

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ



РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

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

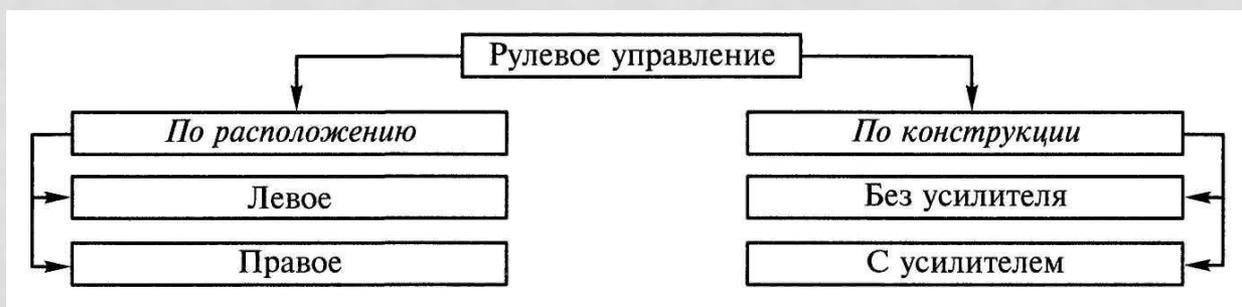
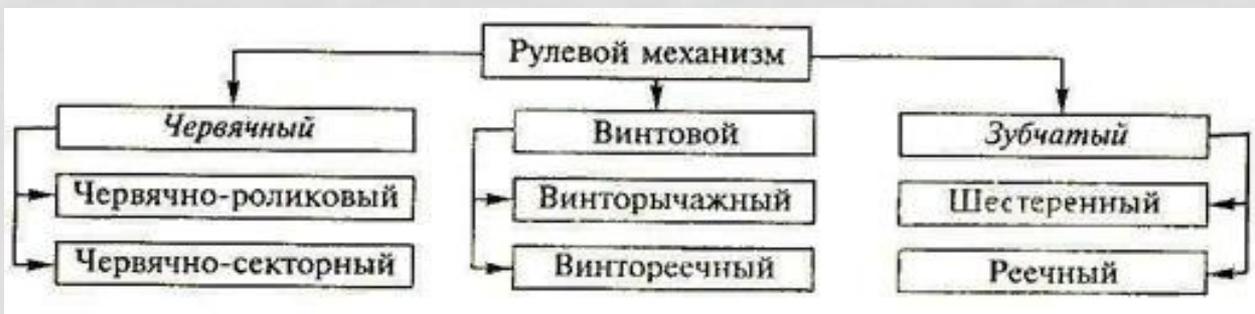
Компоненты РУ

**рулевой механизм,
рулевой привод
усилитель**

Способы поворота

**поворотом колес
поворотом осей**

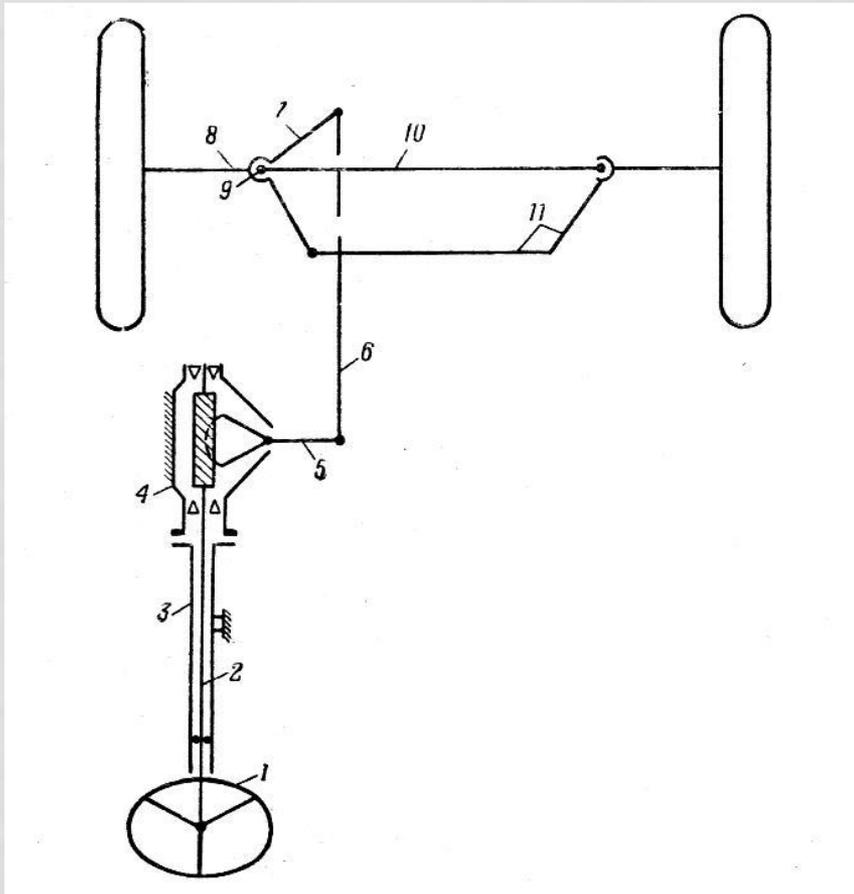
КЛАССИФИКАЦИЯ РУ



ТРЕБОВАНИЯ К РУ

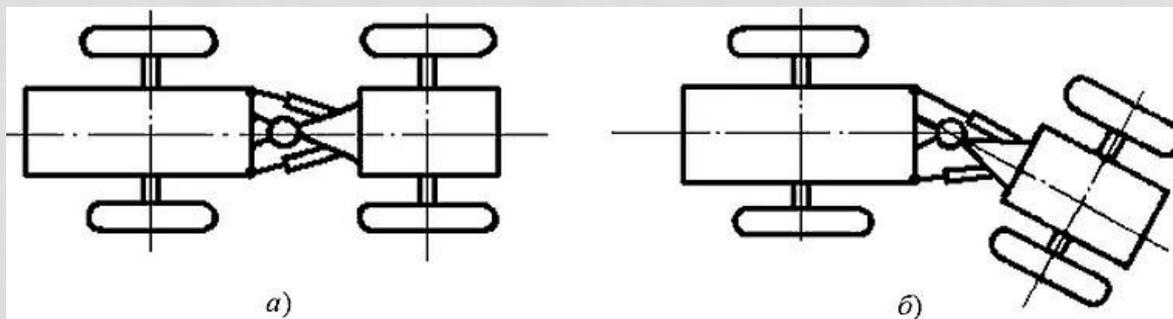
- Основные требования к рулевым управлениям связаны с обеспечением безопасности дорожного движения.
- правильность кинематики поворота,
- легкость управления,
- силовое и кинематическое следящее действие,
- согласованность элементов рулевого управления с подвеской для исключения самопроизвольного поворота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

СХЕМА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА (БЕЗ УСИЛИТЕЛЯ)



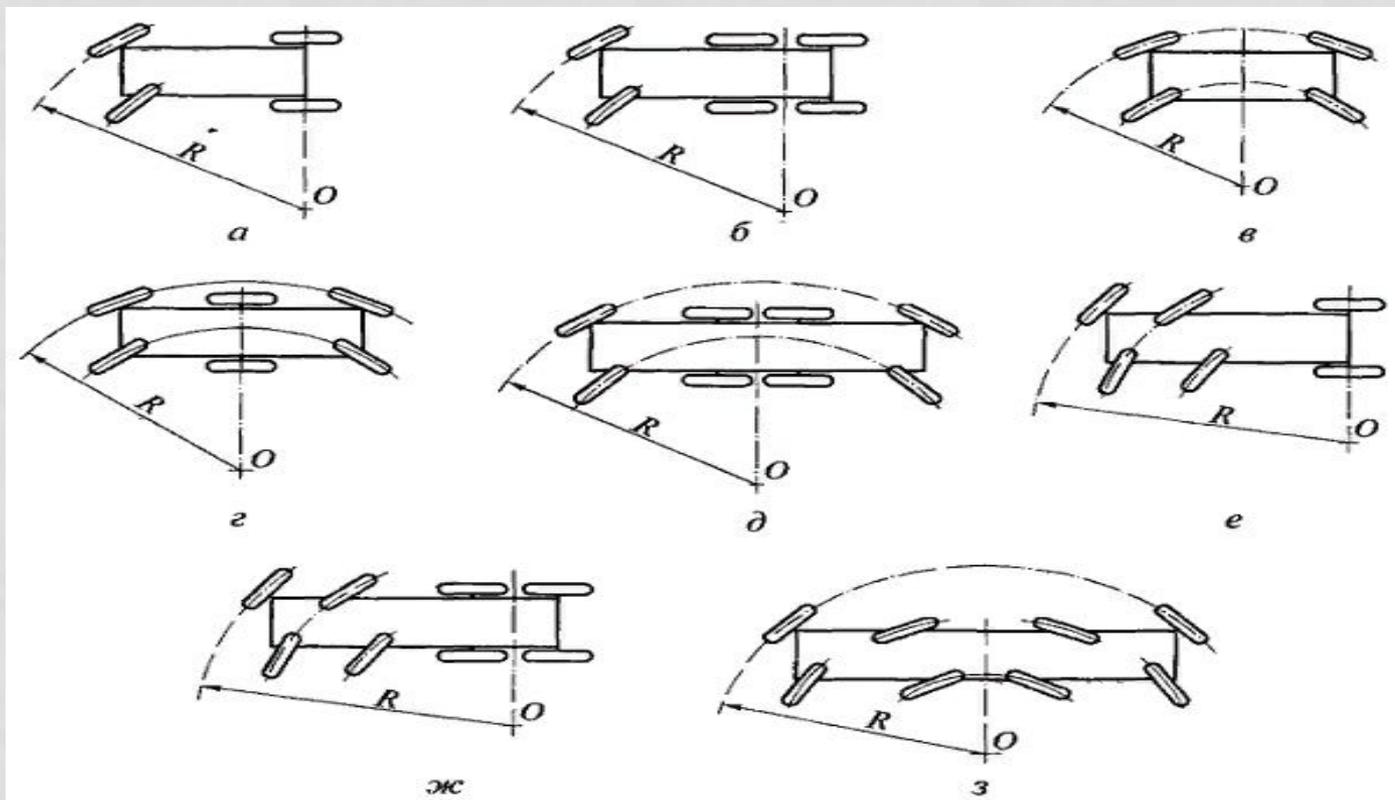
- 1- рулевое колесо
- 2- рулевой вал
- 3- рулевая колонка
- 4-рулевой механизм
- 5- сошка рулевого механизма
- 6- продольная тяга
- 7- рычаг поворотной цапфы
- 8- поворотная цапфа
- 9- неподвижный шкворень
- 10- передняя ось

