно может быть подсчитан по формуле

$$M_f = 2mfG_k a, \quad a = l - r_c(\lambda + \beta),$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению;  
 $G_k$  — вес, приходящийся на одно управляемое колесо;  
 $a$  — радиус обкатки колеса вокруг шкворня (рис. XVI.12);  
 $l$  — длина цапфы;  
 $r_c$  — статический радиус колеса;  
 $\lambda$  — угол развала колес;  
 $\beta$  — угол наклона шкворня вбок.

Момент трения вращения в первом приближении выражается так:

$$M_\varphi = 2m\varphi G_k \frac{l_0}{4} = \frac{1}{2} m\varphi G_k l_0,$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления;  
 $l_0$  — плечо момента трения вращения.

Плечо момента подсчитывается по формуле

$$l_0 = 2 \sqrt{r_0^2 - r_c^2},$$

где  $r_0$  — свободный радиус колеса.

Момент сопротивления подъему находится из выражения

$$M_h = maG_k [\lambda (\sin \alpha_{ср} + \sin \beta_{ср}) + \gamma (\cos \alpha_{ср} + \cos \beta_{ср})],$$

где  $\alpha_{ср}$  и  $\beta_{ср}$  — средние углы поворота внутренних и наружных колес автомобиля;

$\gamma$  — угол наклона шкворня назад.

# РАСЧЕТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ КОЛЕСА

Таким образом, можно записать

$$M = 2m\chi M_{\Sigma} = M_f + M_{\varphi} + M_h = (M_f + M_{\varphi}) \left( 1 + \frac{M_h}{M_f + M_{\varphi}} \right).$$

В этом выражении  $\chi = 1 + \frac{M_h}{M_f + M_{\varphi}}$ . Для выполненных конструкций автомобилей  $\chi = 1,07 \div 1,15$ . После подстановки в выражение для  $M_{\Sigma}$  соответствующих значений окончательно получим

$$M_{\Sigma} = 2mG_k \chi \left( fa + \varphi \frac{l_0}{4} \right). \quad (\text{XVI.18})$$

Общий к. п. д. рулевого управления равен

$$\eta_p = \eta_{p. м} \eta_{p. п. о}$$

и в среднем достигает:

- для автомобилей с одной управляемой осью 0,70—0,85;
- для автомобилей с двумя и более управляемыми осями 0,50—0,70.

# КПД РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Коэффициент полезного действия рулевого привода оценивает потери передаваемой мощности в шарнирах рулевых тяг и шкворневом устройстве управляемых колес. По опытным данным, для автомобилей с одной управляемой осью потери на трение от общих потерь в рулевом управлении составляют: в шкворнях — 40—50%, в шарнирах тяг — 10—15%, в рулевом механизме — 35—50%. Для многоосных автомобилей с двумя управляемыми осями и более потери на трение в перечисленных выше группах деталей разбиваются примерно поровну.

Усилие на ободу рулевого колеса для рулевого управления без усилителя будет

$$P_p = \frac{M_{\Sigma}}{R_{\text{ш}} i_{\text{р. м}} i_{\text{р. п. о}} \eta_{\text{р. м}} \eta_{\text{р. п. о}}} = \frac{M_{\Sigma}}{R_{\text{ш}} \eta_{\text{р}} i_{\text{р}}}, \quad (\text{XVI.19})$$

где  $R_{\text{ш}}$  — радиус обода рулевого колеса.

Испытания автомобилей в различных дорожных условиях показывают, что усилие на рулевом колесе колеблется в широких пределах. Оно увеличивается с уменьшением давления воздуха в шинах при повороте на твердых дорогах и уменьшается на дорогах с малой несущей способностью.

Предельно возможные усилия на рулевом колесе не должны быть больше 50—60 кг.

# ЖЕСТКОСТЬ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Жесткость рулевого привода должна быть по возможности наибольшей. При недостаточной жесткости рычажная система рулевого привода будет обращаться в колебательный контур и вызывать виляние управляемых колес и вообще отрицательно влиять на устойчивость движения автомобиля.

Кроме того, будет нарушаться сходимость колес, что приведет к форсированному износу шин и повышенному расходу топлива. Жесткость рулевого привода у автомобилей с независимой подвеской в 1,5—2 раза меньше, чем у автомобилей с зависимой подвеской. Например, у автомобиля М-21 «Волга» она составляет  $12,5 \text{ кг} \cdot \text{м/град}$ , а у ГАЗ-69 —  $25 \text{ кг} \cdot \text{м/град}$ .

# ЖЕСТКОСТЬ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

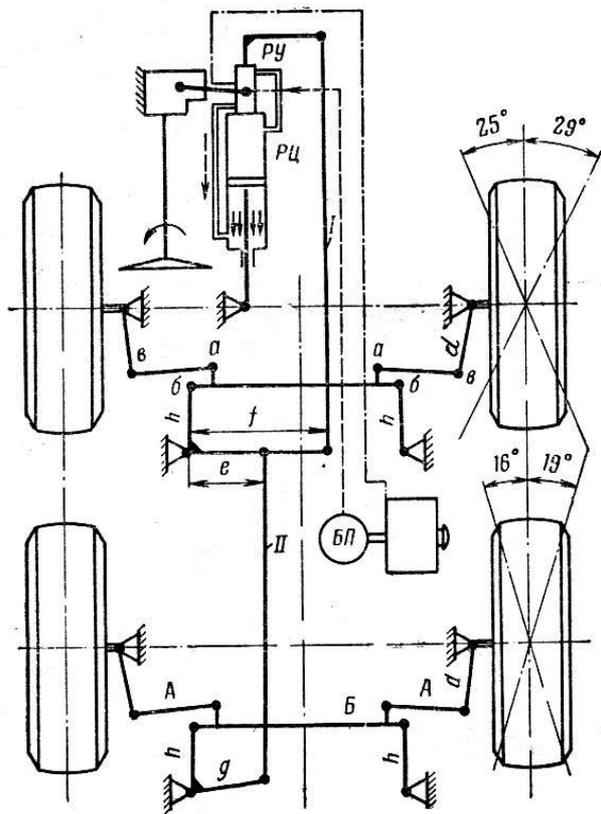


Рис. XVI.13. Схема рулевого привода с индивидуальной рулевой трапецией на каждой управляемой оси и разрезными поперечными тягами

Жесткость рычажного привода уменьшается с увеличением числа управляемых осей. В этой связи весьма перспективными следует считать гидравлические рулевые приводы, имеющие высокую жесткость. Гидравлические рулевые приводы позволяют решить проблему обеспечения высокой устойчивости движения многоосных машин с несколькими управляемыми осями.

