

Регулирование гидромуфт

Под регулированием гидромуфт следует понимать управляемое изменение скорости выходного вала или его крутящего момента.

Известны следующие **способы регулирования** гидромуфт:

- 1) изменением **частоты вращения вала** двигателя;
- 2) изменением **количества жидкости в рабочей полости** гидромуфты – **объемное регулирование**;
- 3) изменением **формы проточной части** или рабочей полости гидромуфты – **механическое регулирование**.

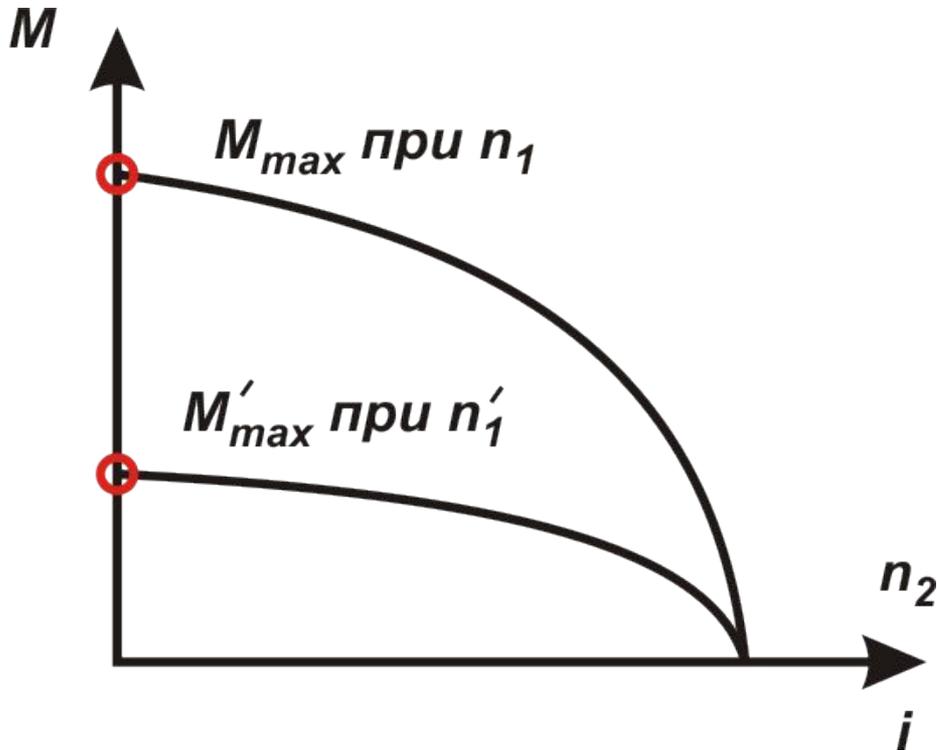
Гидромуфты, которые регулируются только при изменении частоты вращения вала двигателя, называют **нерегулируемыми**.

Гидромуфты, которые регулируются при постоянной частоте вращения вала двигателя, называют **регулируемыми**.

Таким образом, признаком регулируемости гидромуфты является наличие в конструкции управляемого извне устройства регулирования.

Регулирование гидромуфт

Важнейшим теоретическим параметром гидромуфт является коэффициент глубины регулирования K_P .