ПОВОРОТ С ПОМОЩЬЮ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМОЙ ОСИ



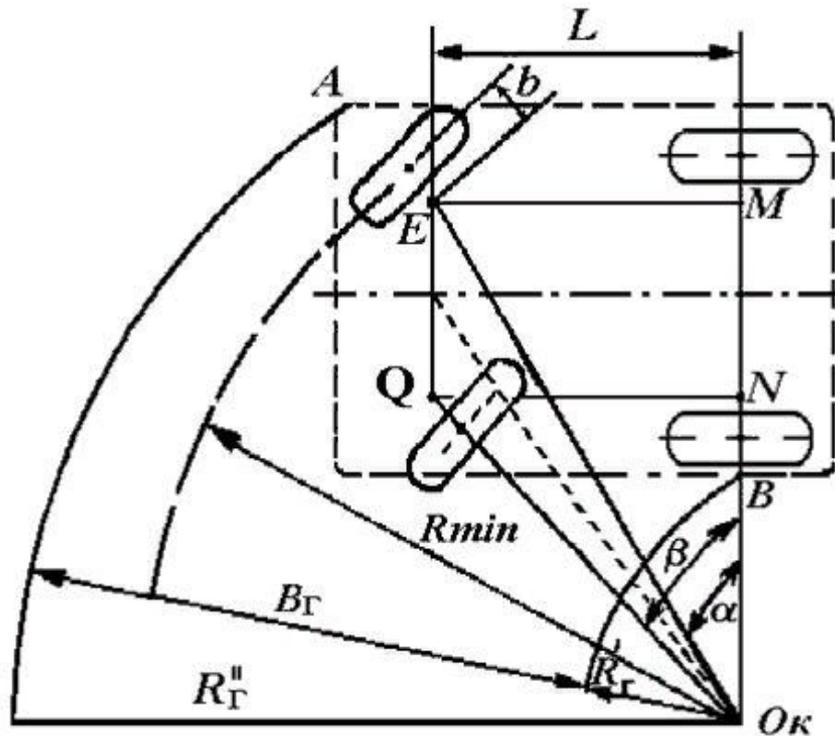
- В качестве первого звена используется одноосная тележка, на которой установлен двигатель и кабина водителя.
- Вторым звеном является полуприцеп.
- Между звеньями располагают гидравлические силовые цилиндры в качестве управляющего механизма.
- Управление цилиндрами производят рулевым управляющим органом 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_{Γ} внешний габаритный радиус;
- $R_{\Gamma}^{\#}$ внутренний габаритный радиус;
- B_{Γ} габаритная полоса движения.
- L – база автомобиля
- α максимальный угол поворота управляемого внешнего колеса
- β – максимальный угол поворота управляемого внутреннего колеса
- b – расстояние от оси шкворня до вертикальной оси колеса (плечо обкатки)

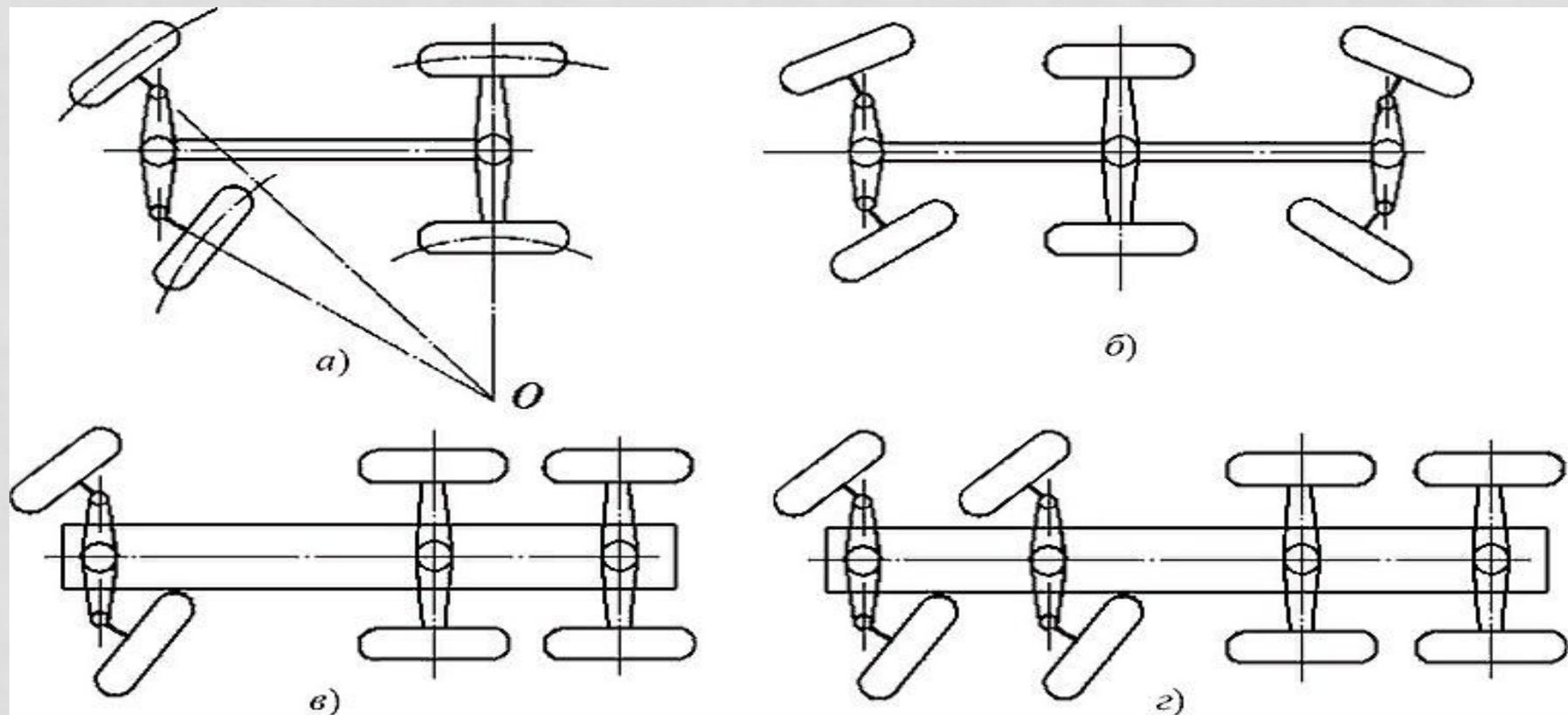
МИНИМАЛЬНЫЙ РАДИУС ПОВОРОТА

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

- **Габаритная полоса движения (B_{Γ})** – 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



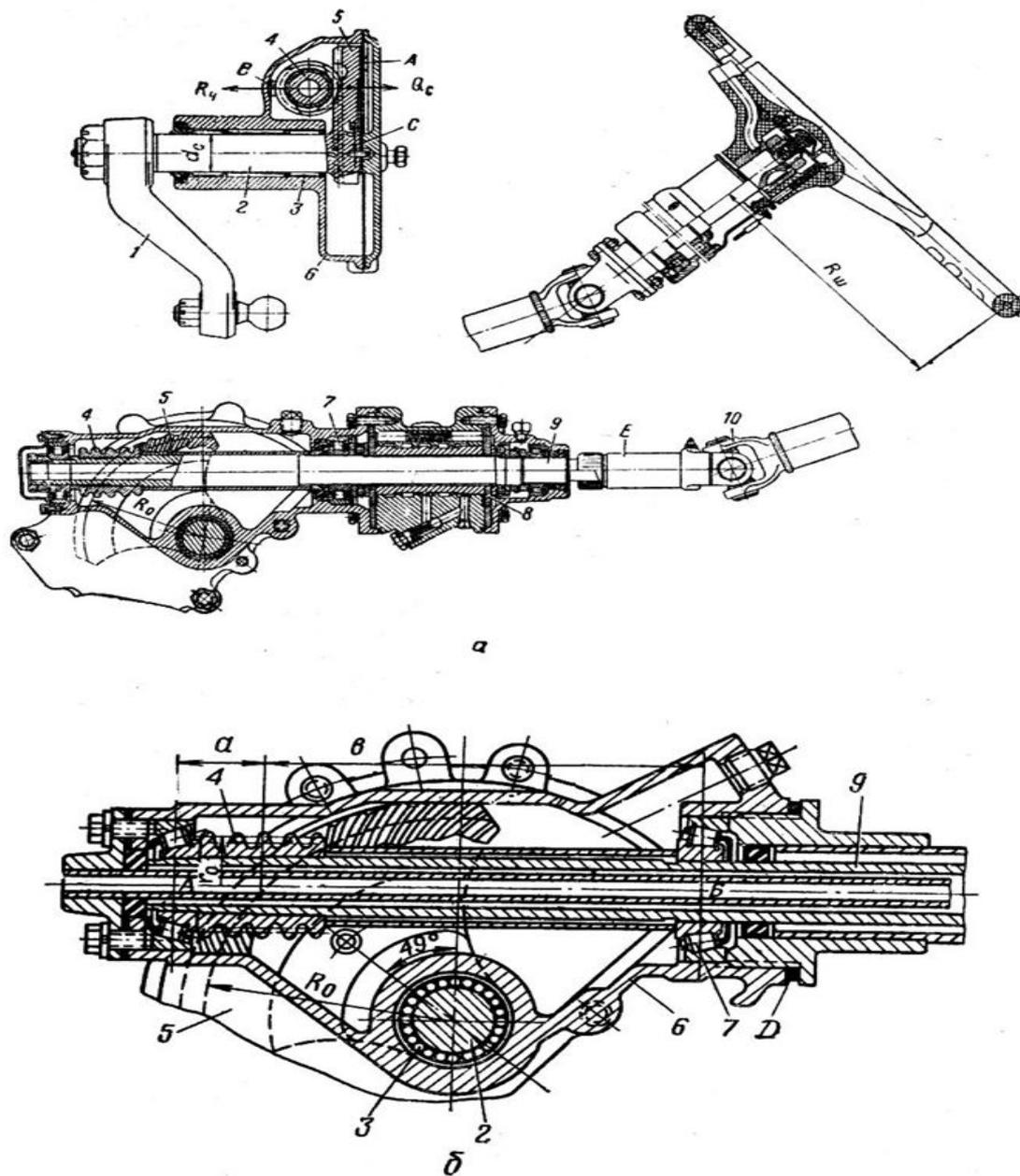


Рис. XVI.3. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк — боковой сектор

