# Гидродинамические передачи

Гидропередача осуществляет преобразование механической энергии двигателя в энергию потока жидкости и обратное преобразование энергии жидкости в механическую энергию рабочего органа (выходного вала).

В качестве преобразователей энергии используются насосы и гидродвигатели. Если это гидромашины объемного типа, то и гидропередача называется объемной.

Соответственно, гидропередача, составленная из гидромашин динамического типа (обычно лопастных), называется <u>гидродинамической передачей (ГДП)</u>.

Гидродинамические передачи делятся на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Разница между ними в наличии в гидротрансформаторах реактора (одного или нескольких) между насосными и турбинными колесами.

Соответственно, гидротрансформаторы могут производить изменение (трансформацию) передаваемого крутящего момента при переменном передаточном отношении.

И гидротрансформаторы, и гидромуфты могут быть регулируемыми и нерегулируемыми, причем регулирование осуществляется либо воздействием на поток жидкости, либо переменным заполнением передачи жидкостью.

#### Принципиальные схемы ГДП

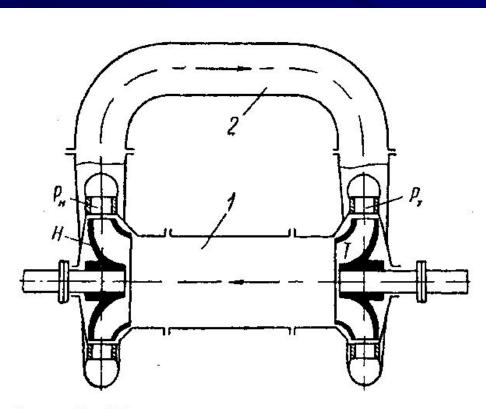


Рис. 2. Принципиальная схема гидродинамической передачи:

H — насос; T — турбина;  $P_{\hbox{\scriptsize H}}$  — направляющий аппарат (реактор) насоса;  $P_{\hbox{\scriptsize T}}$  — направляющий аппарат (реактор) турбины; I, 2 — трубопроводы

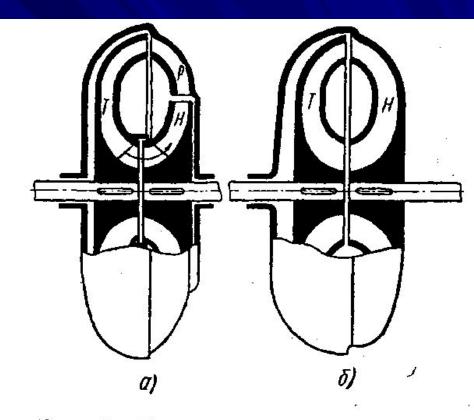


Рис. 3. Гидродинамические передачи Феттингера:

a — гидротрансформатор;  $\delta$  — гидромуфта (H — насос, T — турбина; P — реактор)

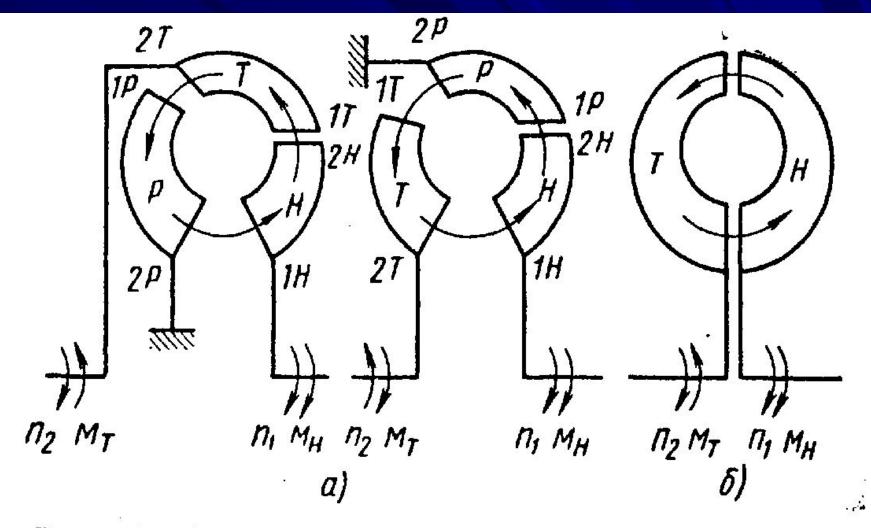


Рис. 6. Схема движения жидкости в гидродинамических передачах:

а — в гидротрансформаторах; б — в гидромуфте

# Краткая история ГДП

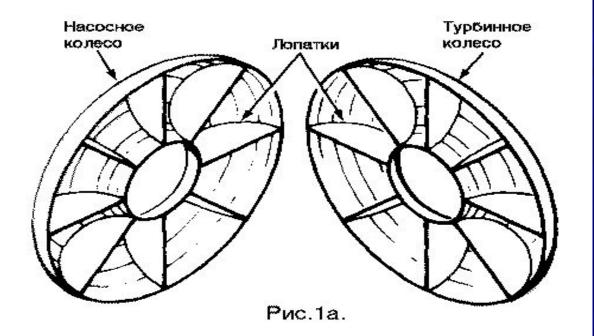
Первые динамические гидропередачи были созданы в 19 веке, но только в 1902 Г. Феттингер предложил объединить в одном корпусе насосное и турбинное колесо и реактор.

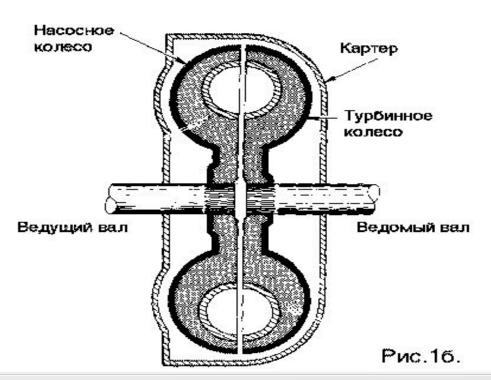
Гидропередачи Феттингера с 1907 года были востребованы на военном флоте (передача крутящего момента от быстровращающихся паровых турбин к медленновращающимся винтам с плавным изменением этого момента).

В 1933 году начался серийный выпуск автобусов с ГДП (в Англии). В 1947 году в Америке выпустили первый серийный легковой автомобиль с ГДП («бьюик»).

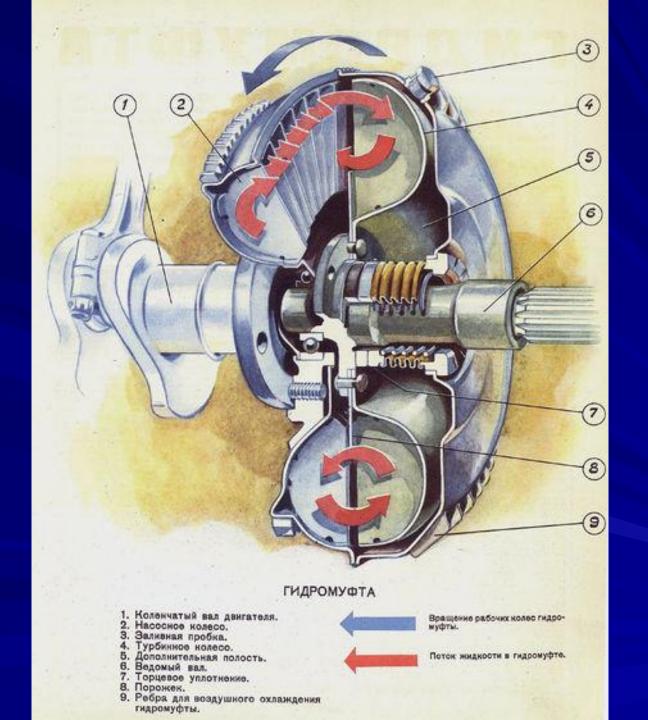
В СССР первая гидромуфта была создана в 1929 г. (проф. Кудрявцев), первый гидротрансформатор – в 1934 г. в МВТУ.

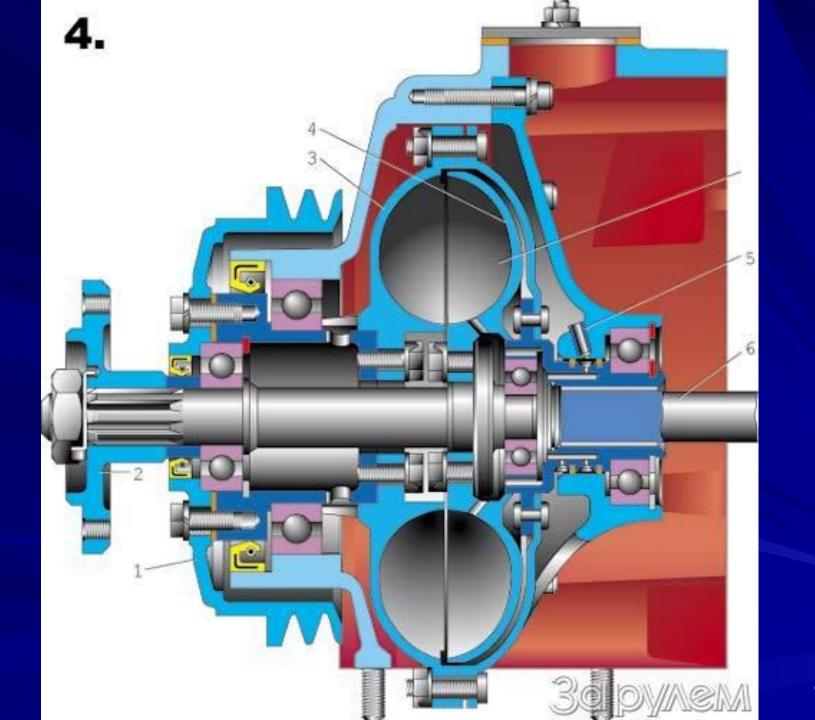
В настоящее время за рубежом (Америка, Германия, Япония, Италия, Франция) существуют десятки фирм, разрабатывающих и производящих ГДП для самых разных областей техники.