# ТИПОВЫЕ СХЕМЫ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

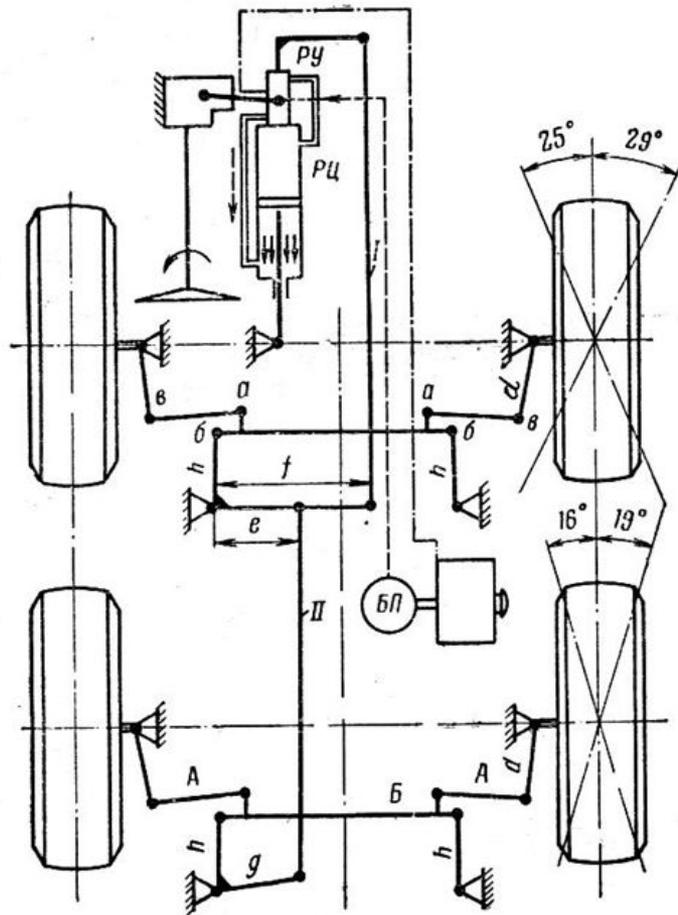


Рис. XVI.13. Схема рулевого привода с индивидуальной рулевой трапецией на каждой управляемой оси и разрезными поперечными тягами

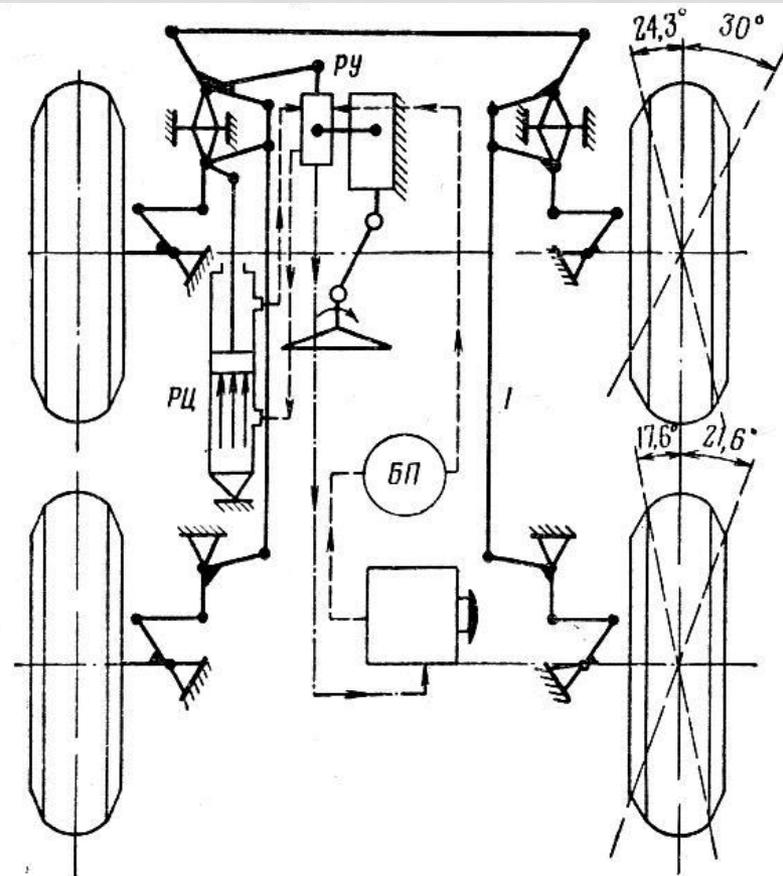


Рис. XVI.14. Схема рулевого привода с общей рулевой трапецией на две управляемые оси

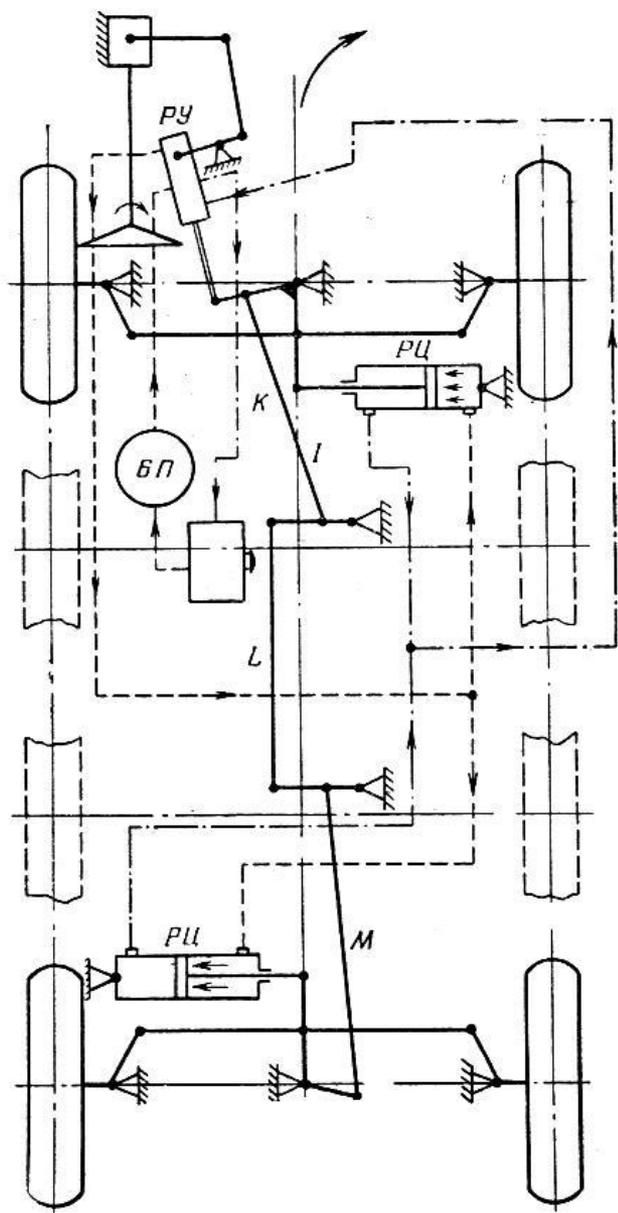


Рис. XVI.15. Рулевой привод с разнесенными управляемыми осями (первой и четвертой)