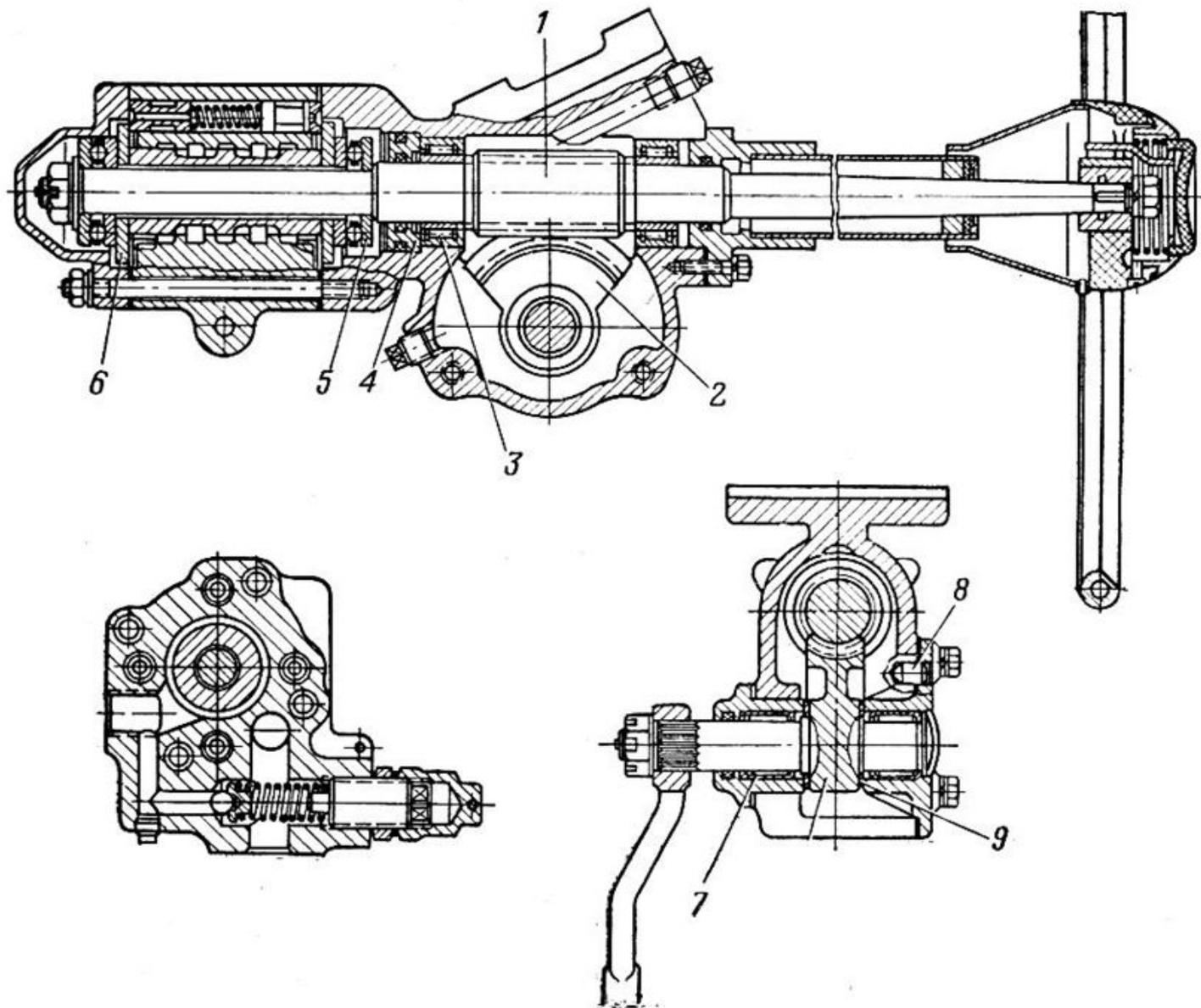
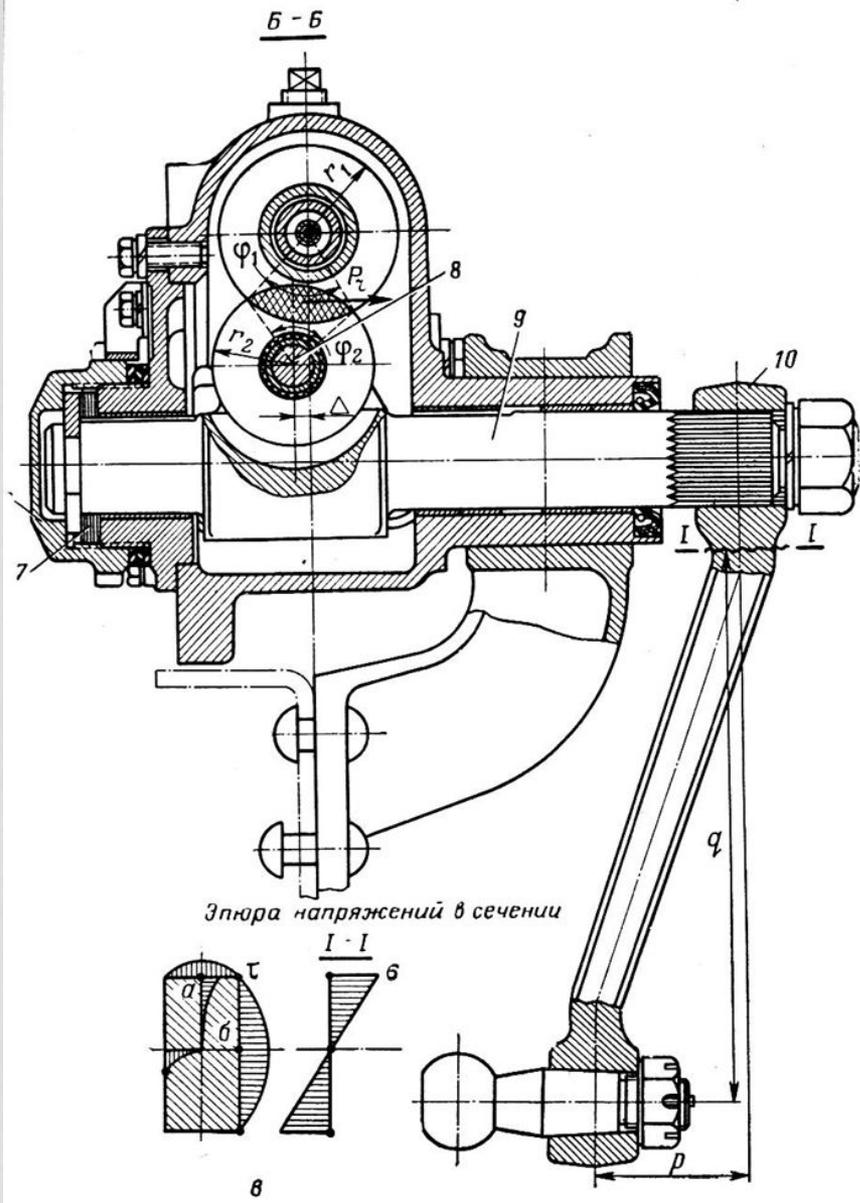
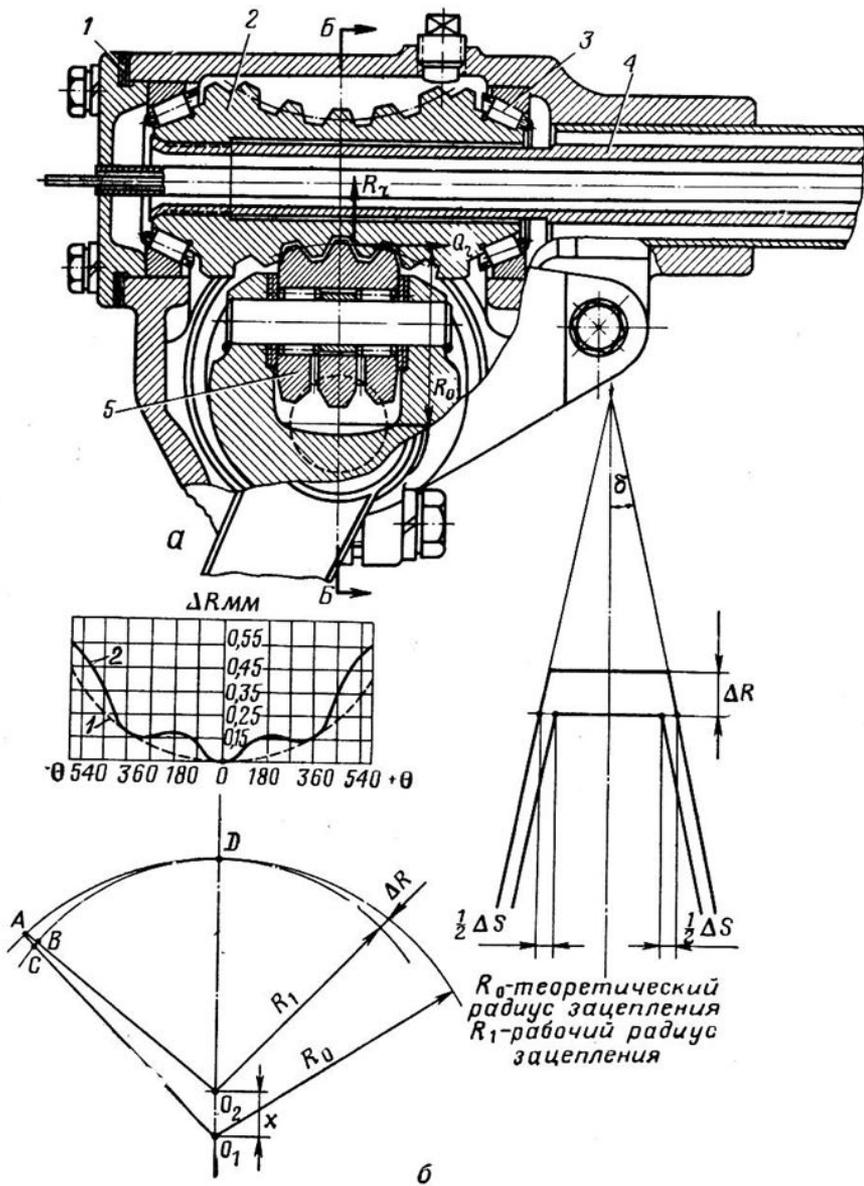
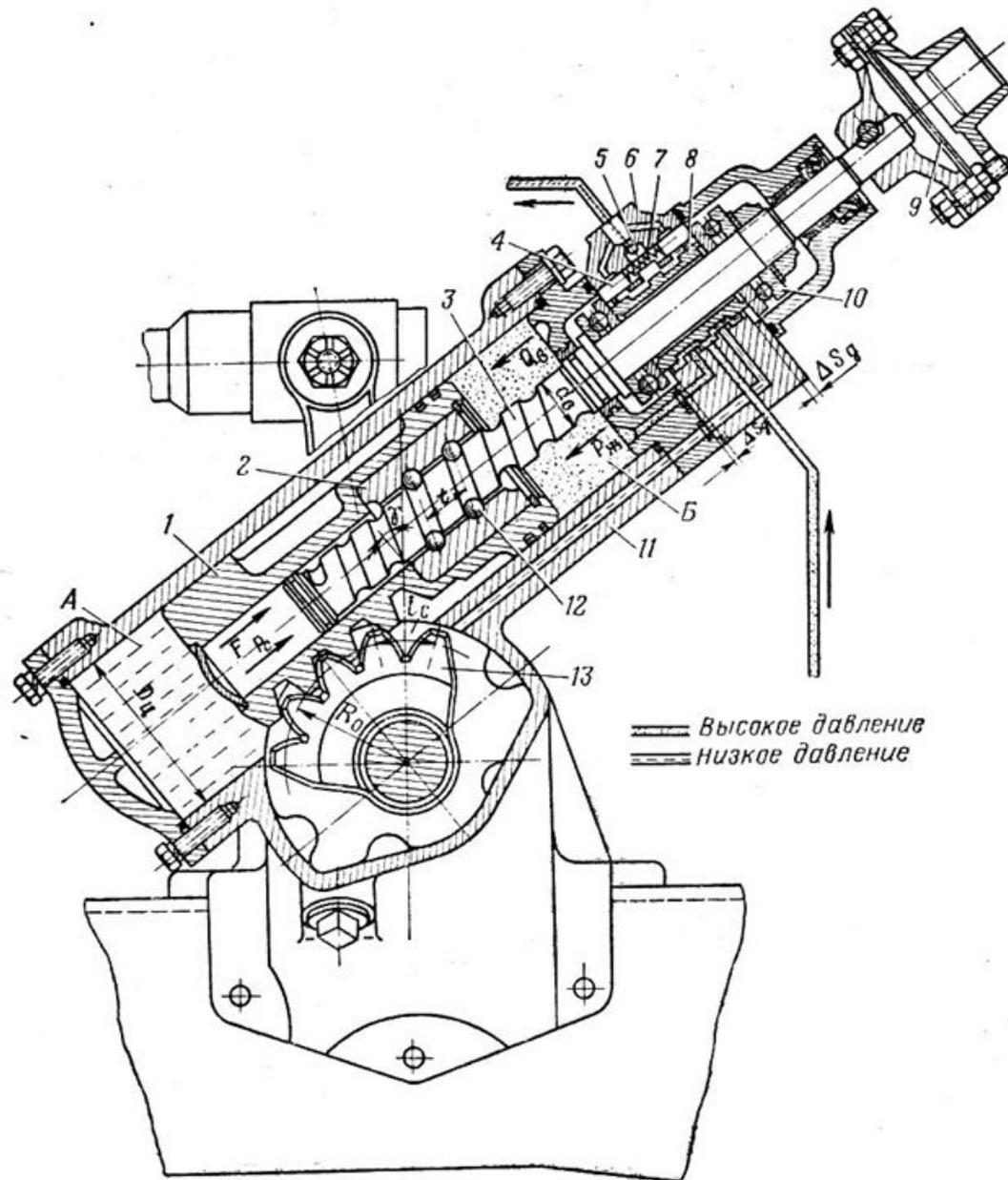
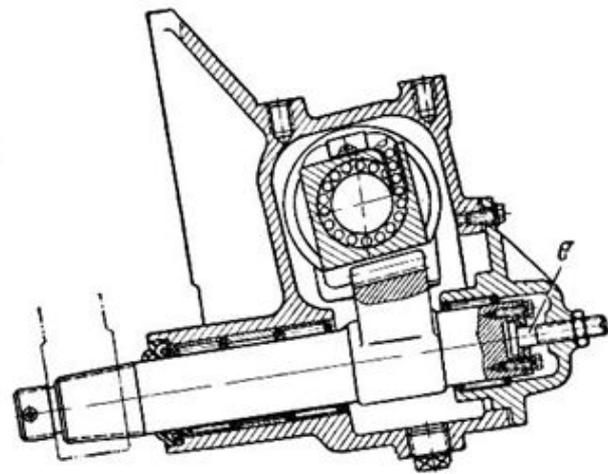
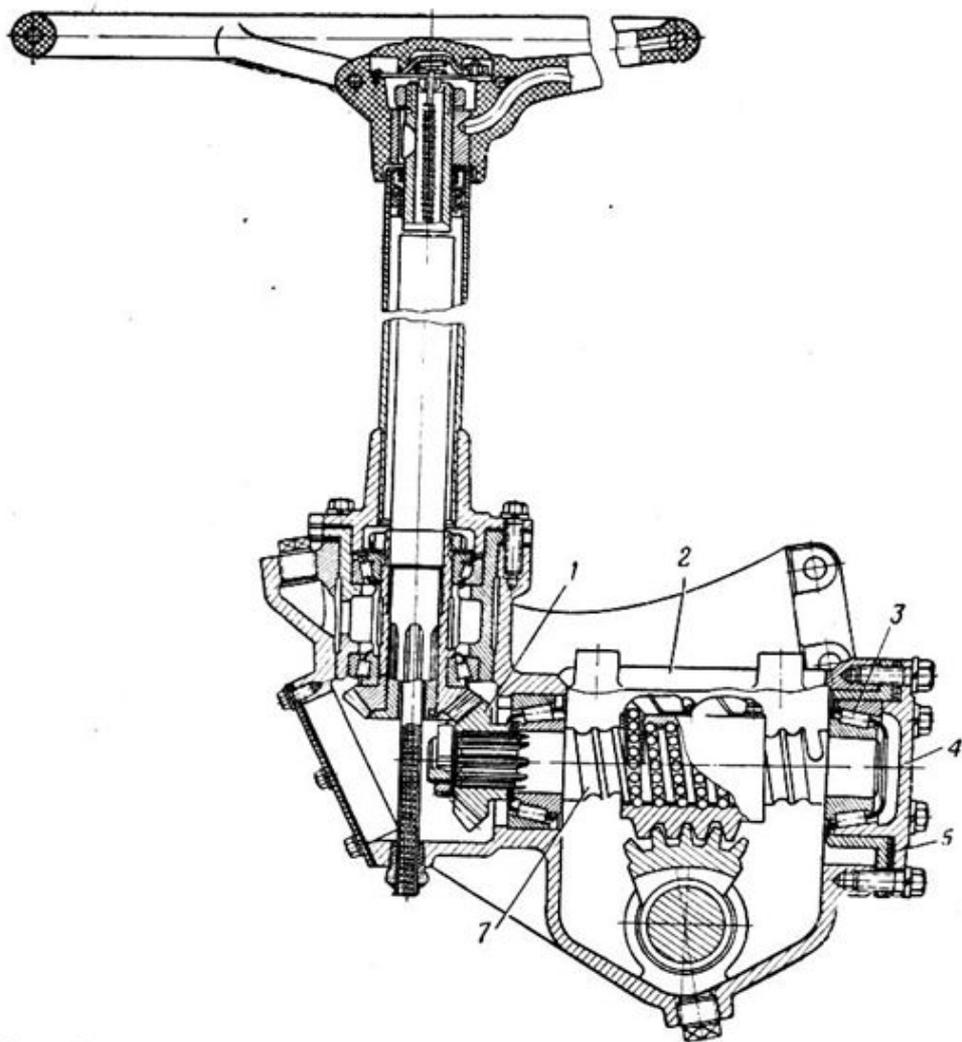
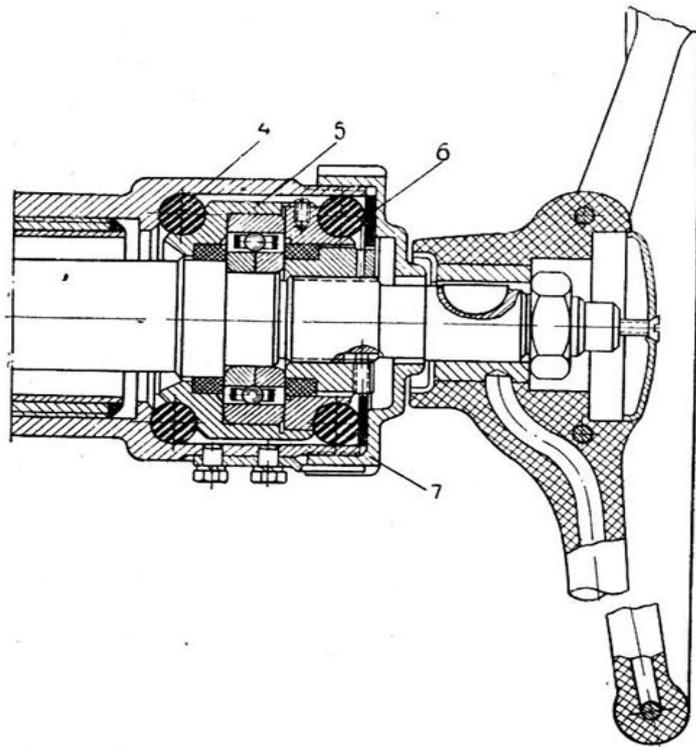
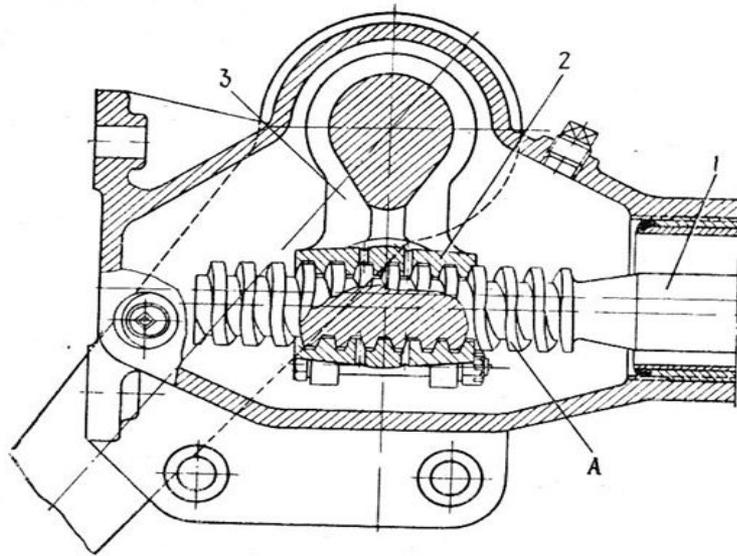