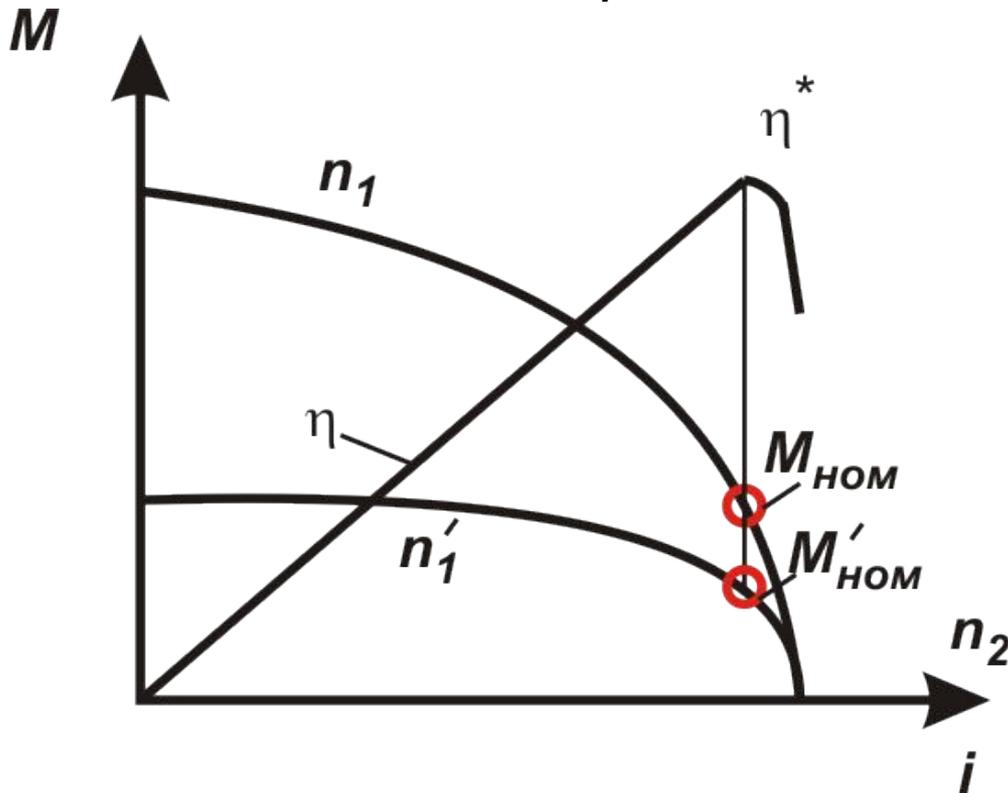


Этот коэффициент представляет собой отношение максимальных моментов на стоповом режиме при разной частоте вращения двигателя:

$$K_P = \frac{M_{MAX}}{M'_{MAX}}$$

Регулирование гидромуфт

Важнейшим теоретическим параметром гидромуфт является коэффициент глубины регулирования K_P .



Фактически же коэффициент глубины регулирования следует определять по формуле:

$$K_{PФ} = \frac{M_{НОМ}}{M'_{НОМ}}$$

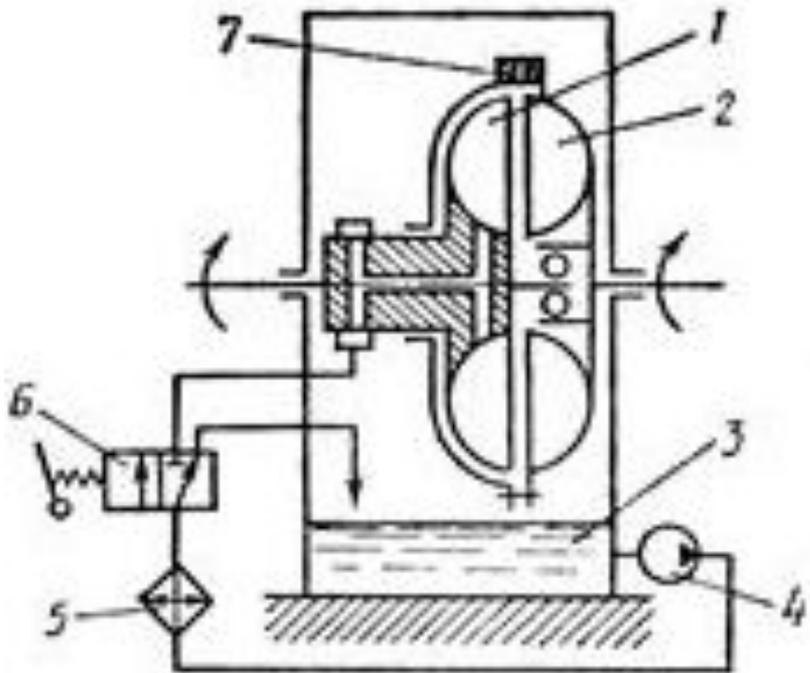
где $M_{НОМ}$ и $M'_{НОМ}$ – номинальные моменты при различной частоте вращения двигателя.