Рулевой привод с двумя разнесенными управляемыми осями (первой и четвертой) показан применительно к автомобилю ЗИЛ на рис. XVI.15. Трапеция передней оси размещена позади моста, а трапеция задней оси — впереди. Колеса передней оси поворачиваются в сторону, противоположную колесам задней оси. Для синхронизации поворота управляемых колес введена межосевая рычажная связь  $K-L-M$ .

В зависимости от типа подвески поперечная тяга автомобилей ЗИЛ повышенной проходимости делается цельной или разрезной.

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

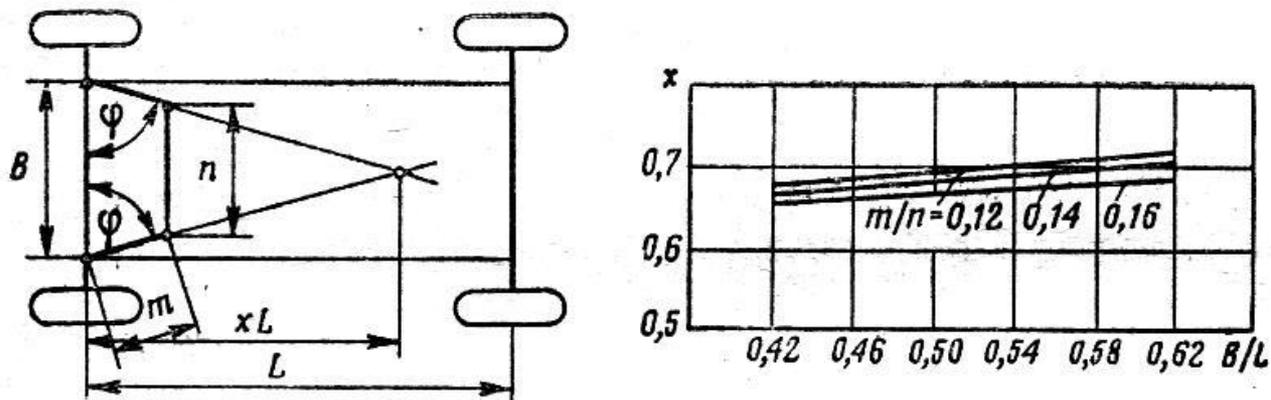


Рис. XVI.19. Схема для кинематического расчета рулевого привода

**Кинематический расчет рулевого привода** производится в два этапа. Сперва находят размеры рулевой трапеции и передаточные числа рычажной системы привода (проектный расчет) для какого-нибудь одного положения управляемых колес, после чего, зная геометрию привода, производится поверочный расчет для разных положений управляемых колес. При этом устанавливается возможное боковое скольжение колес на разных радиусах поворота автомобиля.

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

При проектировании рулевой трапеции автомобиля с одной передней управляемой осью по графику рис. XVI.19 для данного отношения  $\frac{B}{L}$ , которое известно из технического задания, и выбранного отношения  $\frac{m}{n}$  находится величина  $x$ . В среднем величина  $x=0,7 \div 0,8$ .

Найдя угол  $\varphi$  наклона рычагов рулевой трапеции из выражения

$$\varphi = \operatorname{arcctg} \frac{B}{2xL}, \quad (\text{XVI.20})$$

определяют величину  $n$  из отношения

$$n = \frac{B}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos \varphi}. \quad (\text{XVI.21})$$

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

После того как определены размеры рулевой трапеции, графическим методом определяют положение центра поворота автомобиля для разных радиусов поворота.

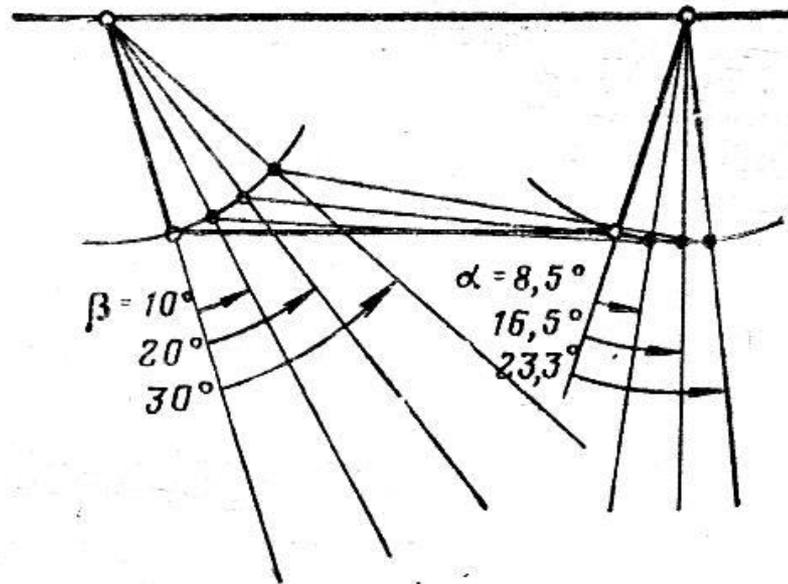
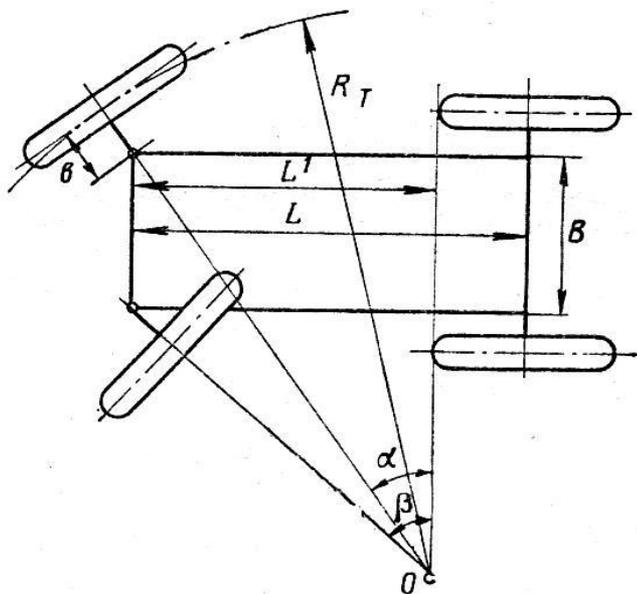


Рис. XVI.20. К расчету рулевой трапеции

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА



После определения размеров рулевой трапеции проверяется поворот автомобиля на боковое скольжение.