Рис. XVI.4. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк — червячный сектор









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

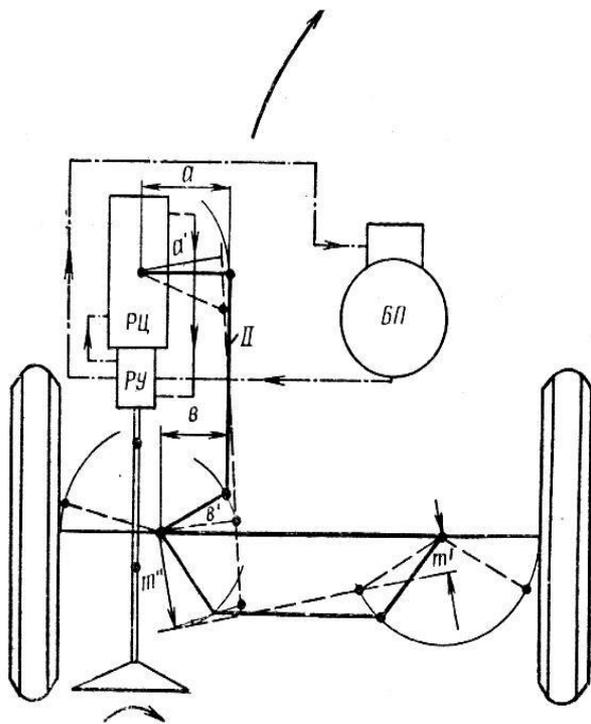
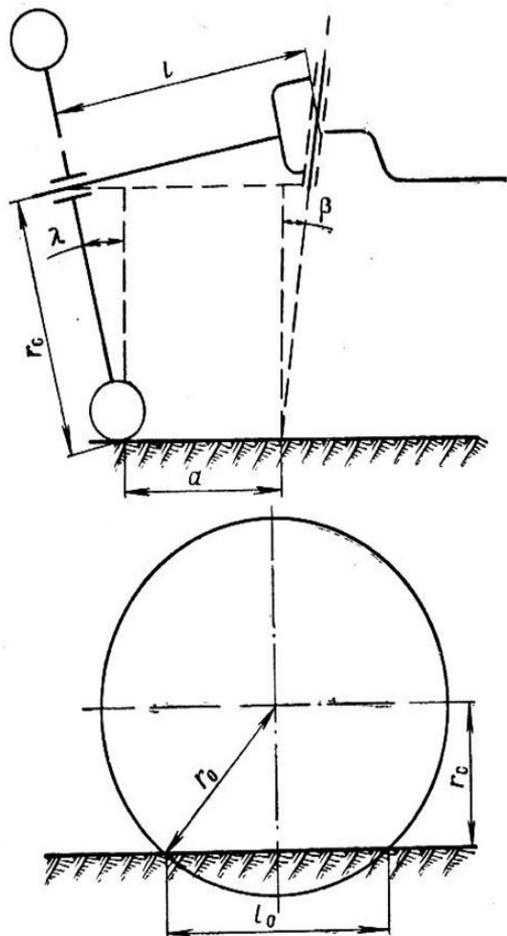