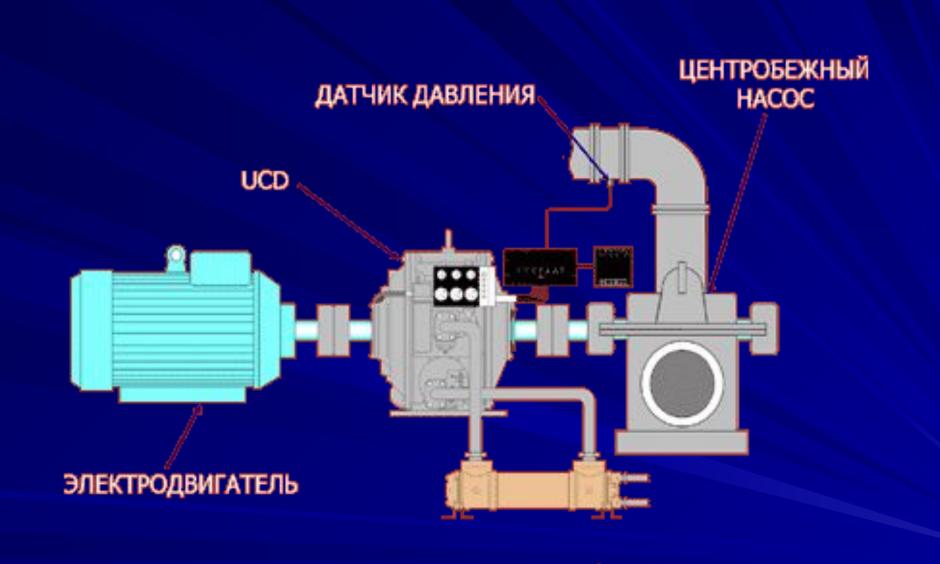
# Гидромуфта простейшего типа



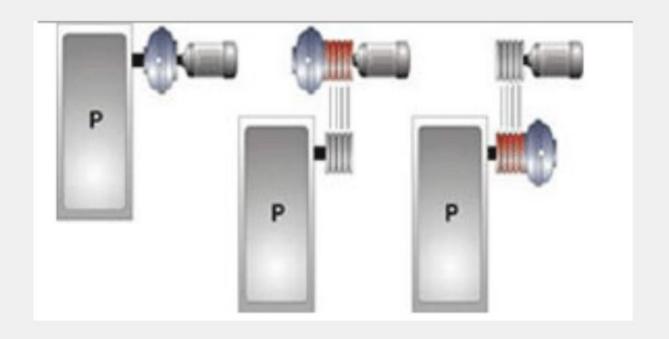




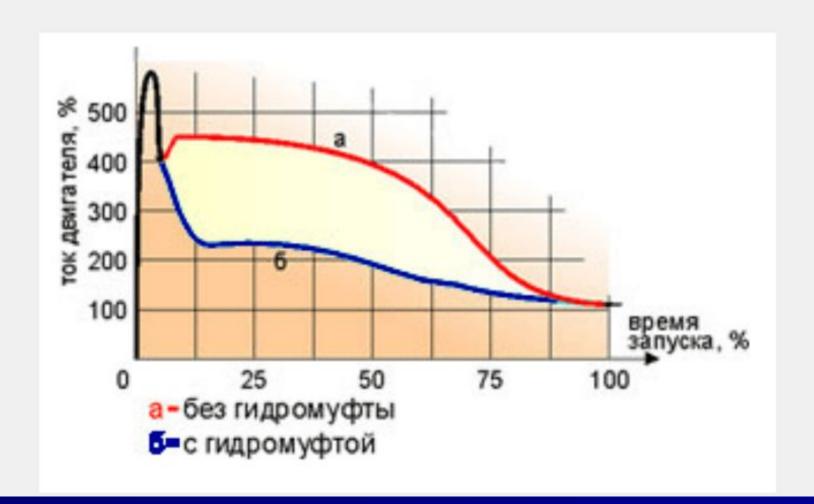




# Схема приводов машин с гидромуфтами

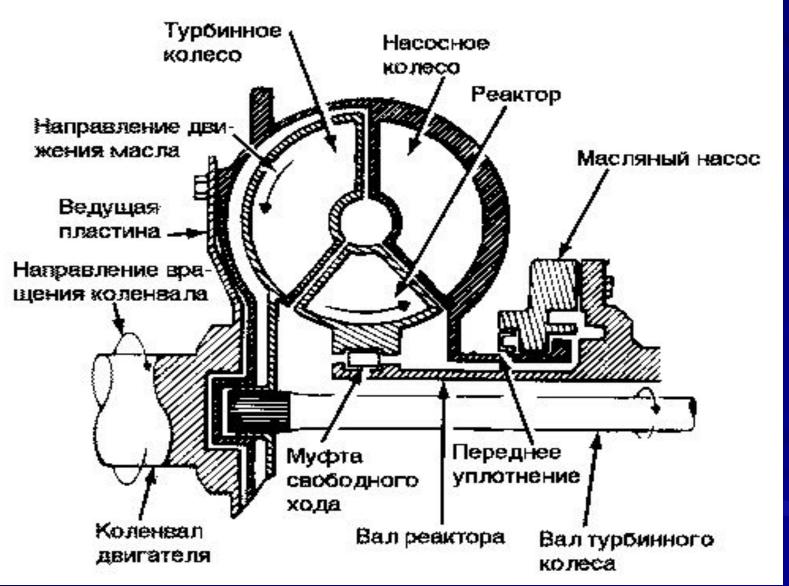


# Преимущества применения гидромуфт





основные характеристики молотковой дробилки до и после модернизации



Гидротрансформатор с муфтой свободного хода

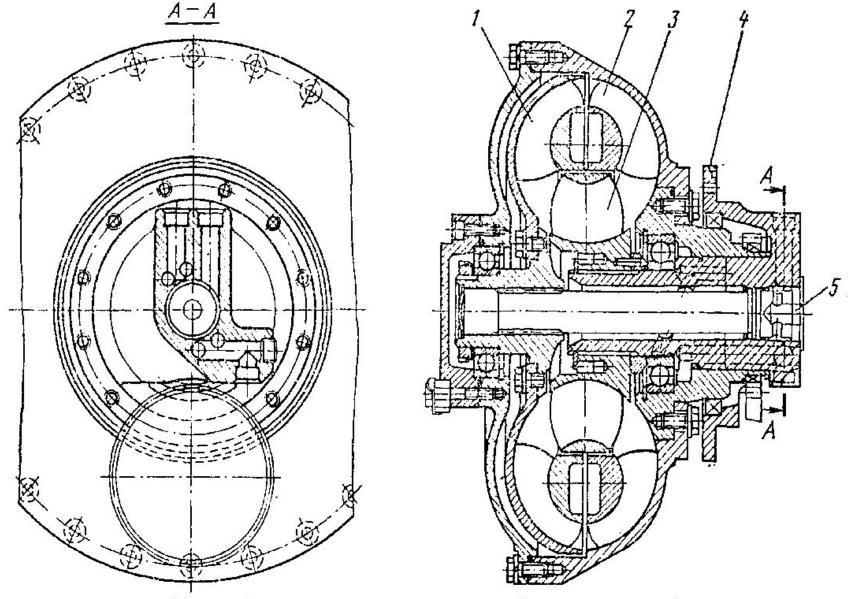


Рис. 150. Гидротрансформатор «Гинар» (тип Д)
1 — турбина; 2 — насос с ведущим колесом; 3 — реактор; 4 — деталь крепления к трансмиссии; 5 — ведомый вал

# Гидродинамические передачи применяются там, где:

- 1. Необходимо плавное изменение крутящего момента на выходном звене системы (глубокое регулирование скорости)
- 2. Нужно механически развязать двигатель и нагрузку, чтобы исключить воздействие на двигатель ударных и инерционных нагрузок
- 3. Требуется обеспечить трансформацию передаваемого момента без жесткой механической связи валов
- 4. Необходимо упростить трансмиссию машины (уменьшить число передач)
- 5. И во многих других случаях.

# Области применения ГДП

- 1. Автоматические коробки передач транспортных средств (легковые автомобили, автобусы, строительно-дорожная техника (тягачи, погрузчики, экскаваторы, скреперы, бульдозеры..), танки и т.п.)
- 2. Системы передачи крутящего момента в крупных транспортных средствах (тепловозы, корабли и суда, тяжелые карьерные самосвалы)
- 3. Приводы систем, работающих с большими инерционными и ударными нагрузками (например, в горной и горно-обогатительной промышленности –добывающие комбайны, ленточные транспортеры, дробилки и т.п.)
- 4. ГДП используются как промежуточные муфты для пуска и последующего регулирования частоты вращения крупных роторных машин (например, крупные насосы (питательные, нефтяные магистральные...))

### Преимущества ГДП перед механическими передачами

- 1. Отсутствие механической связи между входным выходным валом демпфирование ударных нагрузок
- 2. Возможность плавного бесступенчатого регулирования скорости вращения выходного вала
- 3. В отличие от зубчатой передачи нет износа трущихся поверхностей
- 4. Можно осуществлять пуск двигателя под нагрузкой и трогание с места под нагрузкой (важно для строительно-дорожной техники)
- 5. Предохраняют от перегрузки двигатель машины
- 6. Облегчение процесса управления машиной.

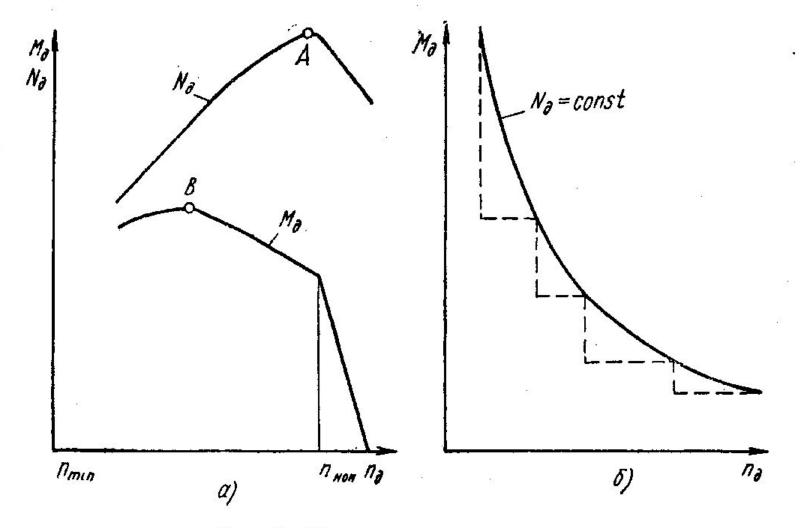


Рис. 1. Характеристики привода:

а — характеристика двигателя внутреннего сгорания; б — идеальная характеристика привода; — — — — характеристика привода с механической коробкой передач

# Преимущества ГДП перед гидрообъемными передачами

- 1. Более компактные насос и гидродвигатель в одном корпусе с малыми осевыми размерами
- 2. Не боятся резкого изменения нагрузки, а также попутных нагрузок
- 3. Конструктивно проще и надежнее, и дешевле при сравнимых мощностях
- 4. Могут работать при высоких частотах вращения
- 5. Могут быть разработаны на очень большие мощности (до десятков мегаватт)

#### Недостатки ГДП

- 1. Более низкий КПД (82..92%) гидротрансформаторов на расчетном режиме по сравнению с механическими передачами (93..97%). КПД гидромуфты составляет 97..98%, но она не трансформирует крутящий момент.
- 2. Большая сложность и стоимость изготовления ГДП по сравнению с механическими передачами (при том, что ГДП в автомобиле используется совместно с механической передачей для сглаживания пиков нагрузок и плавного перехода от одной передачи к другой)
- 3. По сравнению с объемными гидропередачами ГДП передают меньшие моменты и не могут эффективно работать при очень малых скоростях движения выходного вала. Кроме того, невозможно разнести насос и гидродвигатель. Менее точный контроль скорости вращения выходного звена.
- 4. Необходимость систем питания и охлаждения рабочей жидкости

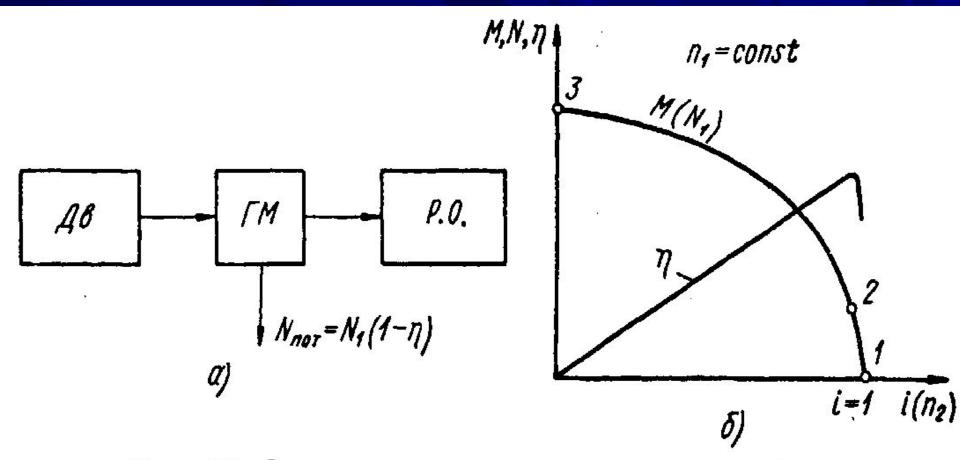


Рис. 20. Внешняя характеристика гидромуфты:

a — структурная схема передачи (Дв — двигатель;  $\Gamma M$  — гидромуфта; P.~O. — рабочий орган);  $\delta$  — внешняя характеристика на тяговом режиме