Для этого поступаем следующим образом. Графически задаемся углами  $\beta$  поворота внутреннего колеса (например, 10, 20, 30, 40°) и определяем из построения соответствующие им углы поворота наружного колеса  $\alpha$  (рис. XVI.20).

Из теории поворота имеем выражение теоретического радиуса поворота  $R_T$  и продольной координаты  $L'$  положения центра поворота  $O$  (рис. XVI.21):

$$R_T = \frac{B \sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} + b; \quad (\text{XVI.22a})$$

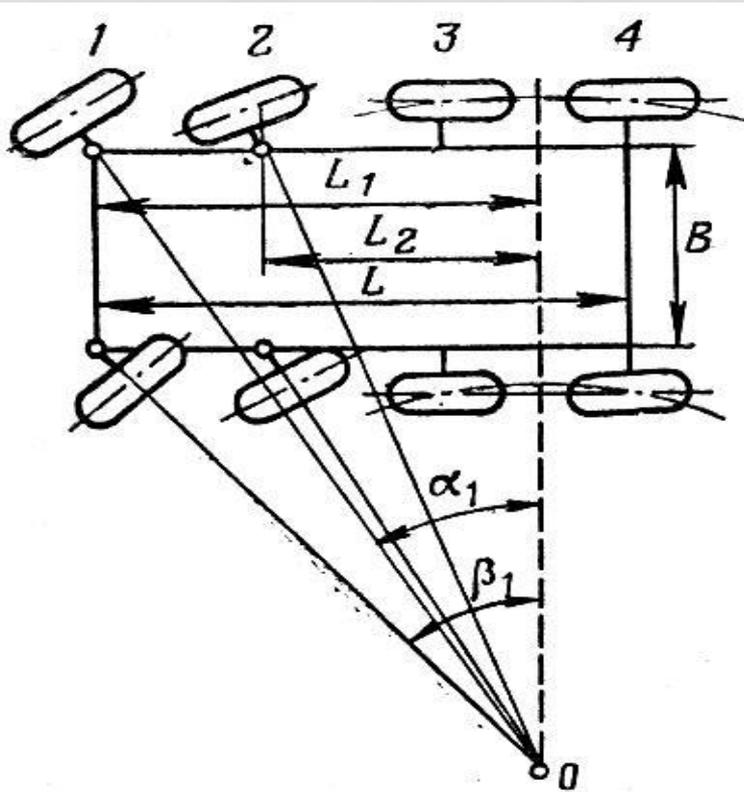
$$L' = (R_T - b) \sin \alpha. \quad (\text{XVI.22б})$$

Чтобы автомобиль поворачивался без бокового скольжения неуправляемых колес, должно соблюдаться равенство

$L' = L$ . Обозначим  $L' : L = \lambda$ , тогда из формул (XVI.22a) и (XVI.22б) получим

$$\lambda = \frac{\sin \alpha \cdot \sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} \cdot \frac{B}{L}. \quad (\text{XVI.23})$$

# РУЛЕВОЙ ПРИВОД МНОГООСНОГО АВТОМОБИЛЯ



- Рулевой привод многоосных автомобилей требует более сложных расчетов. При этом используются уравнения котангенсов

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{B}{L_1};$$

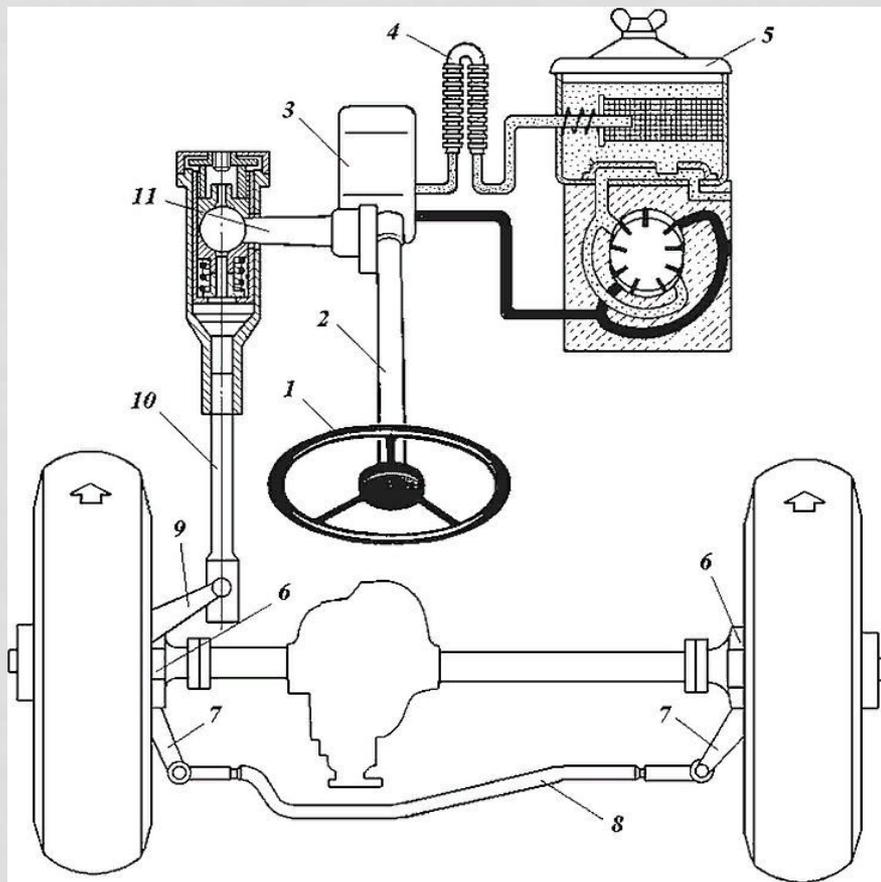
$$\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{B}{L_2};$$

.....