Рис. XVI.11. Схема рулевого привода армейских автомобилей с одной управляемой осью

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

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

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;
 λ — угол развала колес;
 β — 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 φ — 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;

γ — 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_{Σ} 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

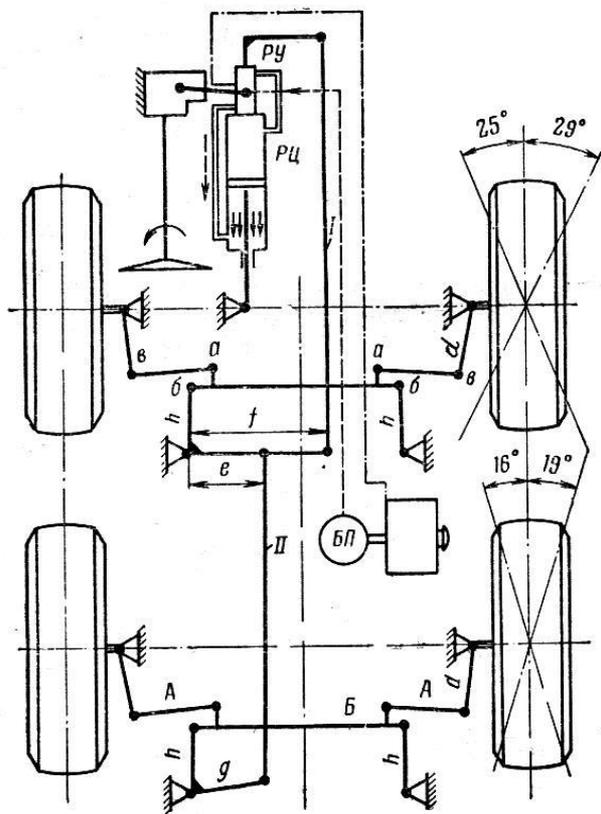


Рис. XVI.13. Схема рулевого привода с индивидуальной рулевой трапецией на каждой управляемой оси и разрезными поперечными тягами

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

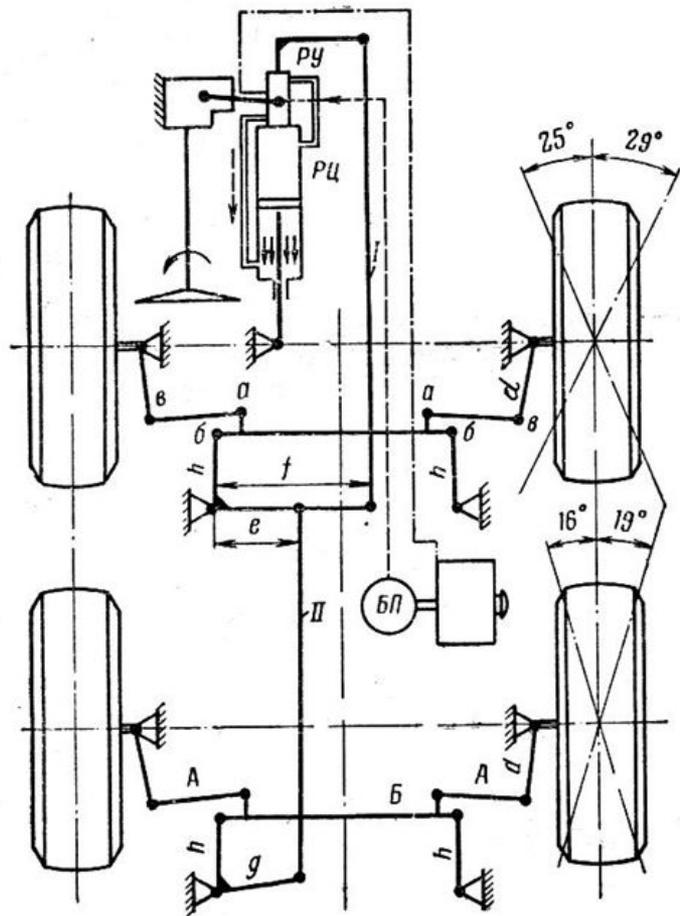


Рис. XVI.13. Схема рулевого привода с индивидуальной рулевой трапецией на каждой управляемой оси и разрезными поперечными тягами

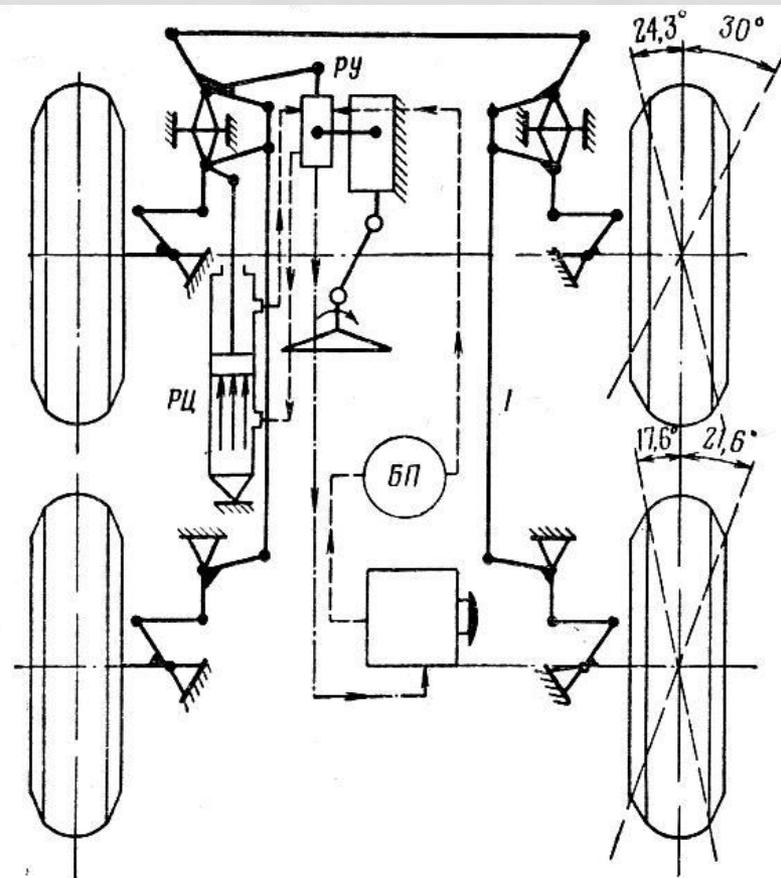


Рис. XVI.14. Схема рулевого привода с общей рулевой трапецией на две управляемые оси

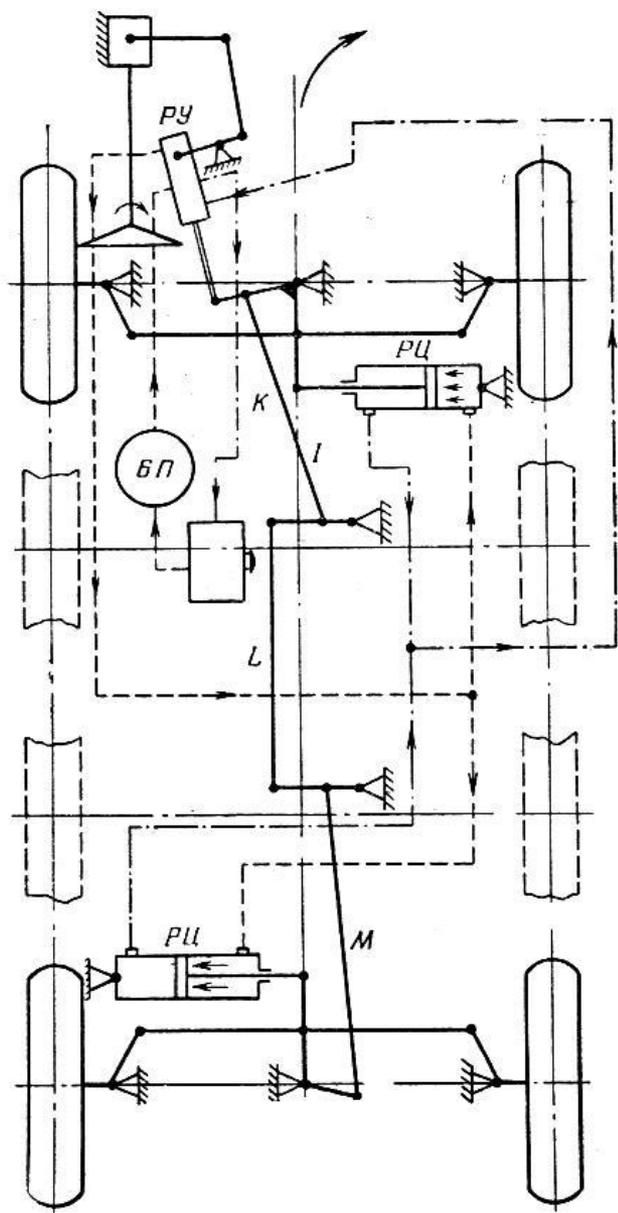


Рис. XVI.15. Рулевой привод с разнесенными управляемыми осями (первой и четвертой)

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

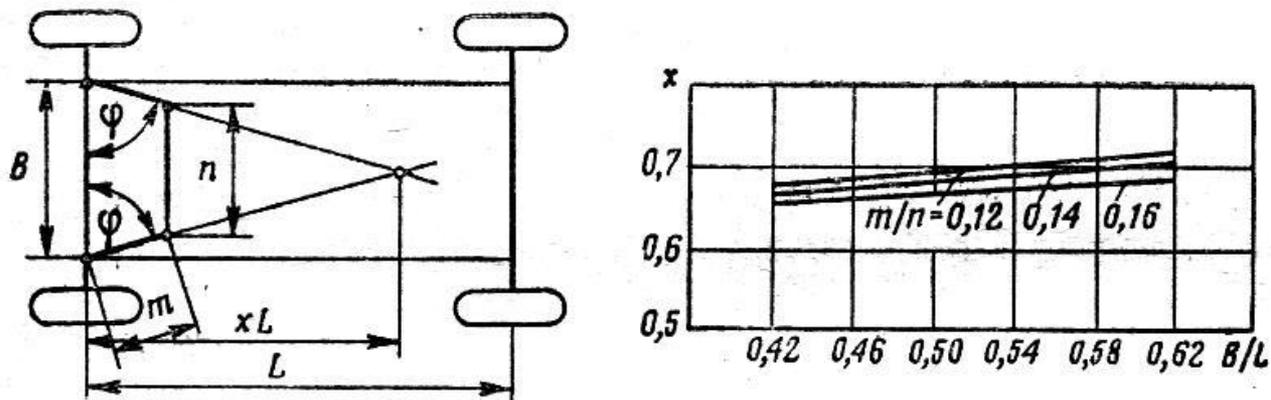


Рис. XVI.19. Схема для кинематического расчета рулевого привода

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 φ 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.