# Характеристика гидротрансформатора

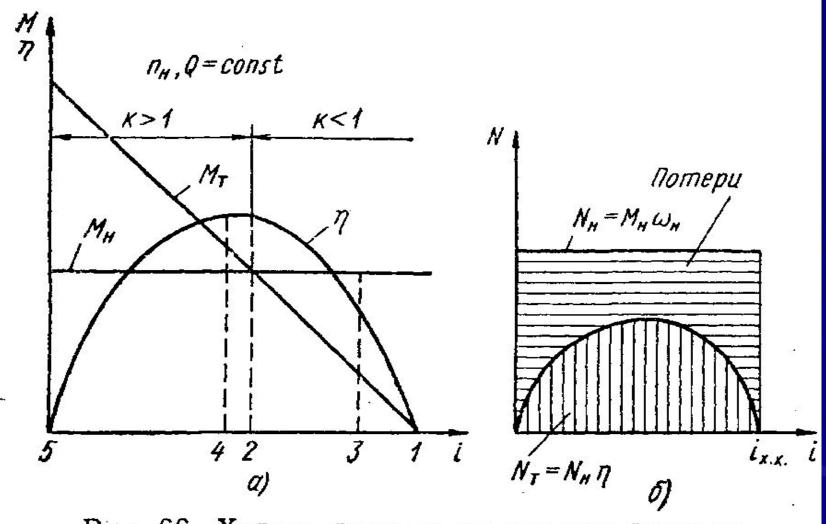


Рис. 66. Характеристика на тяговом режиме: a -характерные точки; б -баланс мощностей

## Особенности рабочего процесса ГДП

В основу расчета гидродинамических передач положена теория лопастных гидромашин Л. Эйлера. Основные допущения этой теории следующие.

- 1. Поток в области рабочего колеса представляет собой элементарные струи, разделенные поверхностями тока осесимметричного потока в меридиональном сечении.
- 2. Число лопаток принимается бесконечно большим, а толщина их бесконечно малой.
- 3. Направление потока на выходе из рабочего колеса зависит от угла установки лопаток и не зависит от направления потока на входе.
  - 4. Идеальная жидкость имеет установившееся движение.
- 5. Меридиональная скорость  $c_m$  поперек потока не изменяется, и поэтому все расчеты можно вести для средней линии тока.
- 6. Изменения момента количества движения жидкости в безлопаточном пространстве не происходит.

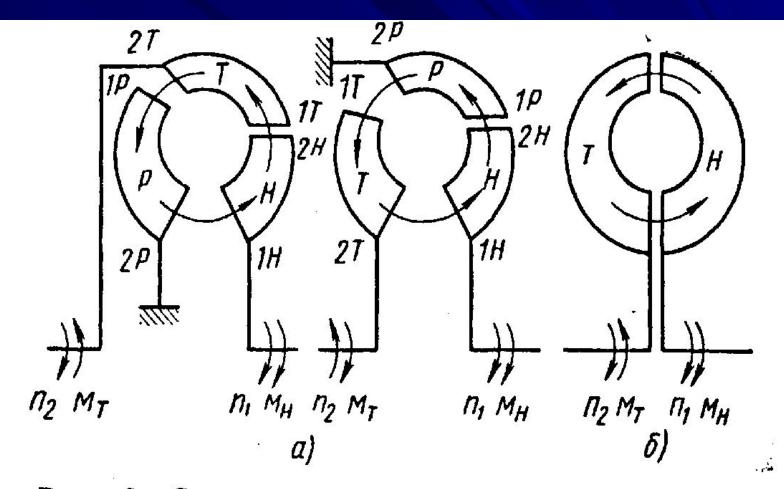
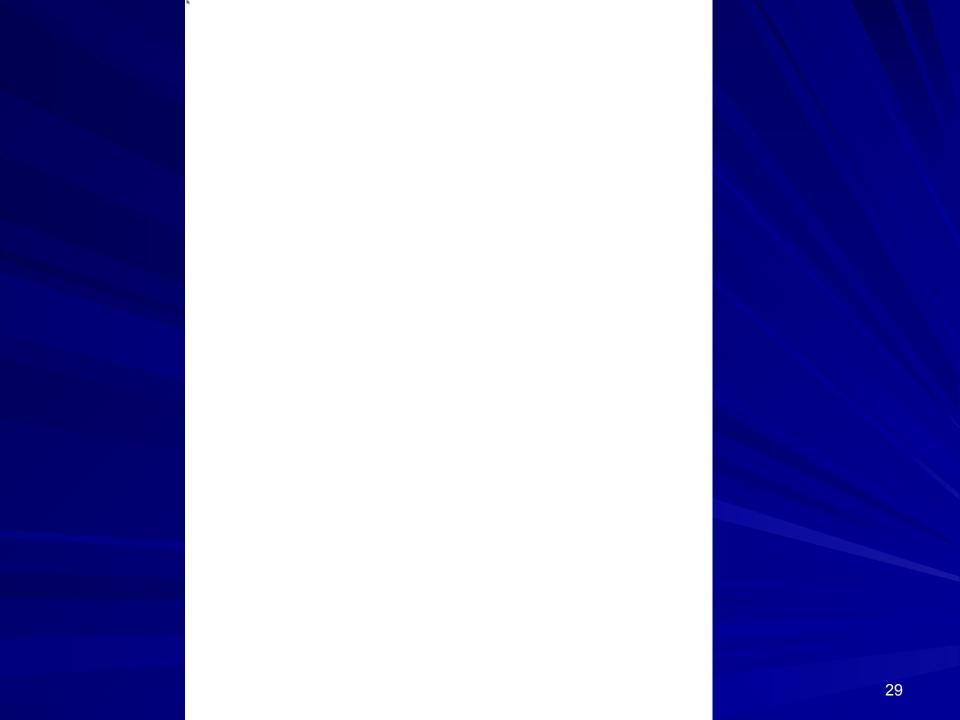


Рис. 6. Схема движения жидкости в гидродинамических передачах:

a — в гидротрансформаторах;  $\delta$  — в гидромуфте



 $c_{u\text{H}1}r_{\text{H}1} = c_{u\text{P}2}r_{\text{P}2};$   $c_{u\text{T}1}r_{\text{T}1} = c_{u\text{H}2}r_{\text{H}2};$   $c_{u\text{P}1}r_{\text{P}1} = c_{u\text{T}2}r_{\text{T}2}$  (6) и (см. рис. 6, б)

$$c_{u+1}r_{+1} = c_{u+2}r_{+2}; \quad c_{u+1}r_{+1} = c_{u+2}r_{+2}.$$
 (7)

С учетом уравнений (6) получим выражения моментов на рабочих колесах гидротрансформатора (см. рис. 6, a):

$$M_{\rm H} = Q\rho (c_{u\rm H2}r_{\rm H2} - c_{u\rm P2}r_{\rm P2}); \quad M_{\rm T} = Q\rho (c_{u\rm T2}r_{\rm T2} - c_{u\rm H2}r_{\rm H2}); M_{\rm P} = Q\rho (c_{u\rm P2}r_{\rm P2} - c_{u\rm T2}r_{\rm T2}).$$
(8)

Складывая левые и правые части уравнений (8), получим

$$M_{\rm H} + M_{\rm P} + M_{\rm T} = 0.$$
 (9)

Для гидромуфты с учетом уравнений (7) имеем

$$M_{\rm H} = Q \rho \left( c_{u H_2} r_{\rm H_2} - c_{u T_2} r_{\rm T_2} \right); \quad M_{\rm T} = Q \rho \left( c_{u T_2} r_{\rm T_2} - c_{u H_2} r_{\rm H_2} \right). \quad (10)$$

Складывая уравнения (10), получим

$$M_{\rm H} + M_{\rm T} = 0.$$
 (11)

Уравнения (9) и (11) называются уравнениями баланса моментов в гидродинамических передачах.

3U

## Рабочий процесс гидромуфты

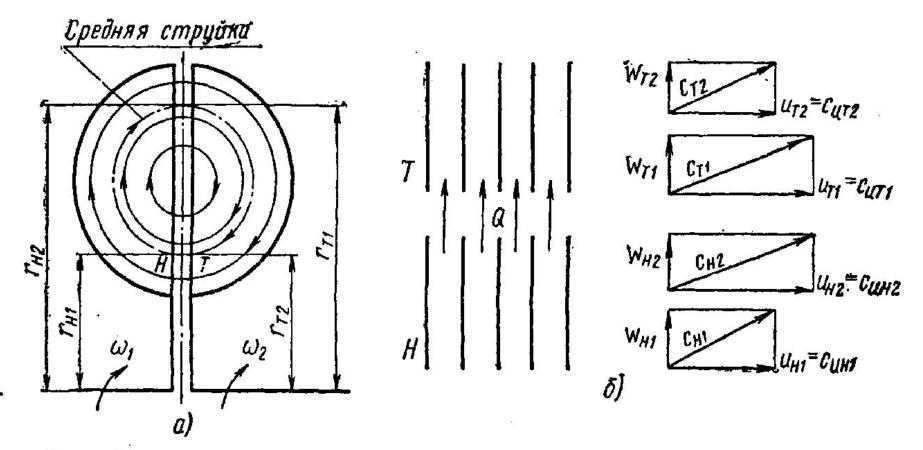


Рис. 16. Расчетная схема и треугольники скоростей в гидромуфте

Для рассматриваемой гидромуфты имеет место равенство углов лопаток на входе в рабочие колеса и выходе из них, т. е.  $\beta_{H_1} = \beta_{H_2} = \beta_{T_1} = \beta_{T_2} = 90^\circ$ , а также равенство радиусов  $r_{H_1} = r_{T_2}$  и  $r_{T_1} = r_{H_2}$ .

Как следствие этого, для данной гидромуфты будут справедливы следующие равенства:

$$c_{u \text{ H1}} = u_{\text{H1}}; \quad c_{u \text{ H1}} = c_{u \text{ T2}};$$

$$c_{u \text{ H2}} = u_{\text{H2}}; \quad c_{m \text{H1}} = w_{\text{H1}};$$

$$c_{u \text{ T2}} = u_{\text{T2}}; \quad c_{m \text{ H2}} = w_{\text{H2}};$$

$$c_{u \text{ T1}} = u_{\text{T1}}; \quad c_{m \text{ T1}} = w_{\text{T1}};$$

$$c_{m \text{ T2}} = w_{\text{T2}}.$$
(53)

Найдем для исследуемой гидромуфты функциональную зависимость расхода Q от режима работы i, или что то же самое, зависимость меридиональной составляющей абсолютной скорости  $c_m$ от режима работы i. Зависимость Q = f(i) или  $c_m = f(i)$  определяется из уравнения баланса удельной энергии (см. уравнение (31)].

Выразим составляющие уравнения (31) при помощи уравнения Эйлера, зависимостей (53) и геометрических параметров гидромуфты:

$$H_{tH} = \frac{1}{g} \left( c_{u H2} u_{H2} - c_{u H1} u_{H1} \right) = \frac{1}{g} \left( u_{H2}^2 - u_{T2} u_{H1} \right) =$$

$$= \frac{1}{g} \left( \omega_H^2 r_{H2}^2 - \omega_H^2 r_{H1}^2 i \right) =$$

$$= \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} \left( 1 - i \frac{r_{H1}^2}{r_{H2}^2} \right) = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} \left( 1 - i \alpha^2 \right), \tag{54}$$

где 
$$a = \frac{r_{\rm H1}}{r_{\rm H2}}$$
. Аналогично напор турбины

$$H_{tT} = \frac{1}{g} \left( c_{u \, T1} u_{T1} - c_{u \, T2} u_{T2} \right) = \frac{\omega_{H}^{2} r_{H2}^{2}}{g} i \left( 1 - i \alpha^{2} \right).$$

(55)

$$H_{tH} = H_{tT} + h_{\text{пот. H}} + h_{\text{пот. T}} + h_{\text{пот. P}} + h'_{\text{пот. P}}$$

или

$$H_{tH} = H_{tT} + \sum h_{nor}. \tag{31}$$

Формула (31) выражает баланс удельной энергии.