- а также уравнения связи

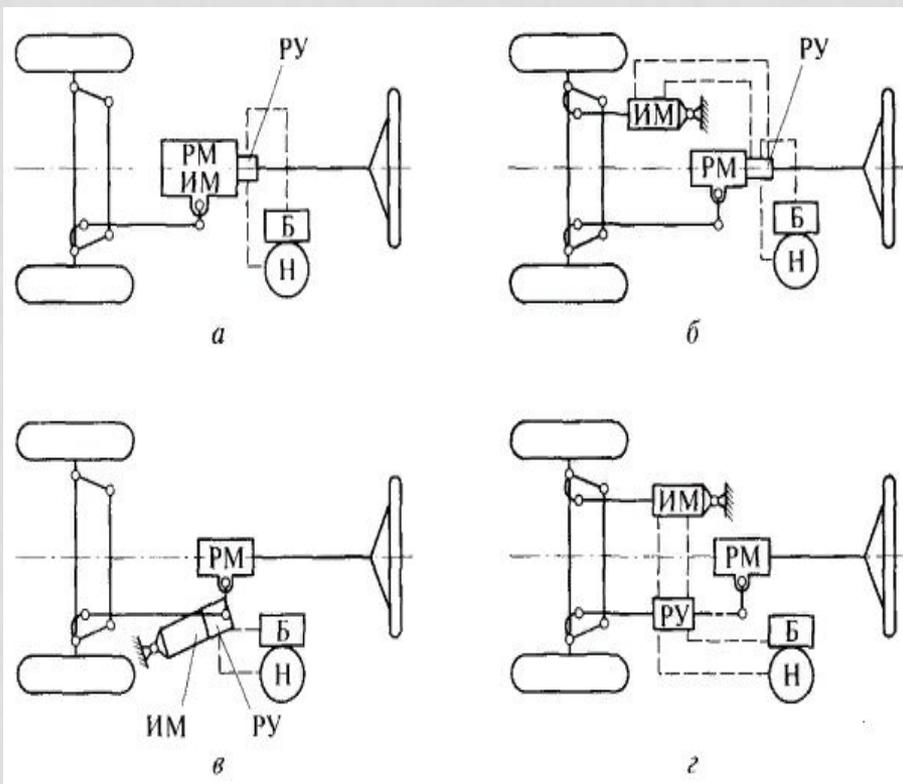
$$L_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 = L_2 \operatorname{ctg} \alpha_2 = \dots$$

# СХЕМА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С УСИЛИТЕЛЕМ



- / — рулевое колесо;
- 2 — рулевая колонка;
- 3 — рулевой механизм;
- 4 — радиатор;
- 5 — насос гидроусилителя руля;
- 6 — поворотный кулак;
- 7, 9 — поворотные рычаги;
- 8 — поперечная тяга;
- 10 — продольная тяга;
- 11 — сошка

# СХЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С УСИЛИТЕЛЕМ



- Рулевой усилитель предназначен для облегчения поворота и для обеспечения безопасности движения автомобиля.

Оценочными параметрами работоспособности усилителей служат три величины:

- показатель эффективности действия ( $\mathcal{E}$ );
- показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо ( $\rho$ );
- показатель чувствительности, определяемый усилием, которое необходимо приложить к рулевому колесу, и углом его поворота, чтобы вызвать действие усилителя.

Имеем

$$\mathcal{E} = \frac{P_{р. б. у}}{P_{р. с. у}} = \frac{P_{р. б. у}}{P_{р. б. у} - P_y},$$

где  $P_{р. б. у}$  — усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе без усилителя;

$P_{р. с. у}$  — то же, с усилителем;

$P_y$  — усилие усилителя, приведенное к рулевому колесу.

Для серийных конструкций усилителей показатель эффективности изменяется от 1 до 15.