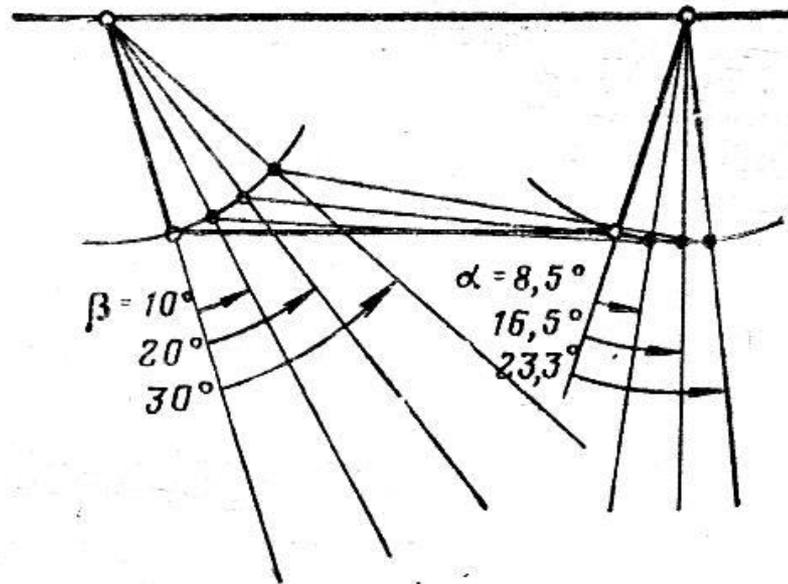
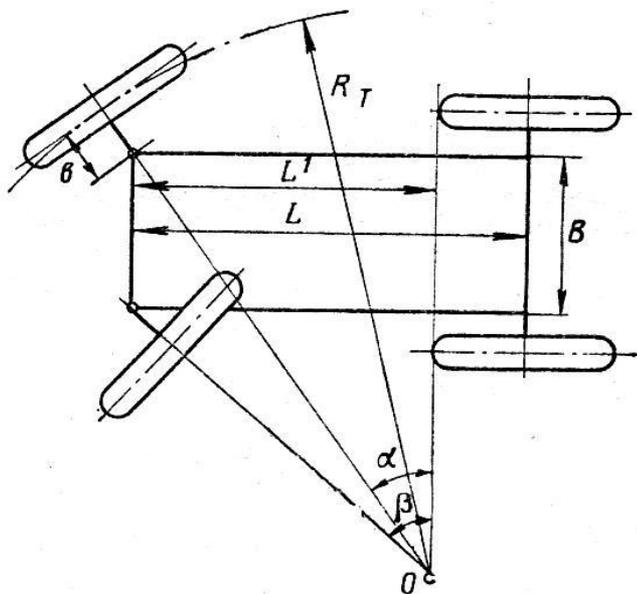


Рис. XVI.20. К расчету рулевой трапеции

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА



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

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

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

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

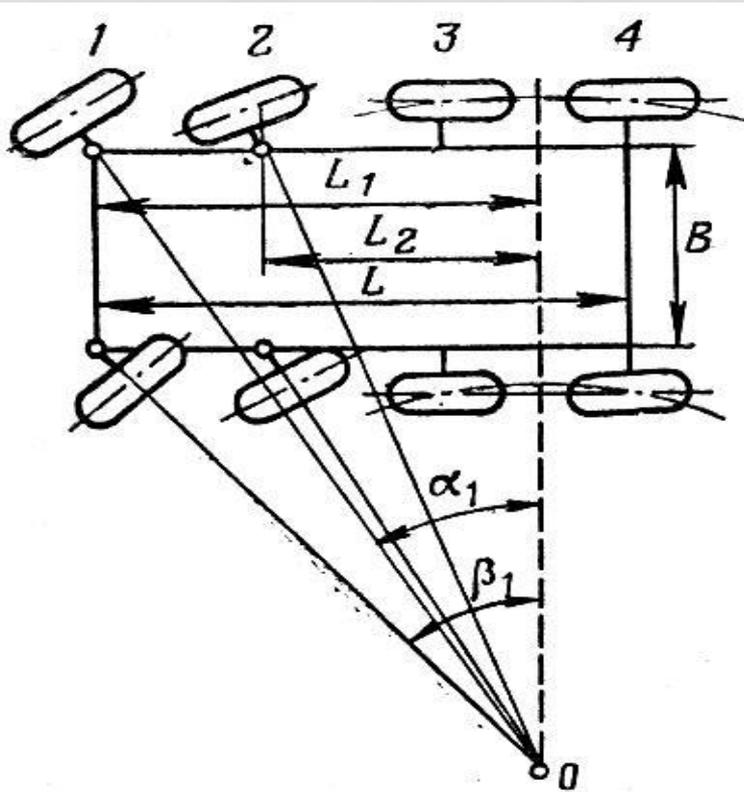
$$L' = (R_T - b) \sin \alpha. \quad (\text{XVI.22б})$$

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

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

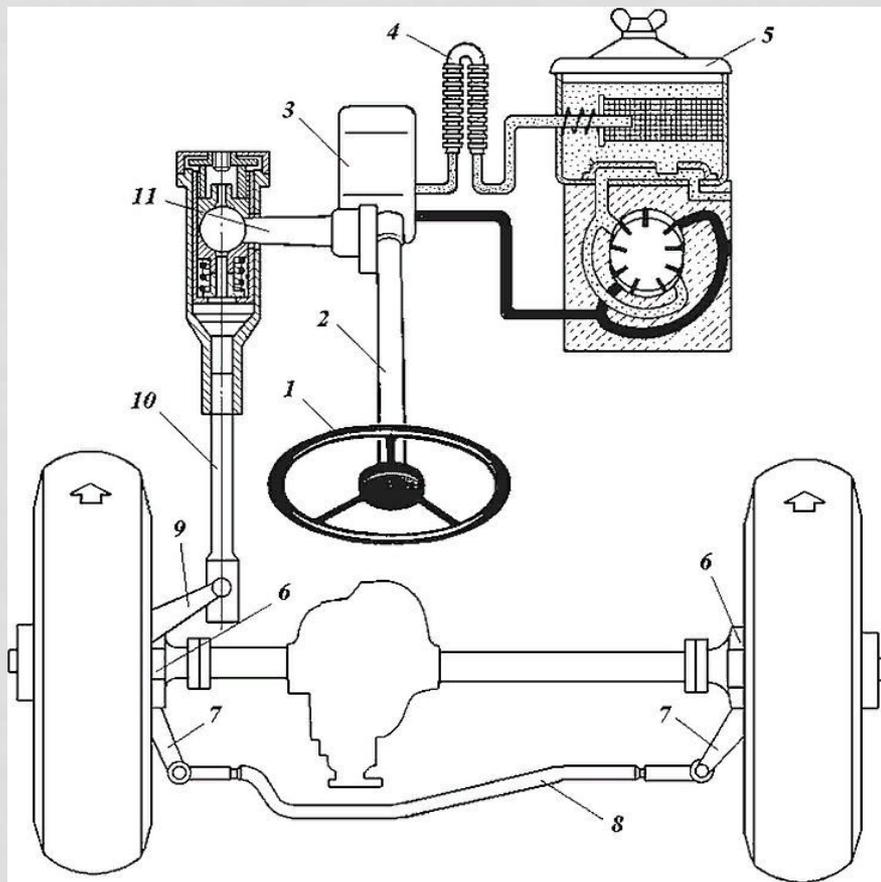
$$\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{B}{L_2};$$

.....

- а также уравнения связи

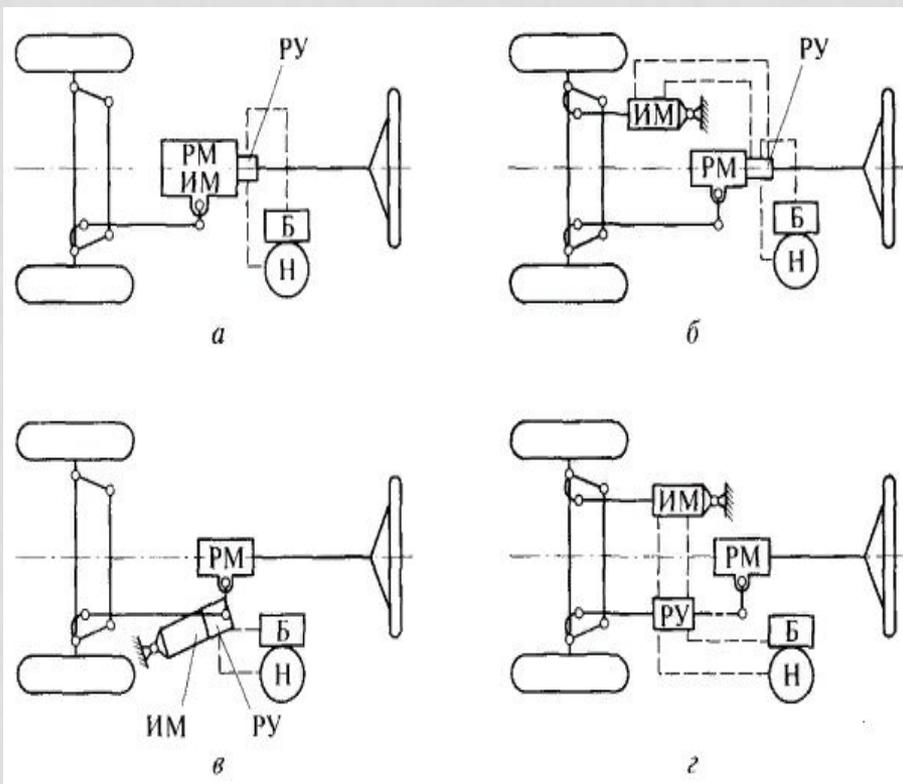
$$L_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 = L_2 \operatorname{ctg} \alpha_2 = \dots$$