Определим далее гидравлические потери в гидромуфте, которые представим в виде потерь, зависящих от угла атаки, и потерь на трение, т. е.

$$h_{\text{nor}} = h_{y_{A}} + h_{\text{Tp}}.$$

Потери, которые связаны с углом атаки, определим по формуле (34) для насоса и турбины с учетом

$$c_s = c_{u1} - c_{u2}$$

и просуммируем

$$h_{y_A} = h_{y_A, H} + h_{y_A, T}.$$
 (56)

Для рассматриваемой гидромуфты потери на входе в насос можно определить из выражения (рис. 17, а):

$$h_{y_{A. H}} = \frac{\varphi_{y_{A. H}}}{2g} (c_{u_{H1}} - c_{u_{T2}})^2 = \frac{\varphi_{y_{A. H}}}{2g} (u_{H1} - u_{T2})^2.$$

Потери на удар при входе в турбину (рис. 17, б)

$$h_{y_{A. T}} = \frac{\varphi_{y_{A. T}}}{2g} (u_{H2} - u_{T1})^2.$$

Потери на трение определяют при помощи опытного коэффициента сопротивления ζ

$$h_{\rm rp} = \zeta \frac{w^2}{2g} \,, \tag{58}$$

где ζ — коэффициент сопротивления криволинейного вращающегося канала.

Для определения  $c_m = f(i)$  подставим в уравнение (31) полученные соотношения (54), (55), (57), (58). После подстановки получим

$$\frac{\omega_{\rm H}^2 r_{\rm H2}^2}{g} (1 - ia^2) = \frac{\omega_{\rm H}^2 r_{\rm H2}^2}{g} i (1 - ia^2) +$$

$$+\frac{\omega_{\rm H}^2 r_{\rm H2}^2}{2g} (1-i)^2 (1+a^2) + \zeta \frac{\omega^2}{2g}$$
.

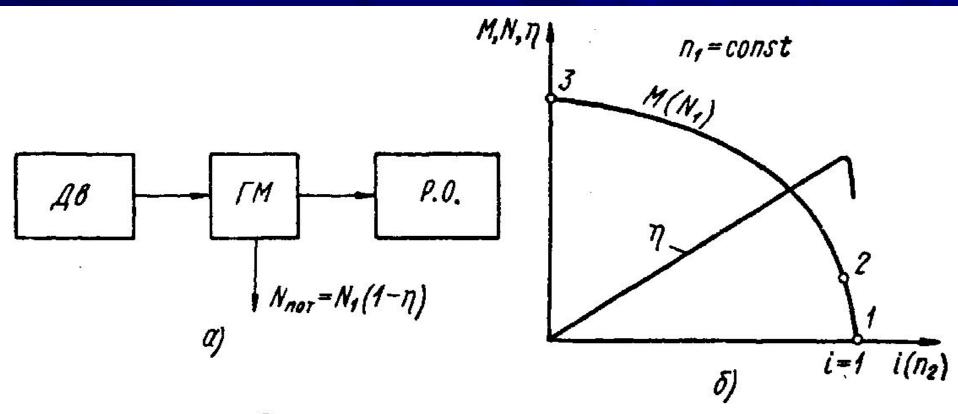


Рис. 20. Внешняя характеристика гидромуфты:

a — структурная схема передачи ( $\mathcal{L} a$  — двигатель;  $\Gamma M$  — гидромуфта; P.~O. — рабочий орган);  $\delta$  — внешняя характеристика на тяговом режиме



Таким образом, параметрами номинального режима (точка 2 на рис. 20, б) являются:

$$n_2^* = n_1 i^* \cong 0,97 n_1;$$
 $s^* \cong 3\%; \quad N_1 = N^* = N_{\text{дв. ном}};$ 
 $N_2^* = N^* \eta^*; \quad N_{\text{тепл}}^* = (1 - \eta^*) N^*;$ 
 $Q = Q^* = c_m^* F,$ 
 $H_H = H_H^*, \quad H_T^* = H_H^* \eta_{\text{гидр}}.$ 

Точка 3 характеризует стоповый режим работы, т. е. турбина стоит,  $n_{\rm T}=0$ . Параметры стопового режима:

$$M = M_{\text{max}}; n_{\text{T}} = 0, i = 0, s = 100\%, N_{1} = N_{\text{max}};$$
  
 $n_{\text{H}} = \text{const}, \eta = 0; N_{\text{T}} = 0, N_{\text{тепл}} = N_{\text{max}};$   
 $Q = Q_{\text{max}} = c_{m \text{ max}}F; H_{\text{H}} = H_{\text{max}}, H_{\text{T}} = 0.$ 

Этот режим является самым напряженным в тепловом отношении, так как вся мощность двигателя преобразуется в тепло.

Работа на стоповом режиме или близком к нему ведет к перегреву передачи. Таким образом, зона режимов работы между точками 1 и 2 — зона нормальных нагрузок передачи. Двигатель работает в режиме недогрузки или в номинальном режиме. Зона между точками 2 и 3 — зона перегрузок.

Проследим связь режимов работы гидромуфты с условиями движения машины. В качестве примера рассмотрим движение автомобиля, в приводе которого установлена гидромуфта:

- а) автомобиль остановлен, двигатель работает, сцепление выключено — холостой ход гидромуфты;
- б) автомобиль движется с максимальной скоростью по ровной дороге номинальный режим работы гидромуфты;
- в) автомобиль движется в гору зона режимов между точками 2 и 3;
- г) автомобиль попал в грязь, колеса не вращаются, двигатель развивает максимальный момент стоповый режим работы гидромуфты.

Тормозными режимами называются такие режимы работы гидромуфты, при которых мощность от рабочего органа передается гидромуфте и при этом происходит замедление (торможение) рабочего органа. Тормозные режимы работы гидродинамических передач в настоящее время находят все большее применение. Различают три вида тормозных режимов: обгонный; режим динамического торможения (гидротормозной режим) и режим противовращения.

Обгонным режимом работы гидромуфты называется такой режим, при котором частота вращения турбины больше частоты вращения насоса. На обгонном режиме гидромуфта, установленная в приводе, работает при движении автомобиля под гору на прямой передаче. При движении автомобиля по ровной дороге с большой скоростью с включением низшей передачи гидромуфта работает также в обгонном режиме. В этом же режиме она работает и на подъемных кранах при спуске грузов с включенным реверсом и т. д.

Работа гидромуфты на обгонном режиме характеризуется уравнением баланса удельной энергии

$$-H_{\rm H} + H_{\rm T} - \sum h_{\rm nor} = 0, \tag{69}$$

показана внешняя характеристика гидромуфты, работающей в обгонном режиме.

Режимом динамического торможения или гидротормозным режимом работы гидромуфты называется такой режим, который имеет место при остановленном насосе, т. е. при  $n_1 = 0$ . Этот режим используется, например, при спуске грузов на подъемных машинах. По существу гидромуфта работает как гидротормоз. Ее характеристика  $M = f(n_2)$  представляет собой квадратичную параболу, наклон которой зависит от ло-

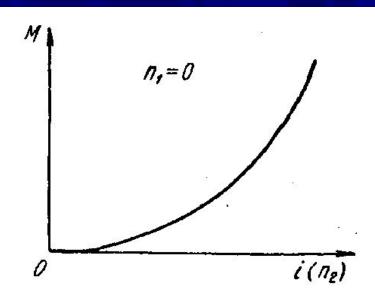


Рис. 22. Внешняя характеристика гидромуфты на режиме гидродинамического торможения

пастной системы и размеров гидромуфты (рис. 22). Гидротормозной режим является предельным случаем обгонного режима. При этом турбина работает в режиме насоса, и расчет характеристики производится аналогично расчету характеристики при стоповом режиме для различной частоты вращения  $n_2$ .



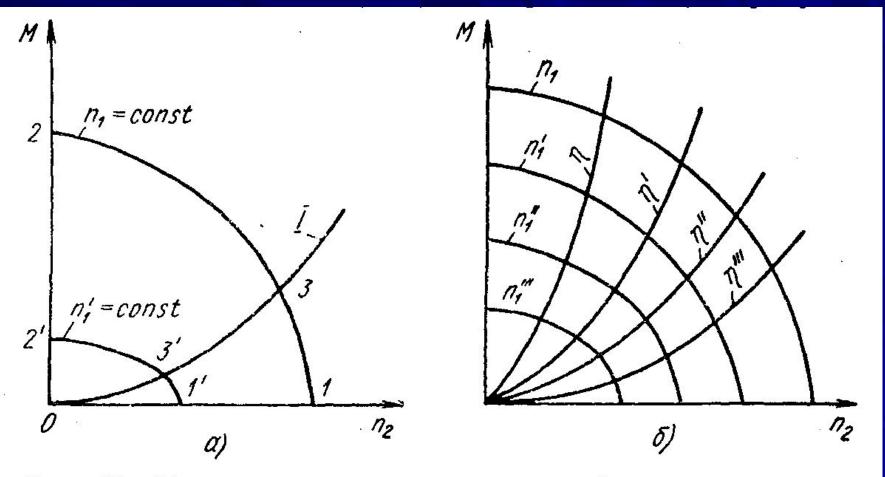


Рис. 26. Пересчет характеристики гидромуфты при изменении частоты вращения:

a — характеристика гидромуфты при  $n_1$  и  $n_1'$ ;  $\delta$  — универсальная характеристика

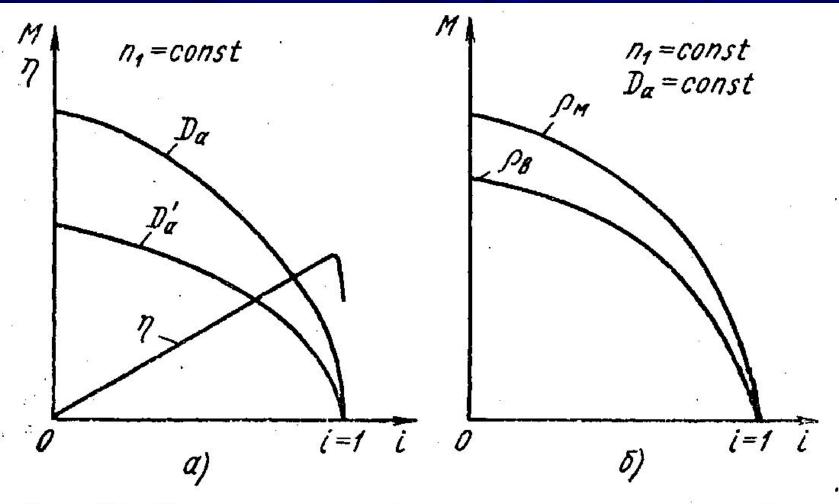


Рис. 27. Пересчет внешней характеристики гидромуфты: a — при изменении  $D_a$ ;  $\delta$  — при изменении  $\rho$  ( $\rho_{\rm B}$  — плотность масла)