# ХАРАКТЕРИСТИКИ УСИЛИТЕЛЕЙ

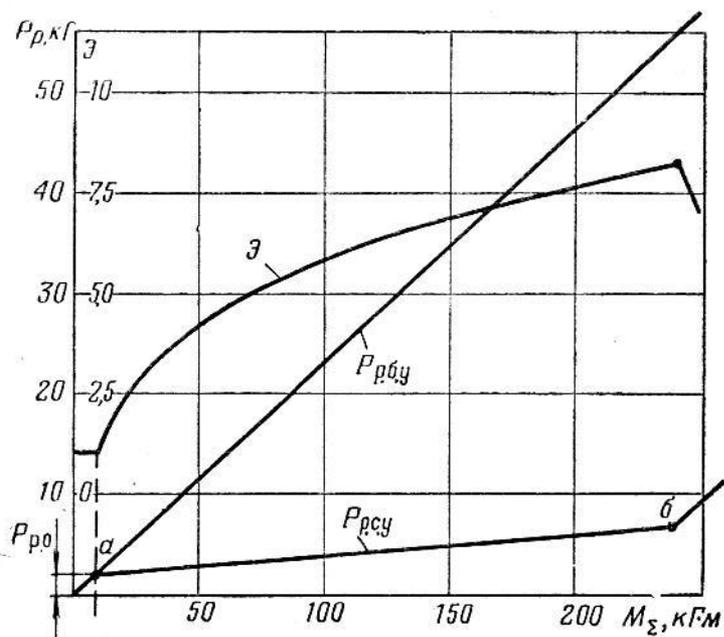


Рис. XVI.27. Рабочая характеристика гидроусилителя автомобиля ЗИЛ-131

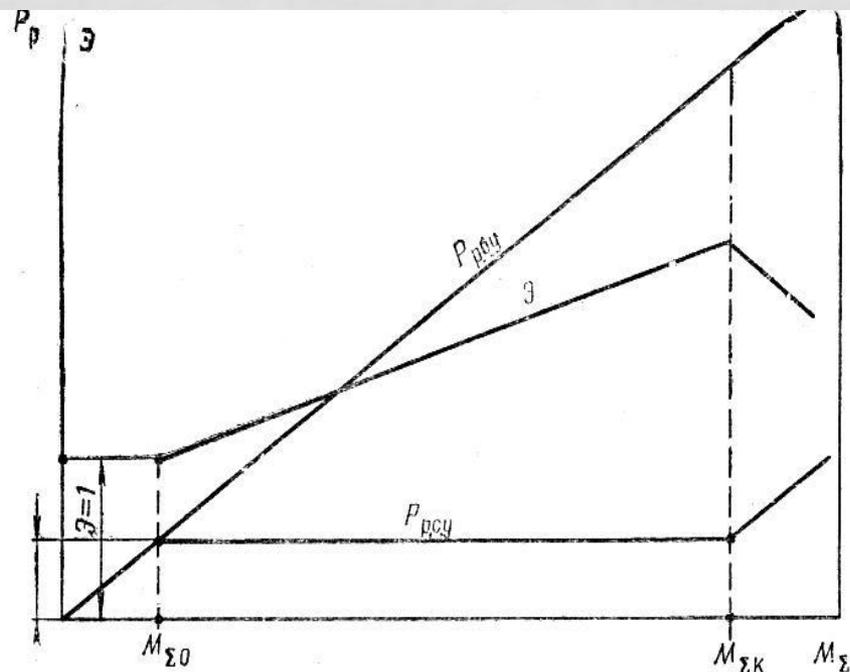


Рис. XVI.32. Рабочая характеристика гидроусилителя автомобиля МАЗ

# СХЕМА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С «ЛОМАЮЩЕЙСЯ» РАМОЙ

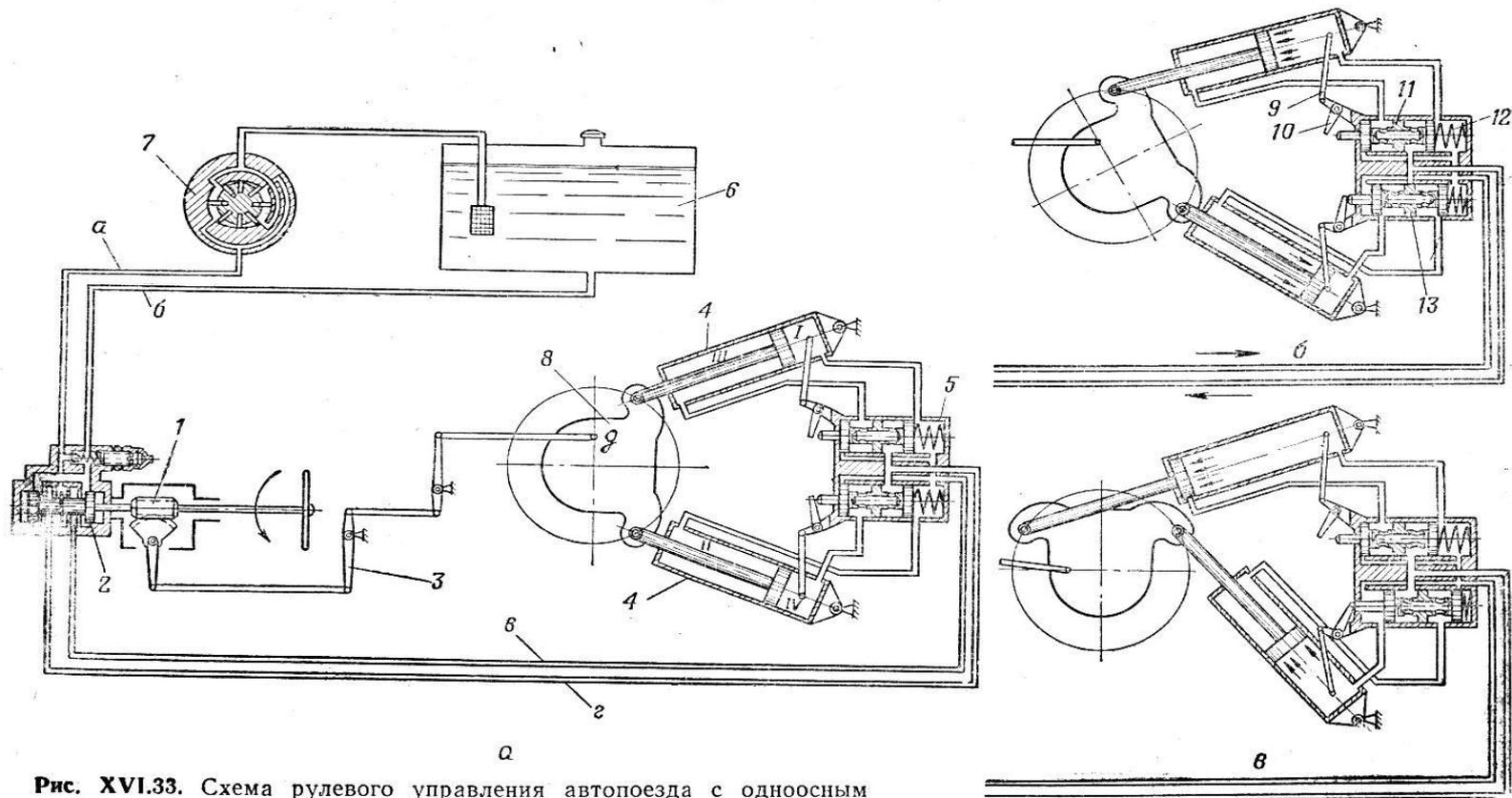


Рис. XVI.33. Схема рулевого управления автопоезда с одноосным тягачом МАЗ-529