Из внешней характеристики видно, что фактический коэффициент глубины регулирования имеет меньшие значения по сравнению с теоретическим.

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

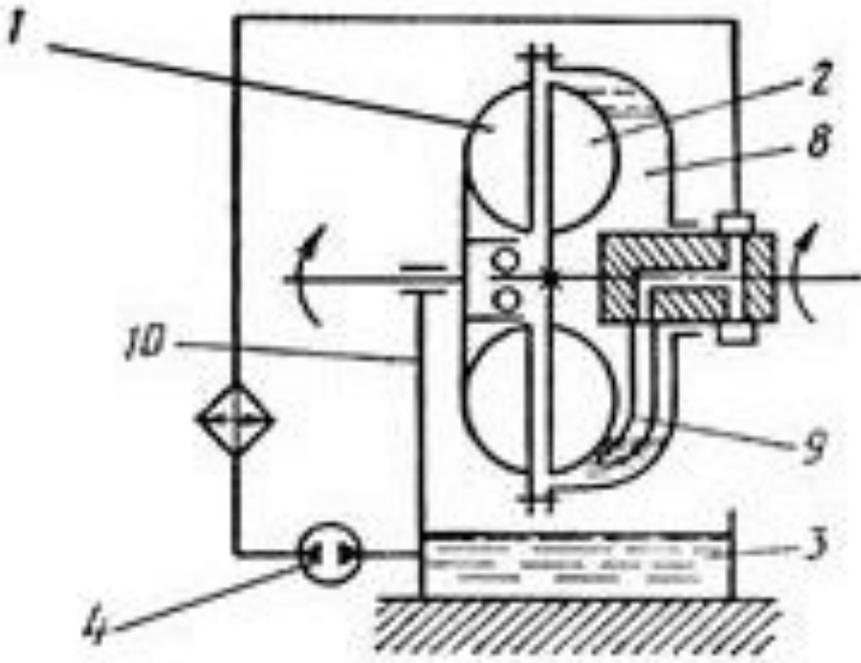
Существует несколько конструктивных разновидностей таких муфт



Гидромуфта, регулируемая насосом состоит из насосного **1** и турбинного **2** колес, расположенных внутри неподвижного масляного резервуара – кожуха **3**. При работе гидромуфта теряет рабочую жидкость, вытекающую из рабочей полости через жиклеры (ниппели) **7** под действием центробежной силы, а необходимый объем рабочей жидкости в полости поддерживается питающим насосом **4**. Насос **4** подает жидкость из масляного резервуара через теплообменник **5** на вход насосного колеса при включенном регулировочном золотнике **6**. Управляя регулировочным золотником, изменяют заполнение рабочей полости гидромуфты. Это приводит к изменению передаваемого гидромуфтой крутящего момента передаточного