# Регулирование гидромуфт

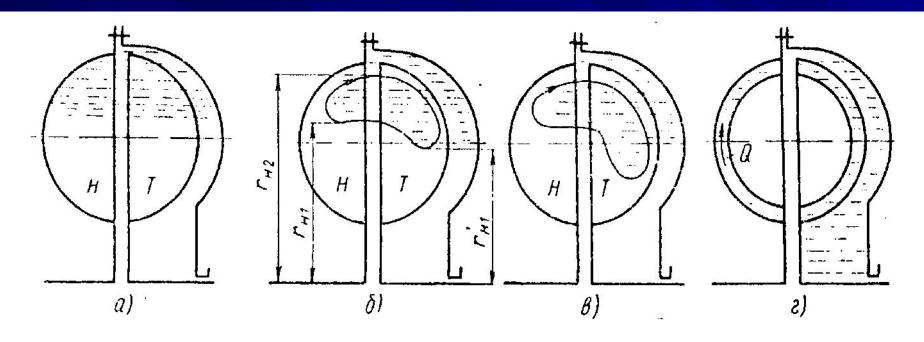
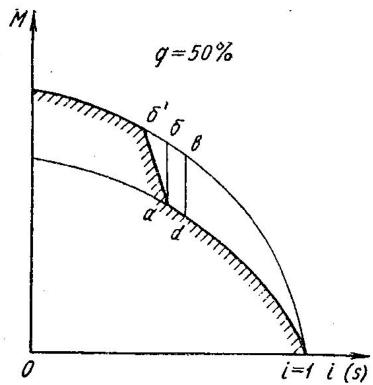


Рис. 30. Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении: a- при s=0; b- при  $s=5\div 10\%$ ; b- при  $s=30\div 35\%$ ; b- при b- при



0,5 Рис. 31. Внешняя характеристика гидромуфты при частичном заполгидромуфты процессов нении На рис. 32 показана внешняя характеристика гидромуфты с областью переходных процессов. Очевидно, что области с колебательным процессом оказывают отрицательное влияние на характеристики гидромуфт. Известны и применяются следующие способы для борьбы с колебательными процессами в гидромуфтах:

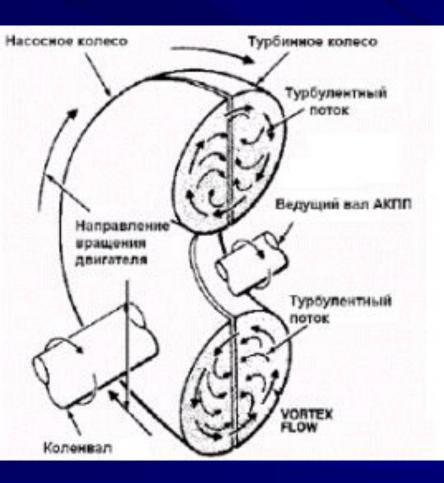
18 \$ 35° 14 10 2

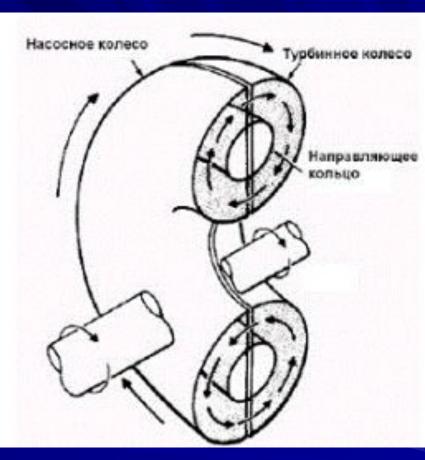
Рис. 32. Относительная характеристика с областью переходных

есть свободное пространство; б) увеличение жесткости переходного процесса.

Рассмотрим две принципиальные конструктивные схемы гидромуфт, обеспечивающие их работу без колебательного процесса.

а) работа при неизменном контуре движения. Опыт показывает возможность такого способа, так как в гидромуфте всегда





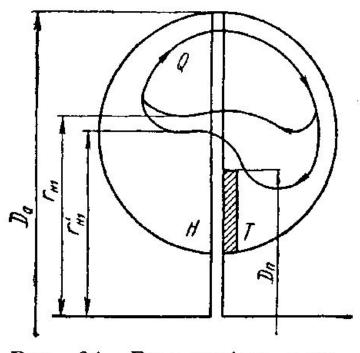


Рис. 34. Гидромуфта с порогом

в переходном режиме до 5—7% происходит за счет наличия двух контуров движения.

Пидромуфта с порогом (рис. 34). В регулируемых муфтах  $\frac{D_n}{D_a}$  = 0,55. Изза незначительной разницы радиусов  $r_{\rm H1}$  и  $r_{\rm H1}$  характеристики таких гидромуфт практически не имеют области переходных процессов, но жесткость характеристик у такой конструкции несколько больше, чем у гидромуфт, описанных выше. Порог препятствует протеканию колебательного процесса, так как он

увеличивает радиус входа в насос  $r_{\rm H1}$ . В связи с тем, что порог является более простым усовершенствованием, чем направляющее устройство, в приводе строительных машин, например, он получил преимущественное применение. Как мы увидим далее, характеристики гидромуфт с объемным регулированием надежны и их сравнительно просто обеспечить на практике.

Гидромуфта с поворотной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром показана на рис. 35,  $\alpha$ ,  $\delta$ . К насосу гидро-

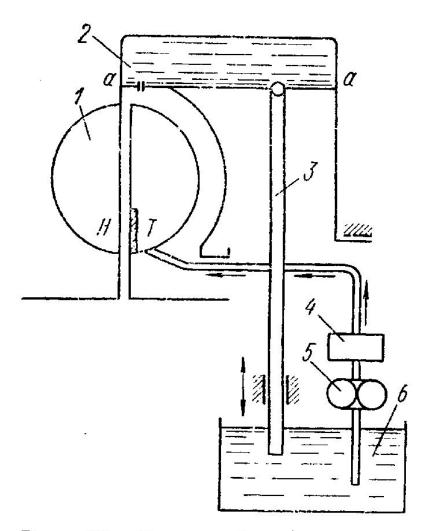


Рис. 36. Гидромуфта со скользящей черпательной трубкой и вращающимся резервуаром:

1 — рабочая полость;
 2 — вращающийся резервуар;
 3 — скользящая черпательная трубка;
 4 — теплообменник;
 5 — подпиточный насос;
 6 — бак

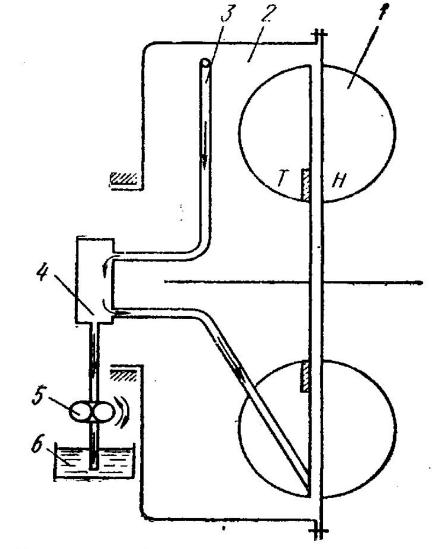
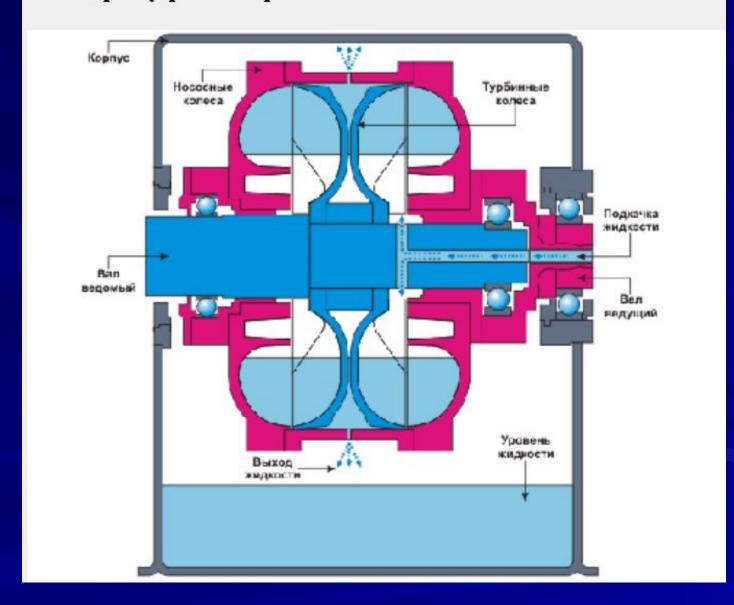


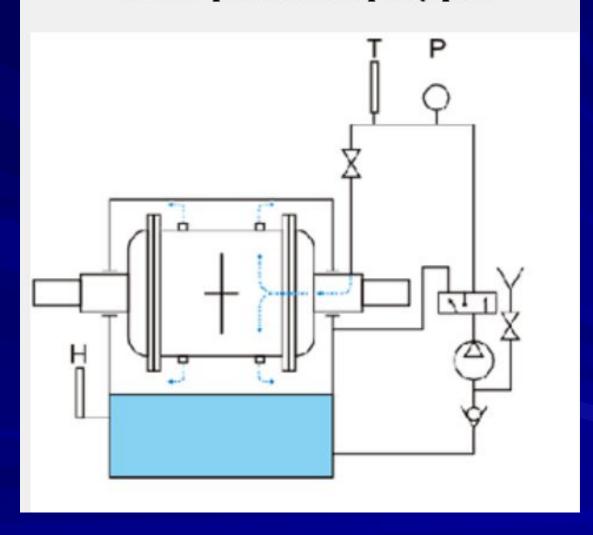
Рис. 37. Гидромуфта с неподвижной черпательной трубкой:

1 — рабочая полость; 2 — дополнительная камера; 3 — неподвижная черпательная трубка; 4 — коллектор; 5 — подпиточный насос; 6 — бак

#### Гидромуфта с переменным наполнением ГПР 480х2



### Схема работы гидромуфты



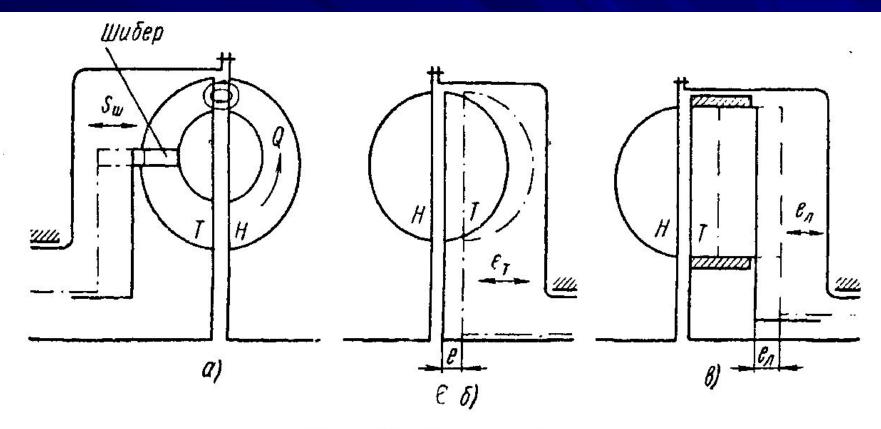


Рис. 38. Гидромуфты:

a — с шиберным регулированием;  $\delta$  — с раздвижными колесами; s — с лопатками переменной ширины

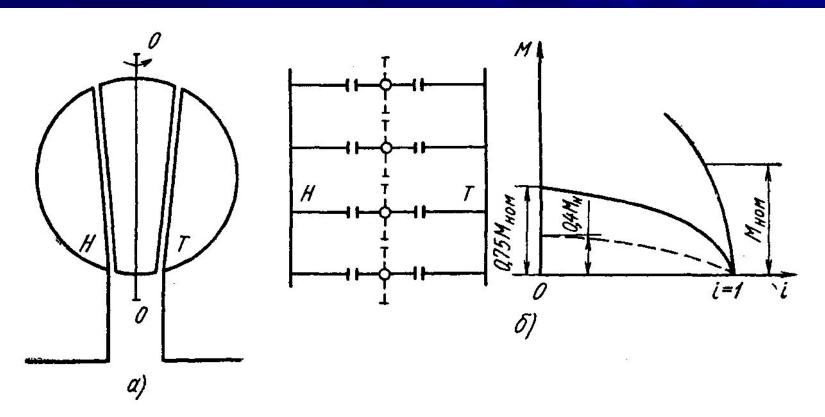


Рис. 39. Гидромуфта с поворотными полулопатками насоса: a — конструктивная схема;  $\delta$  — характеристика