# ШАРНИРЫ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

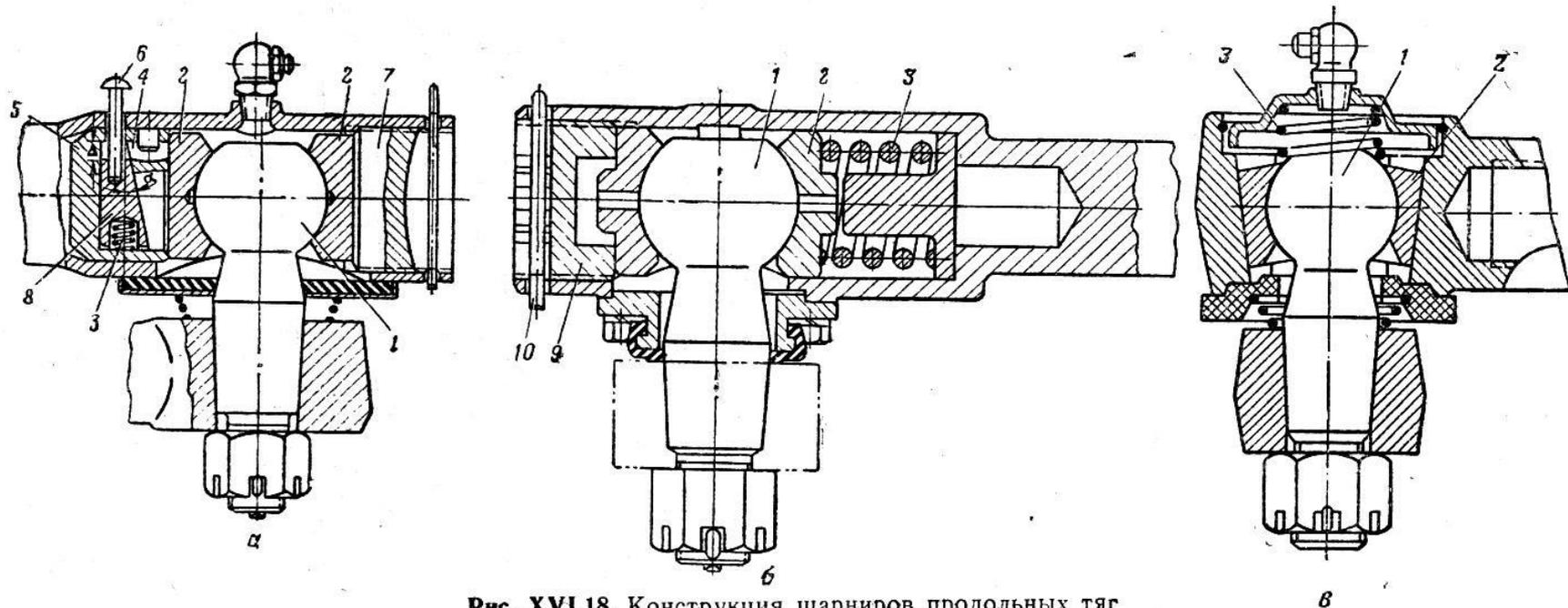
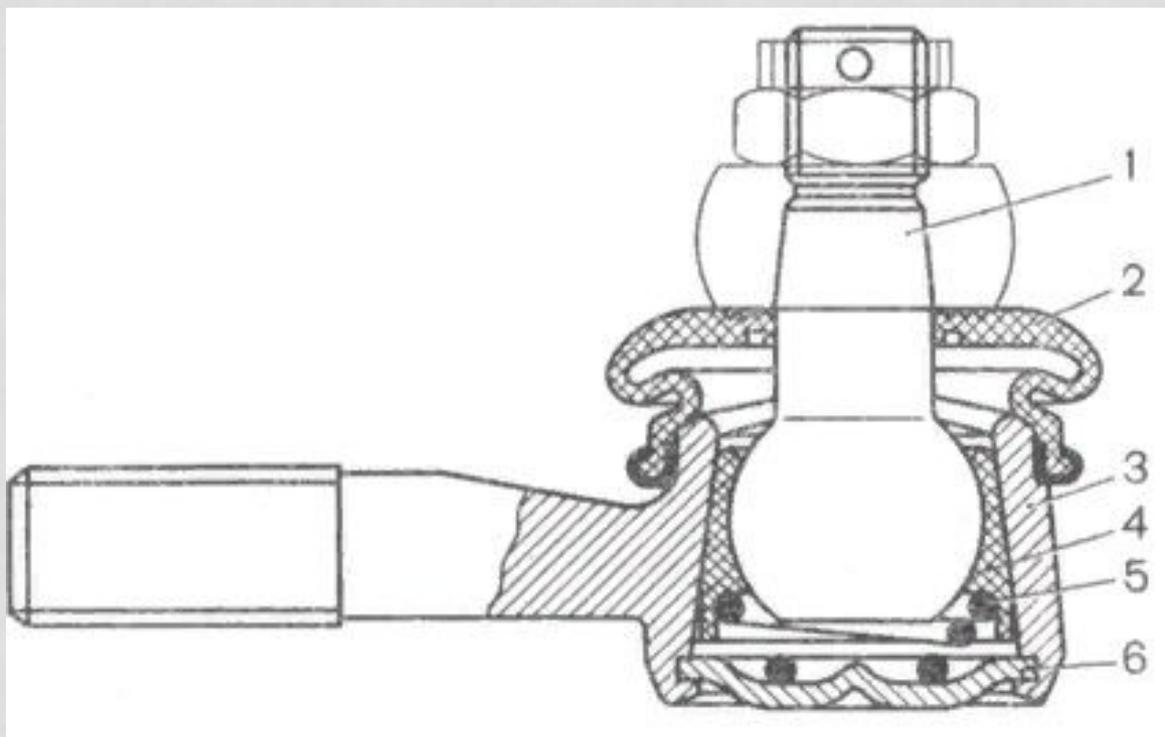


Рис. XVI.18. Конструкция шарниров продольных тяг



Разрез шарового шарнира тяги:

- 1 - шаровой палец;
- 2-грязезащитный колпачок;
- 3- корпус шарнира;
- 4 - вкладыш;
- 5 - пружина;
- 6 - заглушка.

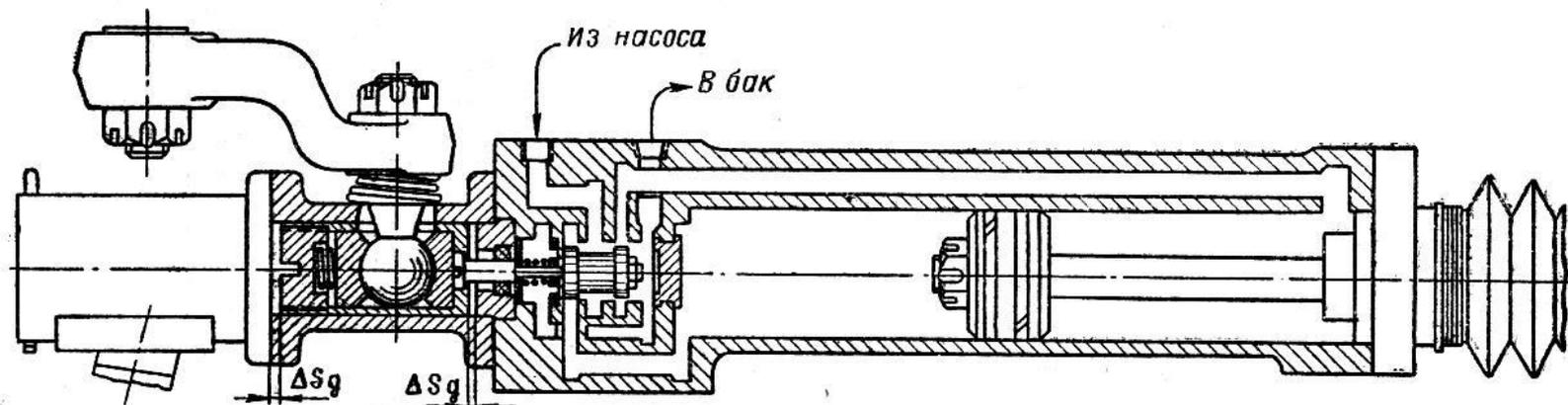


Рис. XVI.31. Конструктивная схема усилителя с распределительным устройством типа В (автомобили МАЗ)