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

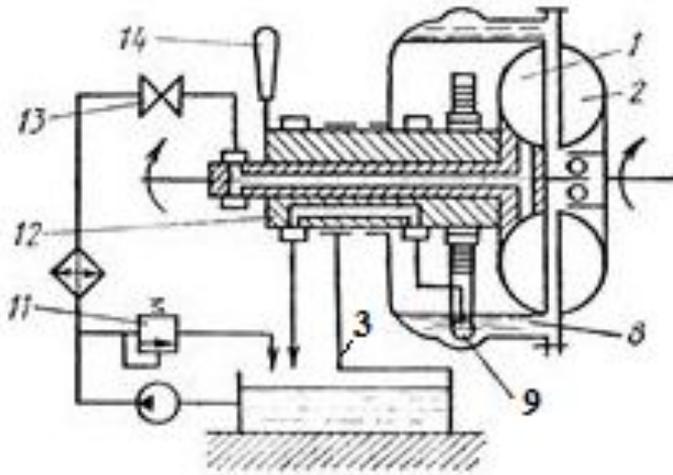


Гидромуфта, регулируемая насосом и неподвижной черпательной трубкой. За счет увеличения кожуха образуется дополнительная камера 8, в которой вращается неподвижно закрепленная на валу турбинного колеса 2 черпательная трубка 9. Дополнительная и рабочая полости муфты работают по принципу сообщающихся сосудов. Внешняя опора 10 является элементом основания – внешнего масляного резервуара 3. Он связан через питающий насос двустороннего действия 4 и теплообменник с дополнительным объемом гидромуфты.

Управление гидромуфтой осуществляется насосом через коллектор.

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.



Гидромуфта, регулируемая насосом и подвижной черпательной трубкой, включает насосное **1** и турбинное **2** рабочие колеса, дополнительный объем **8** образуемый кожухом, подвижную относительно вала коллектора **12** черпательную трубку **9**, внешний масляный резервуар-основание **3** с внешней опорой. Дополнительная и рабочая полости муфты являются сообщающимися сосудами.

Отвод жидкости из рабочей полости осуществляется под действием напора в дополнительном объеме через черпательную трубку. При этом чем больше заглублена трубка, тем интенсивнее отводится рабочая жидкость. Заглубление черпательной трубки регулируется поворотом зубчатого сектора коллектора рукояткой управления **14**. Отводимая рабочая жидкость сливается во внешний резервуар. Подача рабочей жидкости в гидромуфту осуществляется питающим насосом из внешнего резервуара через теплообменник, коллектор на валу насосного колеса и далее по каналам вала до входа в насосное колесо. Закрытием вентиля **13** прекращается подача жидкости в гидромуфту и рабочая жидкость от насоса сливается во внешний резервуар через перепускной клапан **11**.

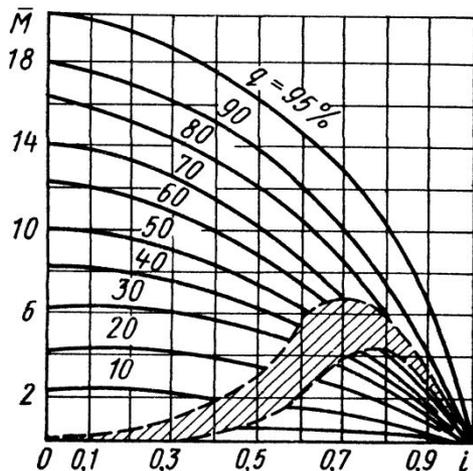
Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Принцип регулирования в гидромуфтах переменного наполнения основан на изменении величины расхода циркулирующей жидкости Q . А так как передаваемый крутящий момент пропорционален Q :

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r_{T2}) ,$$
$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uH2} r_{H2})$$

то при изменении количества жидкости, циркулирующей в межлопаточном пространстве гидромуфты, меняется величина этого момента.