## Предохранительные гидромуфты

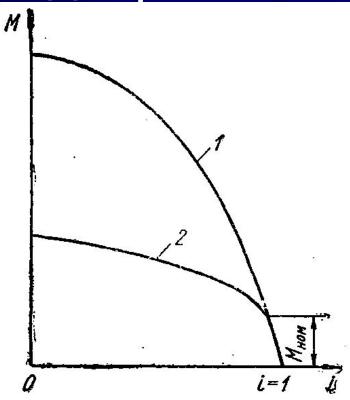


Рис. 41. Сопоставление характеристик обычной и предохранительной гидромуфт:

1 — обычной гидромуфты; 2 — предохранительной

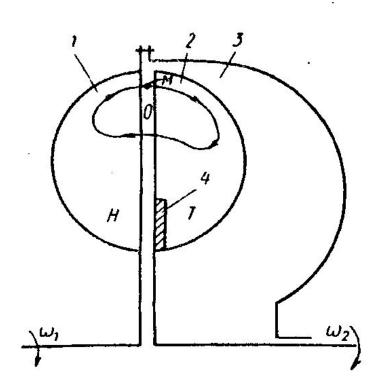


Рис. 42. Принципиальная схема гидромуфты со статическим самоопоражниванием:

1 — насос; 2;— турбина; 3 — дополнительная камера; 4 — порог Известны два основных типа таких конструкций:

а) гидромуфты со статическим самоопоражниванием имеют симметричные колеса, порог на выходе из турбины и дополнительную камеру на стороне турбины для сброса рабочей жидкости;

б) гидромуфты с динамическим самоопоражниванием имеют несимметричные колеса и дополнительную камеру на стороне

насоса.

Рассмотрим принципиальную конструктивную схему и особенности гидромуфты со статическим самоопоражниванием (рис. 42). При номинальном режиме ( $s \rightarrow 0$ ,  $i \rightarrow i^* \rightarrow 1$ ) в рабочей камере возникает поток вокруг точки О. В точке М на частицу жидкости действует центробежная сила  $P_{\rm u6}$  вследствие переносного движения. Вследствие относительного движения на ту же частицу жидкости действует другая центробежная сила  $P_{\mathfrak{u}61}$ , зависящая от скорости  $c_m$ . При больших скольжениях, когда  $s \longrightarrow 1$ и  $i \rightarrow 0$ , центробежные силы  $P_{\mathfrak{q}\mathfrak{b}}$  в дополнительной камере уменьшаются, так как турбина замедляет свое вращение, притормаживая жидкость. Давление со стороны рабочей камеры увеличивается, а со стороны дополнительной камеры уменьшается. Под действием разности гидростатических напоров жидкость перетекает из рабочей камеры в дополнительную до тех пор, пока не установится равновесное состояние. При уменьшении скольжения процесс идет в обратном направлении.

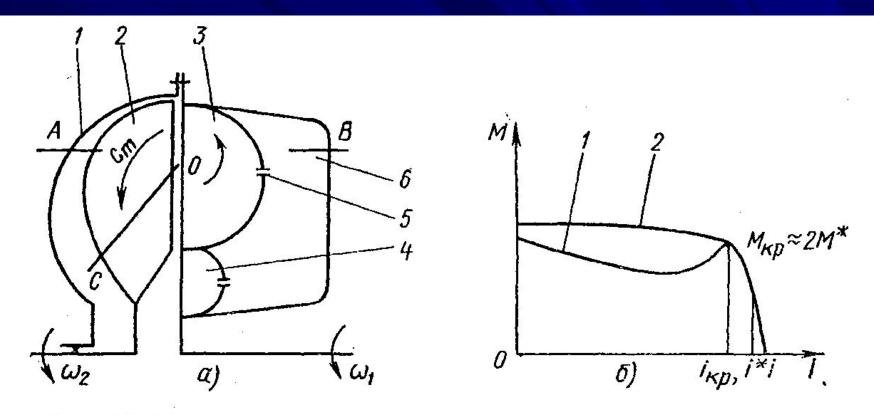


Рис. 43. Принципиальная схема и характеристики гидромуфты с динамическим самоопоражниванием:

a — схема: 1 — замыкающий кожух; 2 — турбина; 3 — насос; 4 — предварительная камера; 5 — жиклеры; 6 — дополнительная камера; 6 — характеристики; 1 — без предварительной камеры; 2 — с предварительной камерой

### Основные свойства гидромуфты с внутренним самоопоражниванием

Свойства гидромуфт	Гидромуфты со стати- ческим самоопоражни- ванием	Гидромуфты с динами- ческим самоопоражии- ванием
Коэффициент перегрузки Динамические свойства Быстродействие Энергоемкость Сложность изготовления	3—5 Удовлетворитель- ные Низкое Высокая	1,8—2 Хорошие Высокое Низкая (за счет камеры) Более высокая по сравнению с муфтами со статическим само-опоражниванием

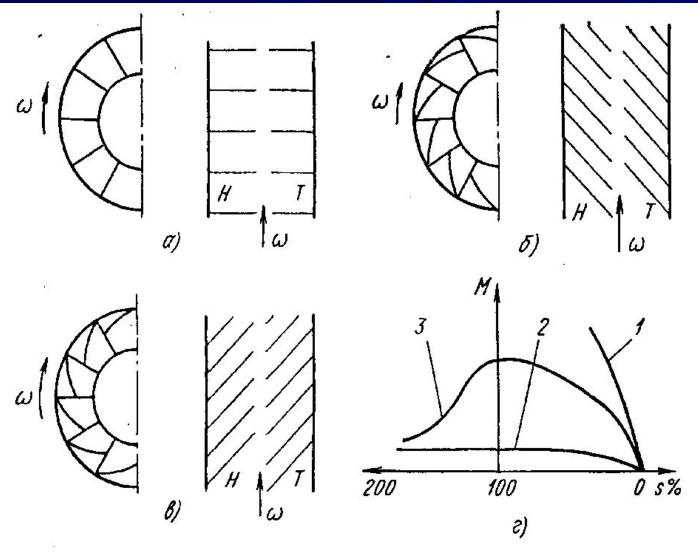


Рис. 44. Гидромуфта с наклонными лопатками:

a — радиальные лопатки;  $\delta$  — лопатки, наклоненные назад;  $\epsilon$  — лопатки, наклоненные вперед;  $\epsilon$  — внешние характеристики

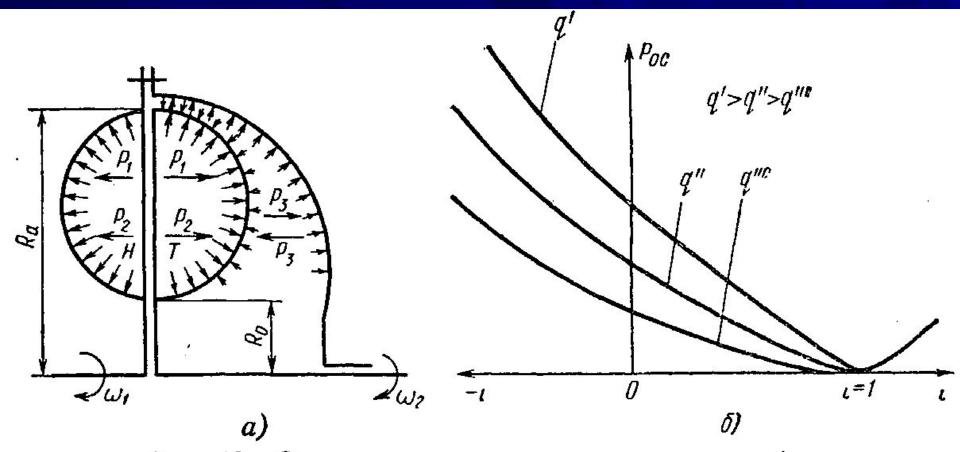


Рис. 49. Определение осевых сил в гидромуфте: а — расчетная схема гидромуфты; б — изменение осевых сил

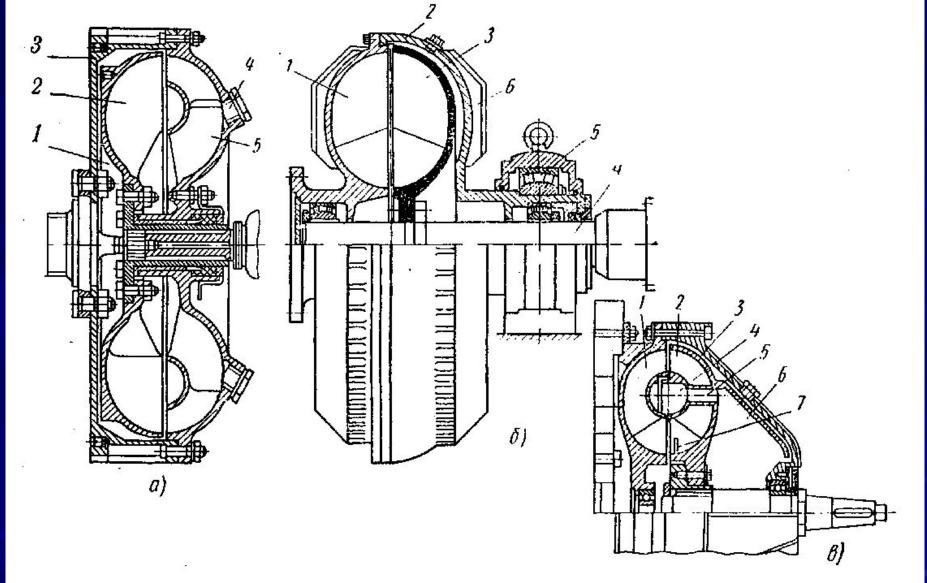


Рис. 51. Нерегулируемые гидромуфты:

a — постоянного наполнения: 1 — полость; 2 — турбина; 3 — кожух; 4 — заливная пробка; 5 — насос; 6 — гидромуфта фирмы Цельнер: 1 — насос; 2 — кожух; 3 — турбина; 4 — ведомый вал; 5 — внешняя опора; 6 — ребра; 6 — гидромуфта со статическим самоопоражниванием; 1 — насос; 2 — турбина; 3 и 4 — полости; 5 — канал; 6 — камера; 7 — порог

## Гидротрансформаторы





Масло в гидротрансформаторе двигается по такой вот замысловатой траектории. Чтобы увеличить скорость и повысить крутящий момент на турбинном колесе, реактор блокируется. Правда, при этом КПД передачи несколько снижается. <u>Гидротрансформаторы</u> – это лопастные гидропередачи, у которых обеспечивается передача момента от ведущего вала к ведомому с изменением скорости вращения и момента. От гидромуфт отличаются в первую очередь наличием реактора (одного или нескольких).