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 (ρ);
- 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

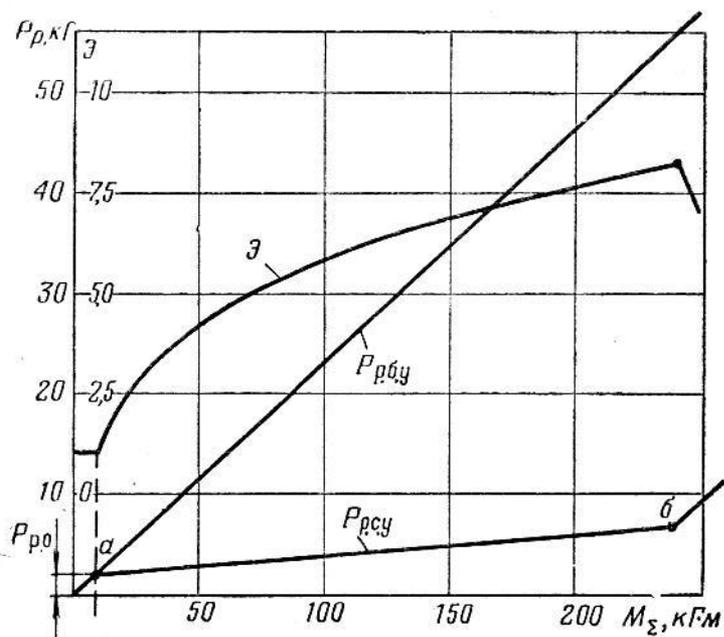


Рис. XVI.27. Рабочая характеристика гидроусилителя автомобиля ЗИЛ-131

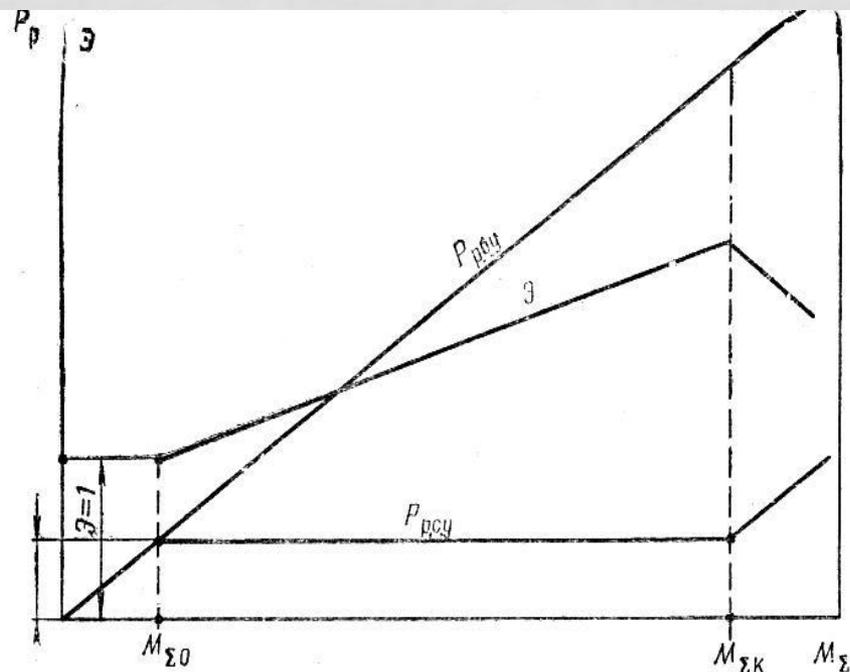


Рис. XVI.32. Рабочая характеристика гидроусилителя автомобиля МАЗ

СХЕМА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С «ЛОМАЮЩЕЙСЯ» РАМОЙ

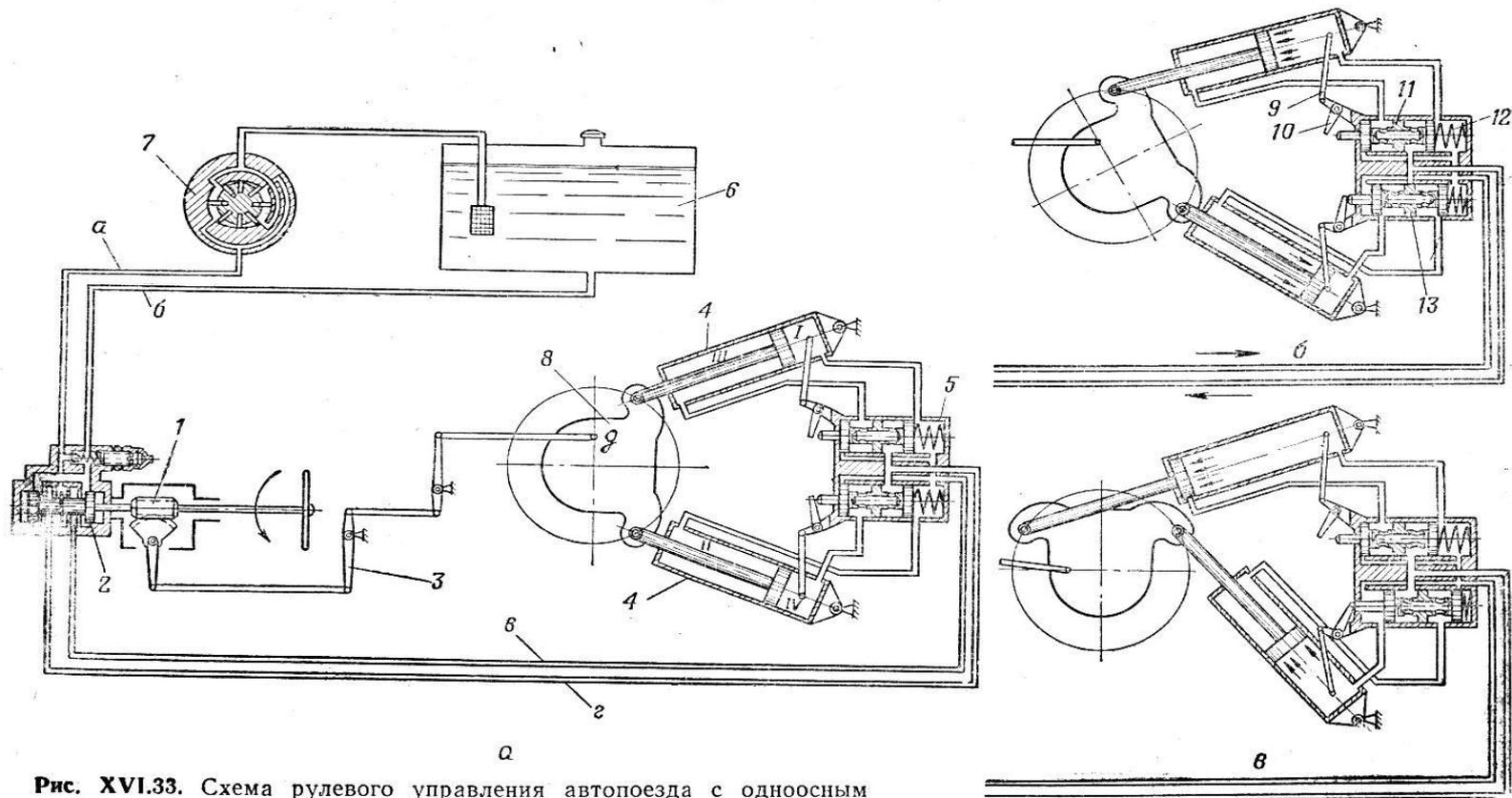


Рис. XVI.33. Схема рулевого управления автопоезда с одноосным тягачом МАЗ-529

ШАРНИРЫ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

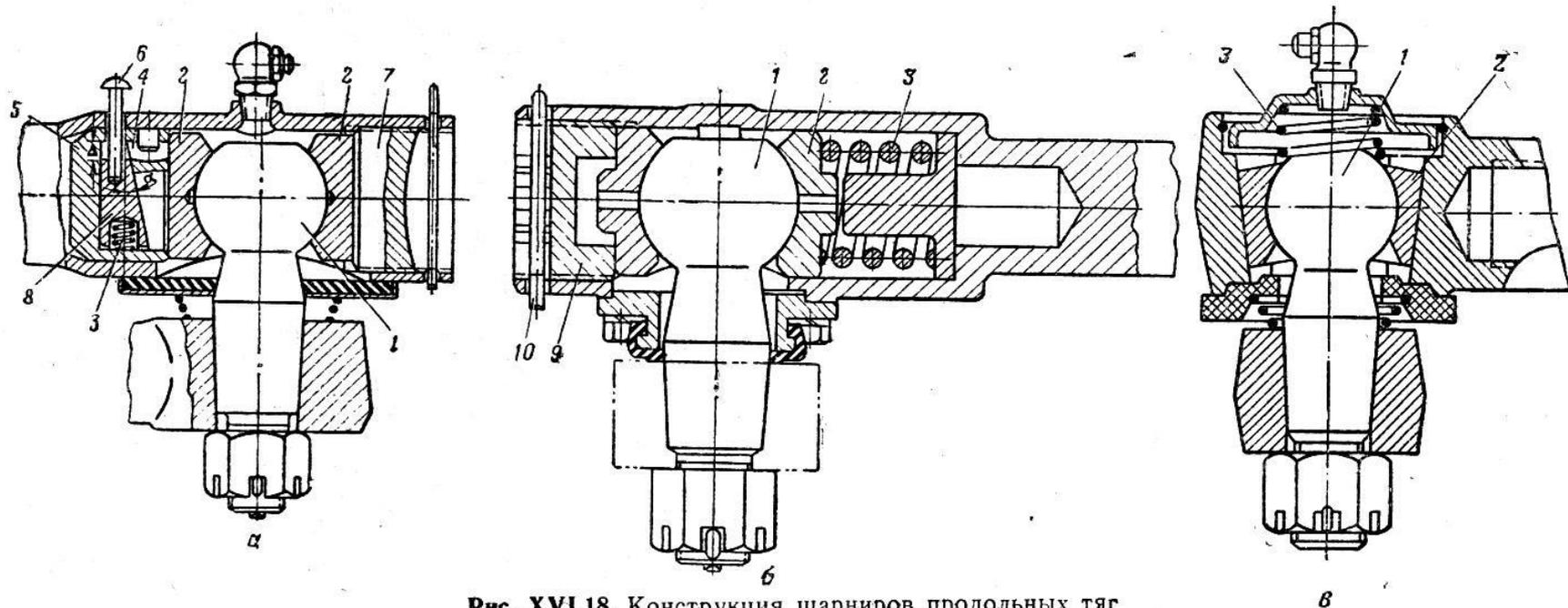
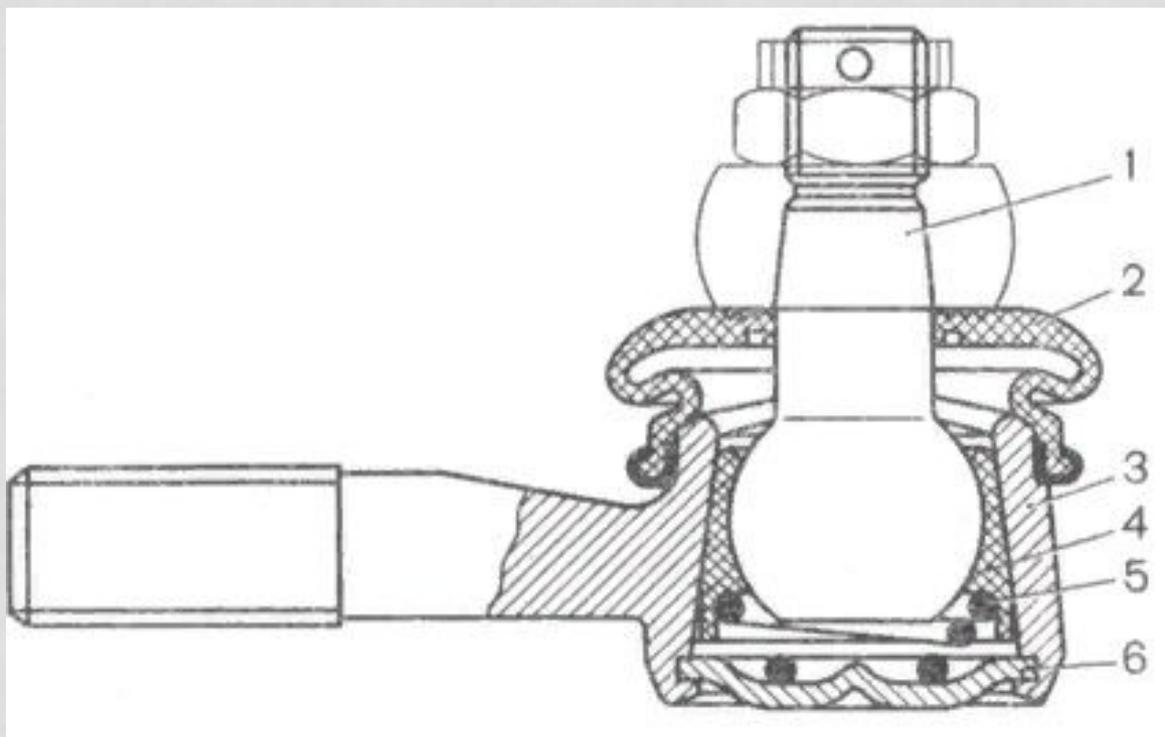