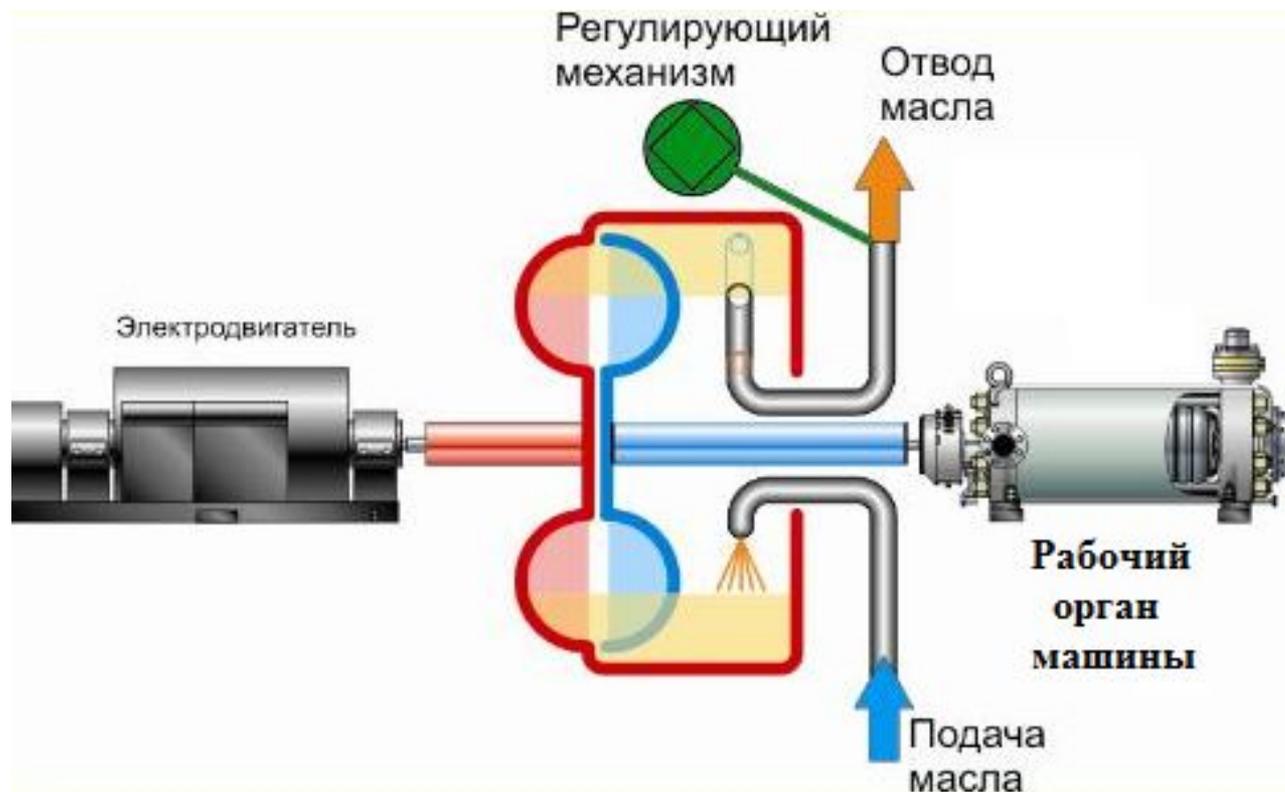


Характеристика гидромуфты переменного наполнения представляет собой множество линий $M = f(i)$, каждая из которых соответствует определенной степени заполнения муфты.