Гидротрансформаторы классифицируются по следующим параметрам:

- 1. Прямого и обратного хода в зависимости от того, совпадает направление вращения ведомого вала с ведущим, или противоположно ему
- 2. По количеству турбин в рабочей полости одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые
- 3. По типу турбины с центробежной, осевой и центростремительной турбиной (могут сочетаться разные виды турбин)

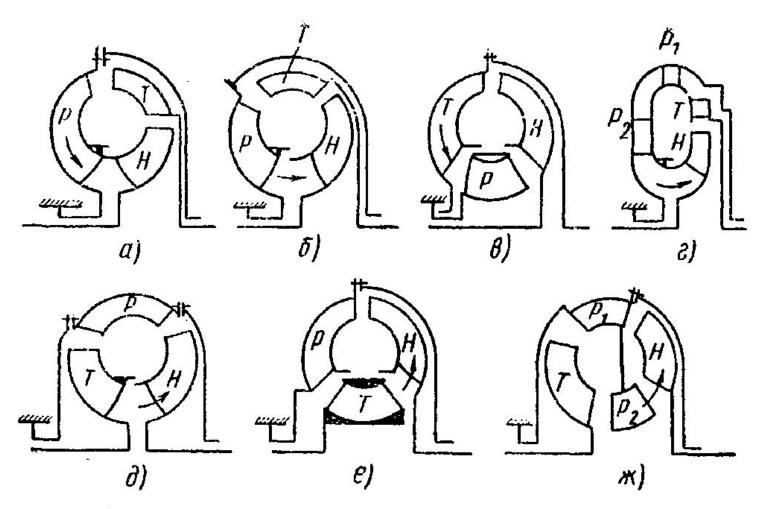


Рис. 58. Варианты расположения колес в рабочей полости одноступенчатых гидротрансформаторов

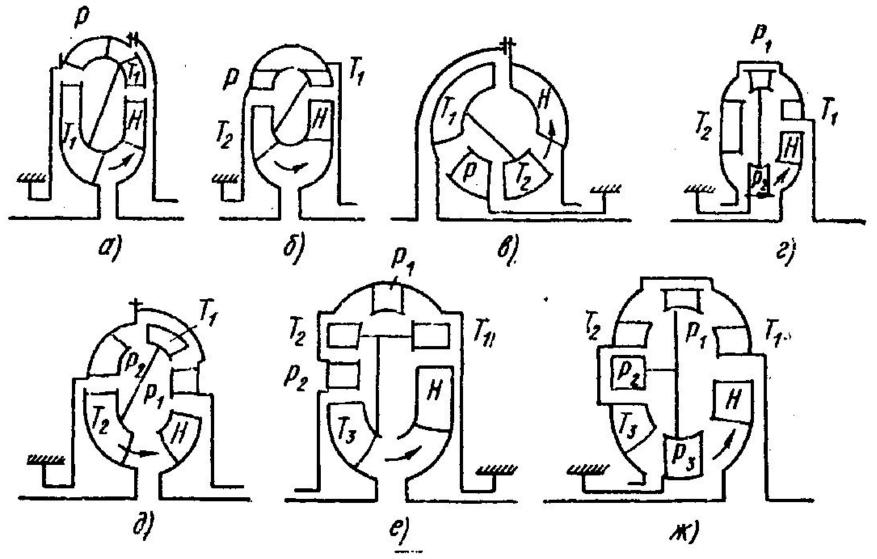


Рис. 59. Варианты расположения колес в рабочей полости многоступенчатых гидротрансформаторов

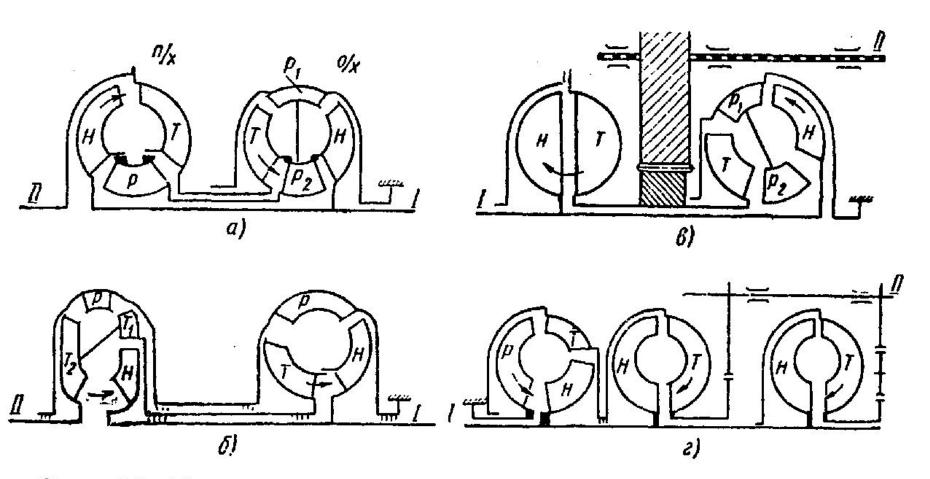


Рис. 60. Варианты многоциркуляционных гидропередач

## Параметры гидротрансформаторов

Основными параметрами гидротрансформатора являются: расход Q, напор H, мощность N, крутящий момент M, частота вращения n, передаточное отношение  $i=\frac{n_{\mathrm{T}}}{n_{\mathrm{L}}}$ , коэффициент транс-

формации  $K = \frac{M_{\rm T}}{M_{\rm H}}$  и к. п. д.  $\eta$ .

Расход и напор являются внутренними параметрами и определяют мощность, момент и частоту вращения валов, которые должны быть всегда отнесены к соответствующему рабочему колесу. Передаточное отношение, коэффициент трансформации и к. п. д. являются безразмерными величинами и характеризуют экономические, преобразующие и эксплуатационные качества гидротрансформатора в целом.

Уравнения моментов для рабочих колес. При протекании жидкости через лопастное колесо в результате взаимодействия между потоком и лопатками создается крутящий момент на колесе. Величина этого момента может быть найдена по уравнению Эйлера:

$$M_{\rm H} = Q\rho (c_{u\rm H_2}r_{\rm H_2} - c_{u\rm P_2}r_{\rm P_2});$$

$$M_{\rm T} = Q\rho (c_{u\rm T_2}r_{\rm T_2} - c_{u\rm H_2}r_{\rm H_2});$$

$$M_{\rm P} = Q\rho (c_{u\rm P_2}r_{\rm P_2} - c_{u\rm T_2}r_{\rm T_2}).$$

Основное уравнение баланса моментов гидротрансформатора имеет вид

$$M_{\rm H}+M_{\rm T}+M_{\rm P}=0.$$

Учитывая, что коэффициент трансформации гидротрансформатора  $K = \frac{M_{\rm T}}{M_{\rm H}}$ , наличие момента на реакторе  $M_{\rm P}$  обусловливает разницу моментов насоса и турбины. Момент на насосе принимается положительным, если он направлен в сторону вращения ведомого вала, и отрицательным, если он направлен в противоположную сторону. Уравнение моментов не зависит от потерь на трение и справедливо как для идеальной, так и для реальной жидкости.

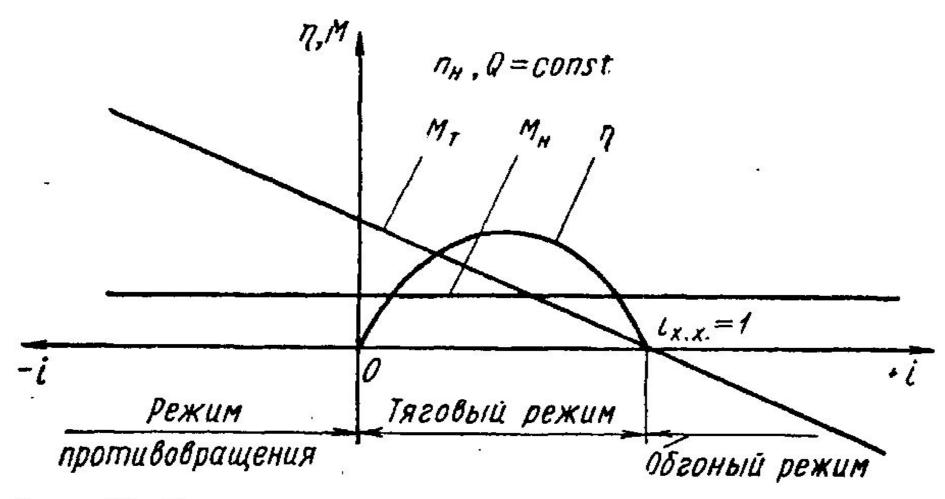


Рис. 65. Теоретическая полная внешняя характеристика гидротрансформатора

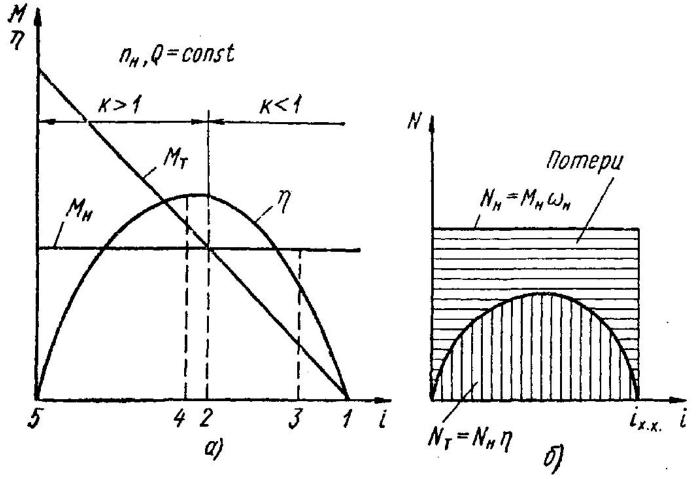


Рис. 66. Характеристика на тяговом режиме: a -характерные точки; б -баланс мощностей

- Точка 1 режим холостого хода
- Точка 2 режим равенства моментов
- Точка 3 режим синхронного вращения
- Точка 4 режим максимального КПД
- Точка 5 стоповый режим

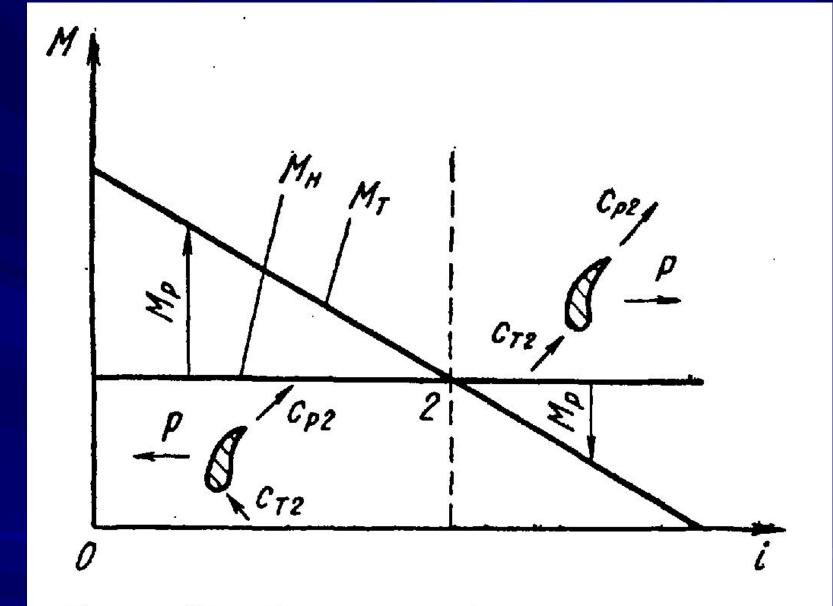


Рис. 67. Режим работы гидротрансформатора при K=1

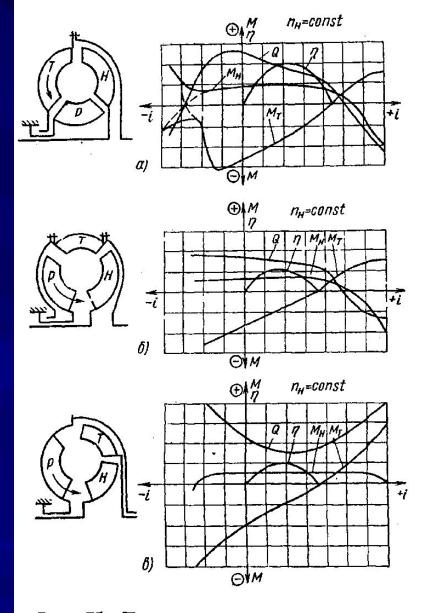


Рис. 75. Полная внешняя характеристика гидротрансформатора:

a — гидротрансформатор с центростремительной турбиной;  $\delta$  — гидротрансформатор с осевой турбиной;  $\epsilon$  — гидротрансформатор с центробежной турбиной