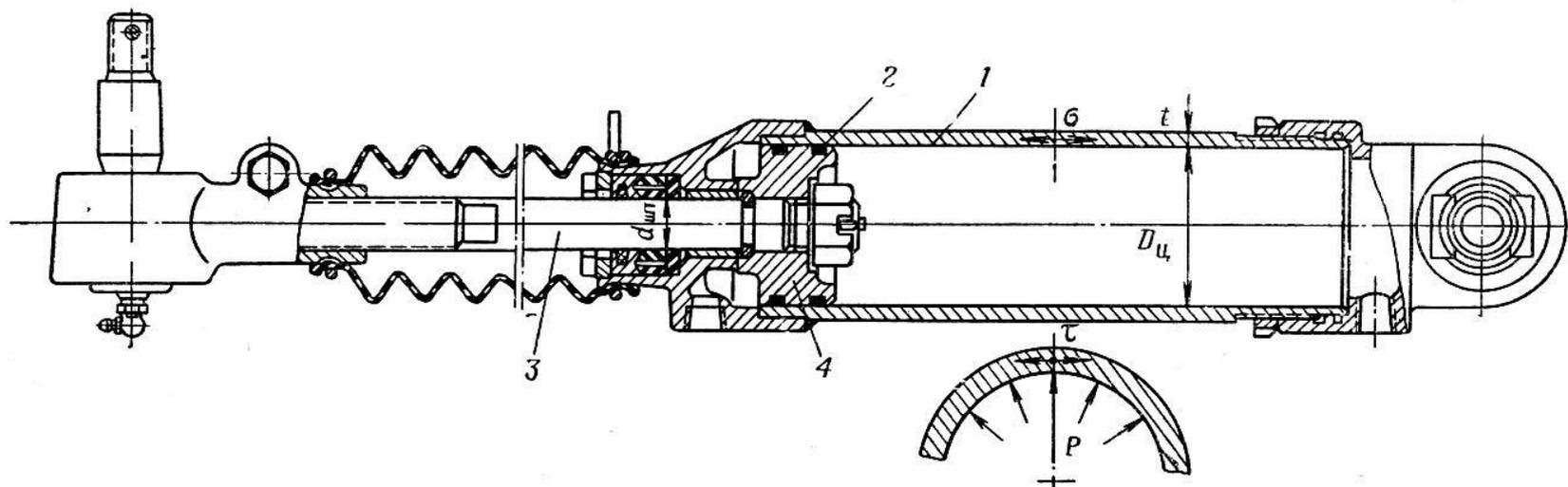


Рис. XVI.34. Конструкция рабочего цилиндра гидроусилителя (автомобиль Урал-375)

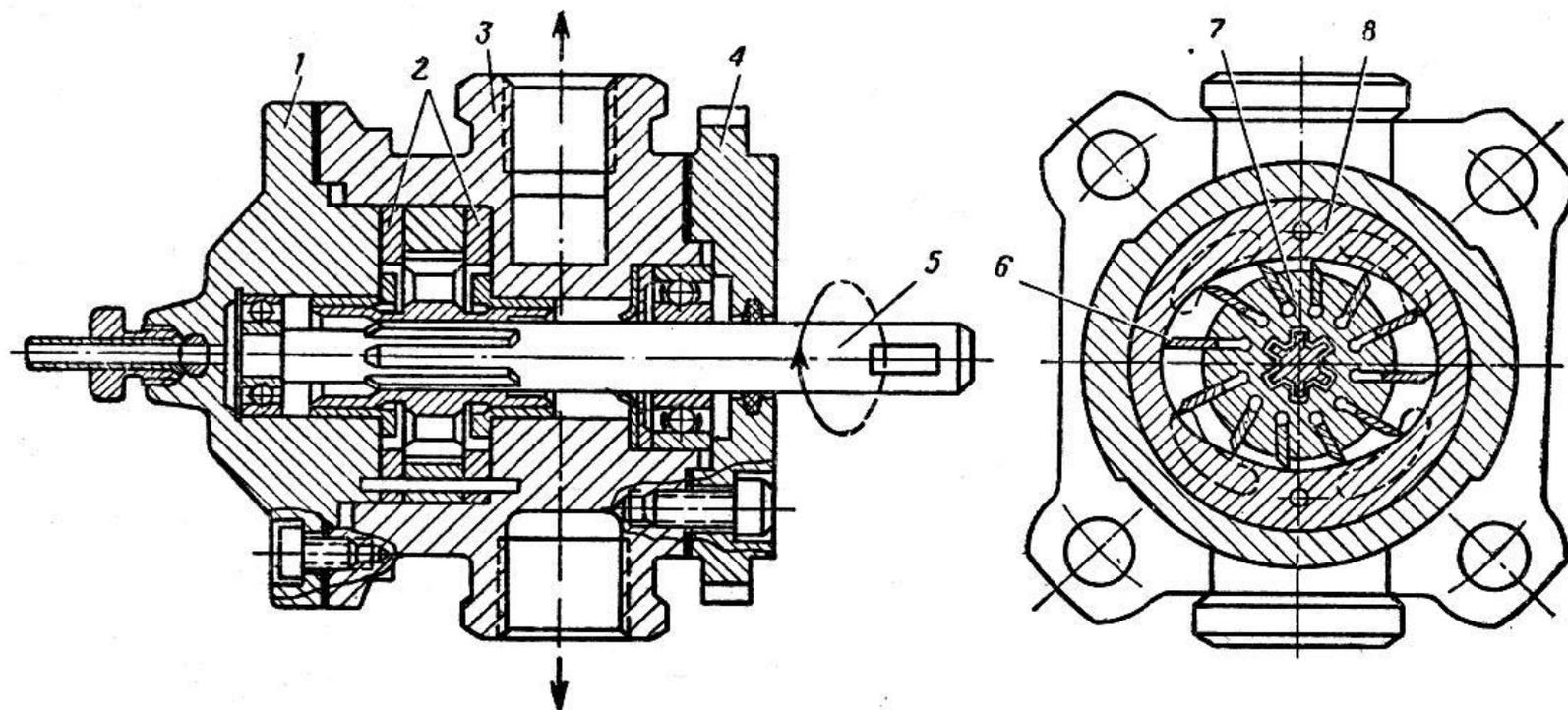


Рис. XVI.35. Конструкция насоса гидроусилителя рулевого управления (автомобиля МАЗ)