Рис. XVI.18. Конструкция шарниров продольных тяг



Разрез шарового шарнира тяги:

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

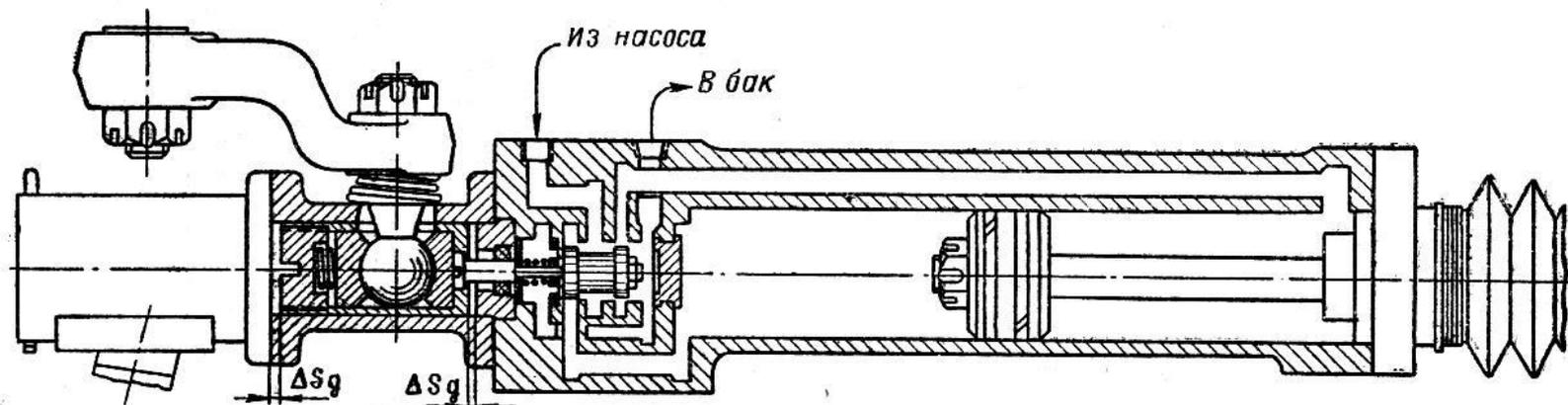


Рис. XVI.31. Конструктивная схема усилителя с распределительным устройством типа В (автомобили МАЗ)

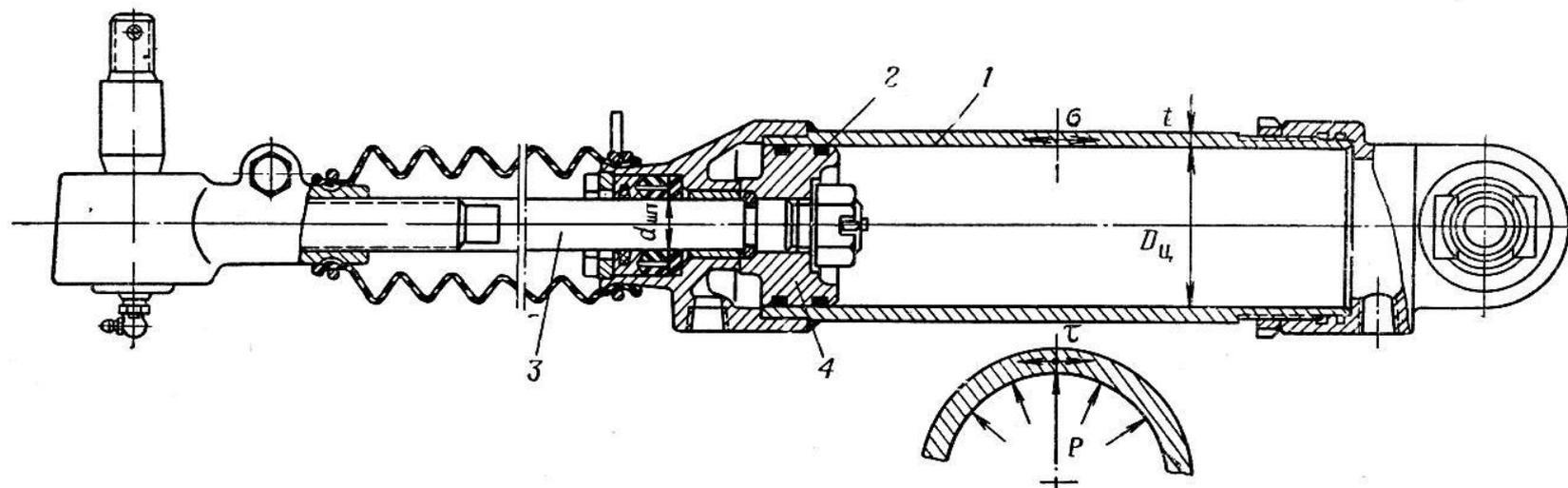


Рис. XVI.34. Конструкция рабочего цилиндра гидроусилителя (автомобиль Урал-375)

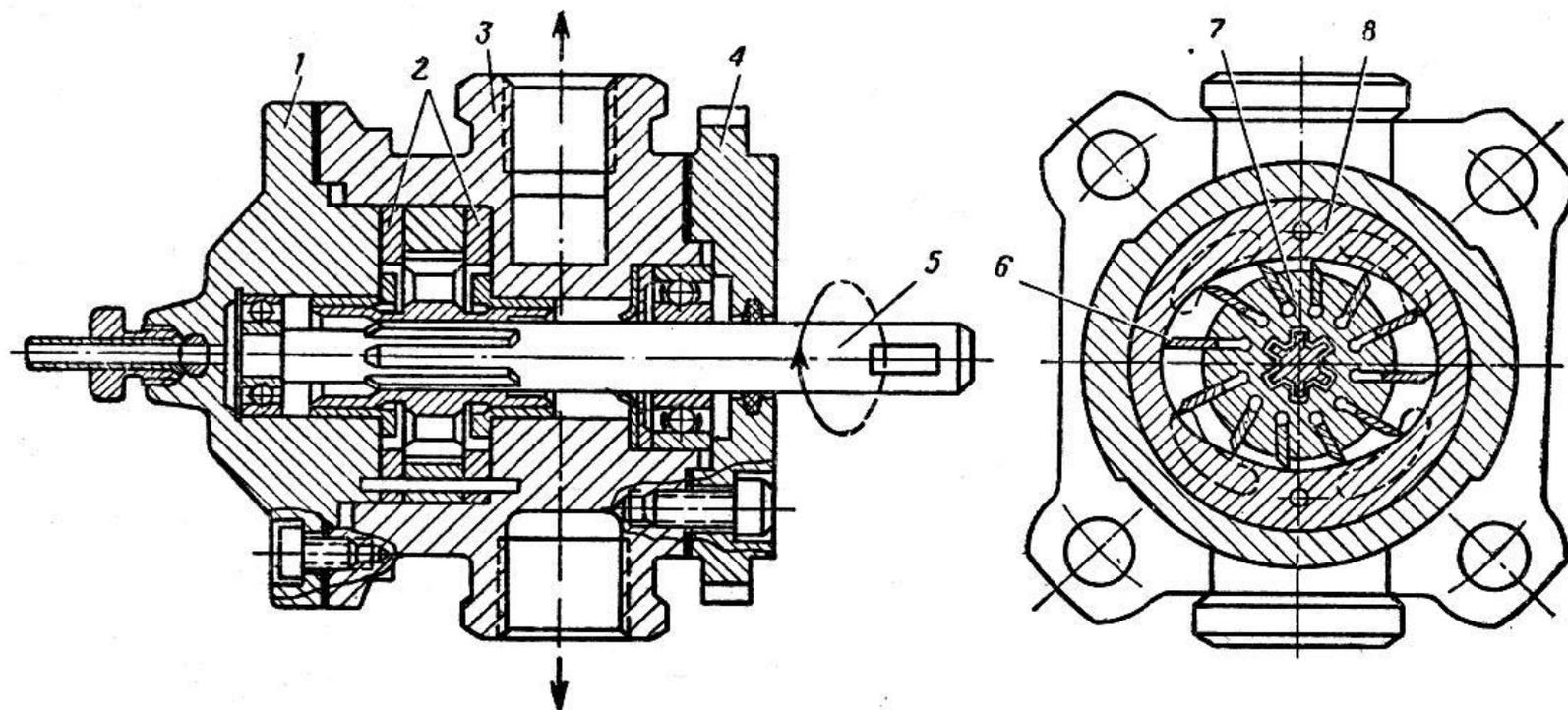


Рис. XVI.35. Конструкция насоса гидроусилителя рулевого управления (автомобиля МАЗ)