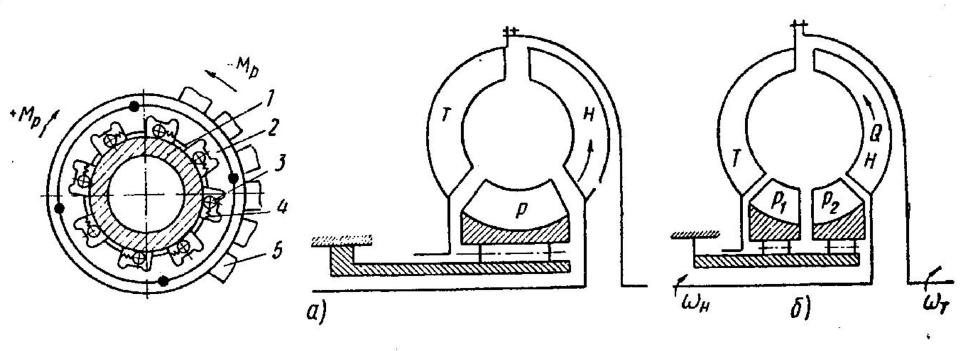
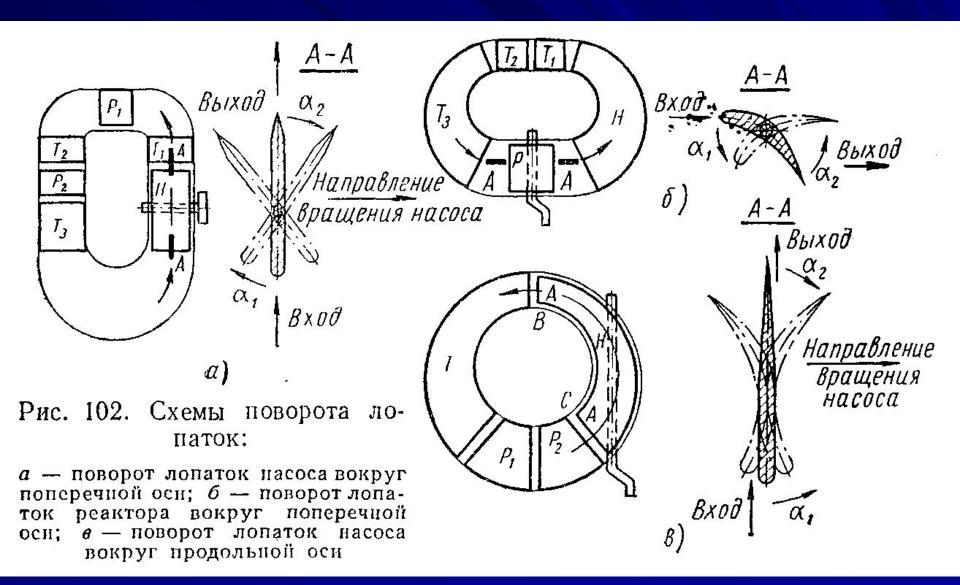


Рис. 99. Конструктивная схема комплексного гидротрансформатора: a-c одним реактором; b-c двумя реакторами: b-c внутренняя обойма; b-c наружная обойма; b-c пружина; b-c реактор

Методы регулирования гидротрансформаторов:

- Изменение частоты вращения вала двигателя
- 2. Изменение степени заполнения рабочей полости
- 3. Изменение геометрии лопастной системы (обычно реактора, реже насоса)
- 4. Комбинация 1 и 2 или 3 методов

Основная задача регулирования – изменение момента и частоты вращения выходного вала



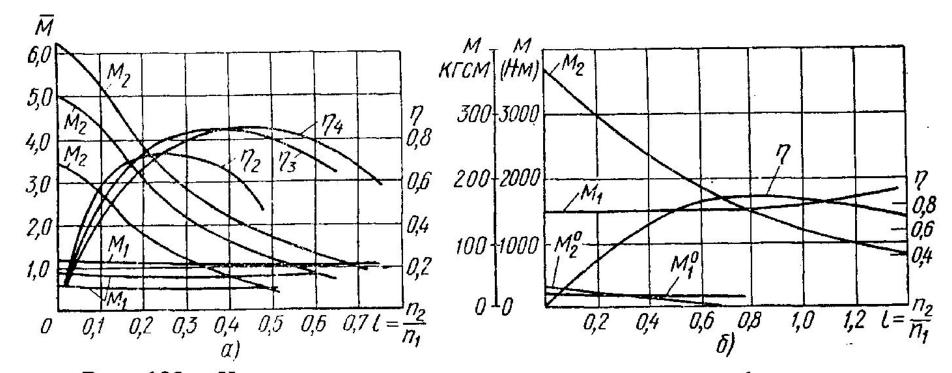


Рис. 103. Характеристики регулируемых гидротрансформаторов: а — гидротрансформатора фирмы Крупп; б — гидротрансформатора фирмы Фойт

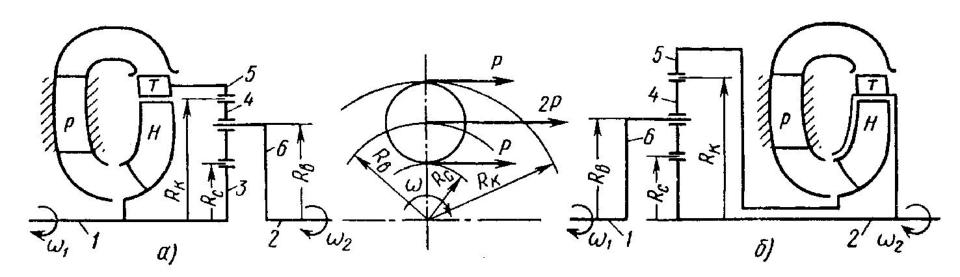


Рис. 117. Наиболее распространенные конструктивные схемы гидромеханических передач:

a — суммирующий планстарный ряд;  $\delta$  — разделительный планетарный ряд: 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; 3 — солнечная шестерня; 4 — сателлит; 5 — коронная шестерня;  $\delta$  — водило

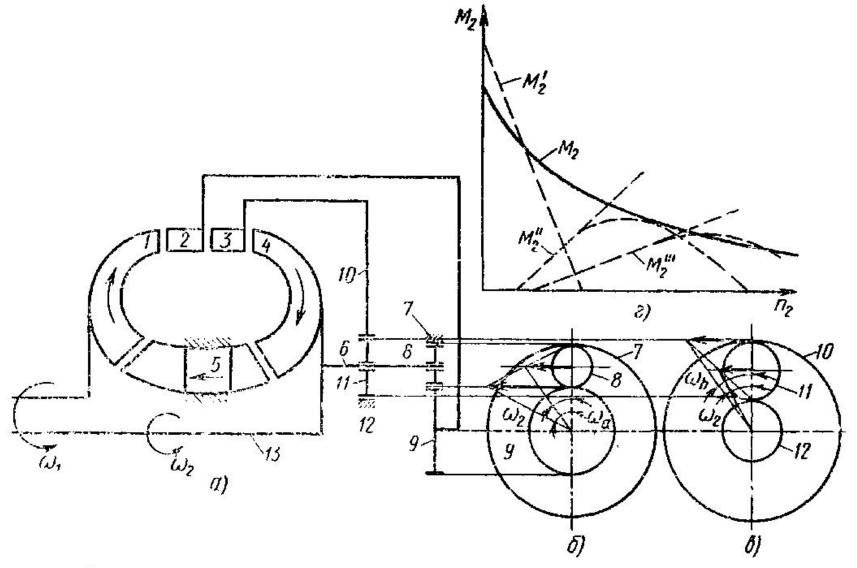


Рис. 120. Гидромеханическая передача с трехтурбинным гидротрансформатором; a — гидротрансформатор и планстарные ряды;  $\delta$  — план скоростей первого планетарного ряда; a — план скоростей второго планетарного ряда; I — насос; I и I — турбины; I — реактор; I — ведомый вал; I — ведомый вал; I — внешняя характеристика

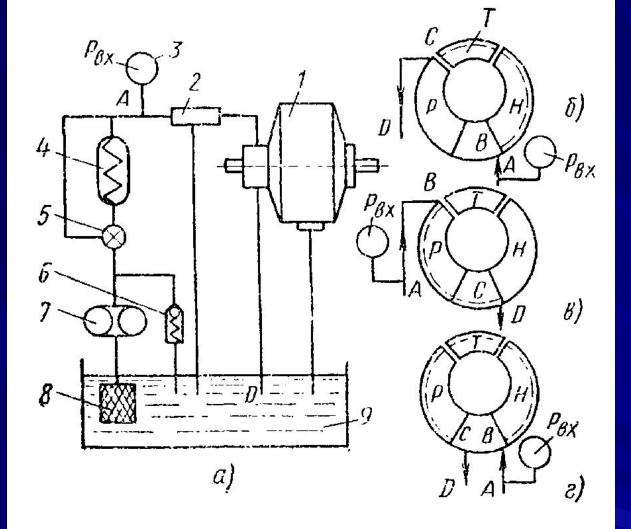


Рис. 140. Схема питания гидротрансформатора при различных точках отвода и подвода рабочей жидкости:

1 — гидротрансформатор; 2 — золотник; 3 — манометр; 4 — теплообменник; 5 — кран; 6 — предохранительный клапан; 7 — подпиточный насос; 8 — фильтр; 9 — бак

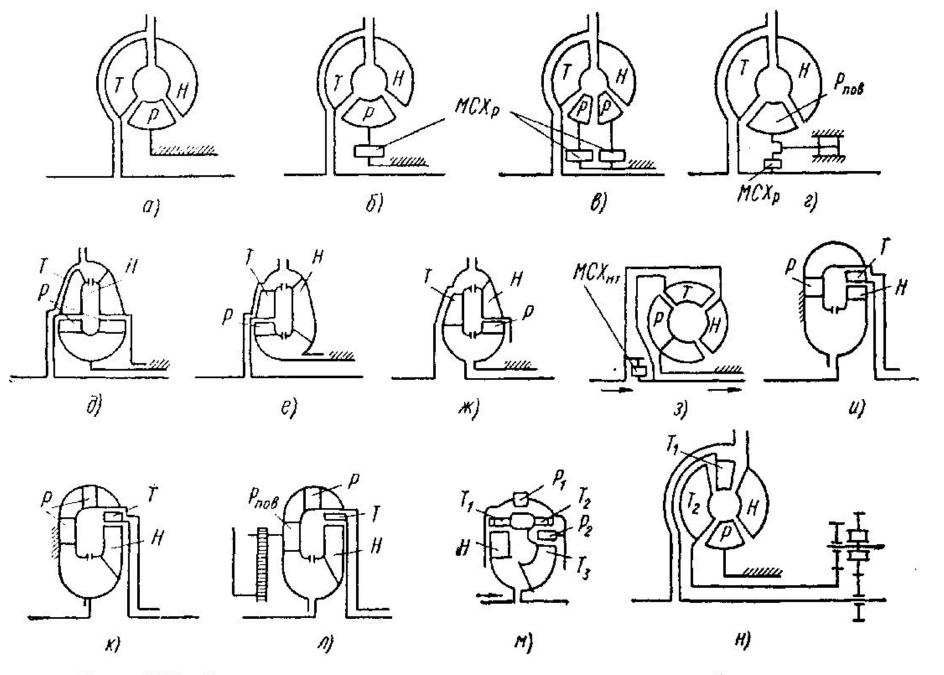


Рис. 147. Схемы расположения колес в гидротрансформаторах строительных и дорожных машин