Относительная характеристика гидромуфты

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

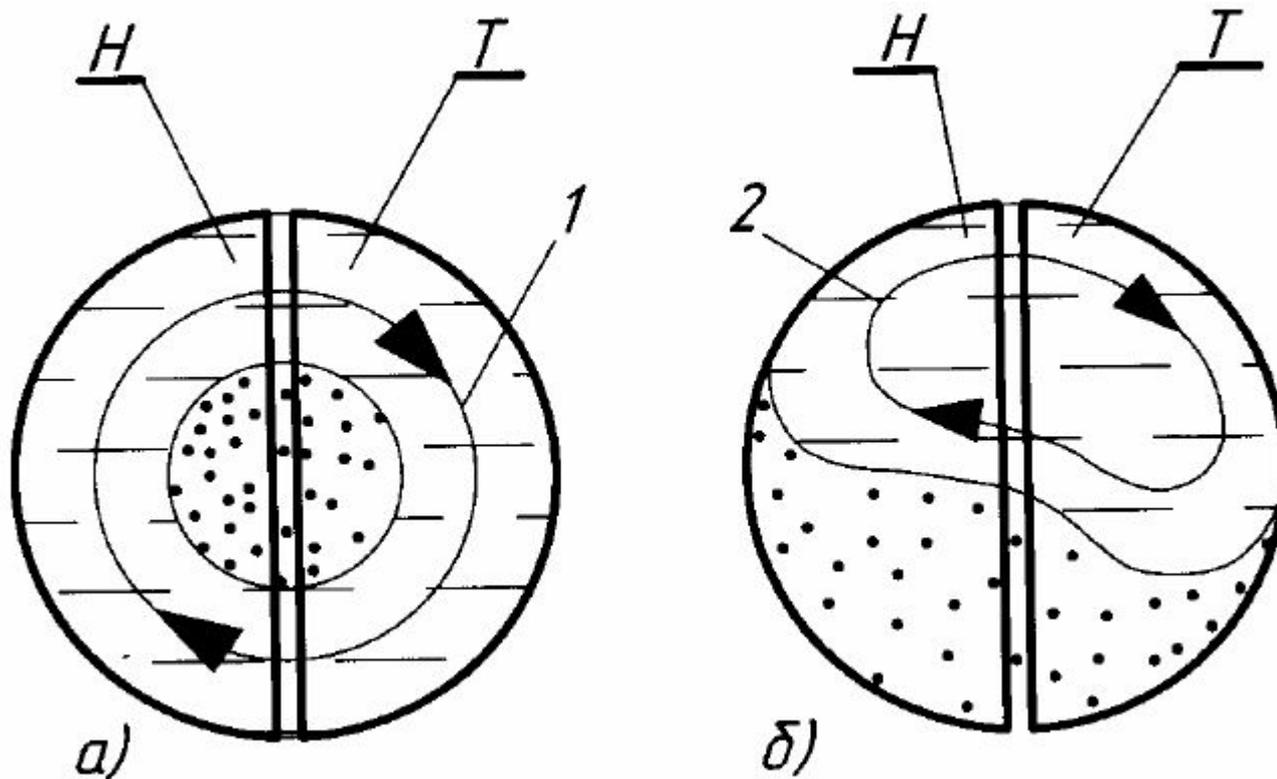


Изменение момента происходит за счет изменения расхода и радиусов входа и выхода жидкости на лопасти. Однако при эксплуатации частично заполненных гидромуфт было обнаружено, что при определенной нагрузке начиналась неустойчивая работа, возникали колебания, и вся установка попадала в резонанс. Это явление оказалось тесно связанным с процессом объемного регулирования.

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

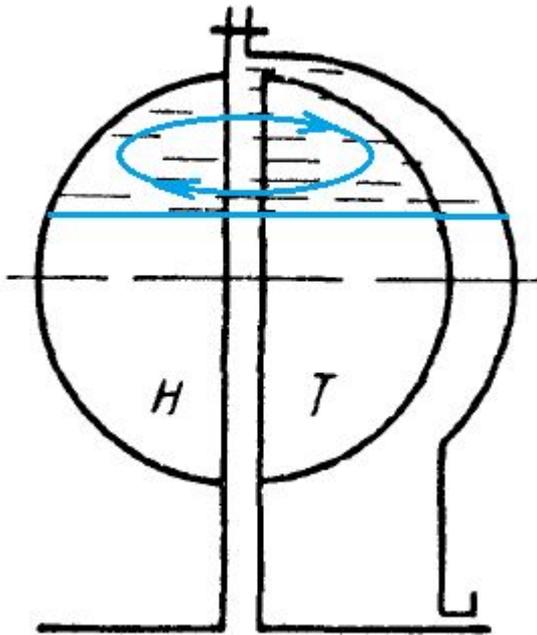
При использовании гидромуфт необходимо учитывать, что у них возможны два круга циркуляции жидкости. Так, если заполнение значительно (близко к 100%), то жидкость циркулирует по контуру, изображенному на рис. а. При малом заполнении гидромуфты циркуляция осуществляется по схеме на рис. б.



Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



При холостом ходе ($n_1 = n_2$) жидкость в рабочей полости располагается на одном уровне.

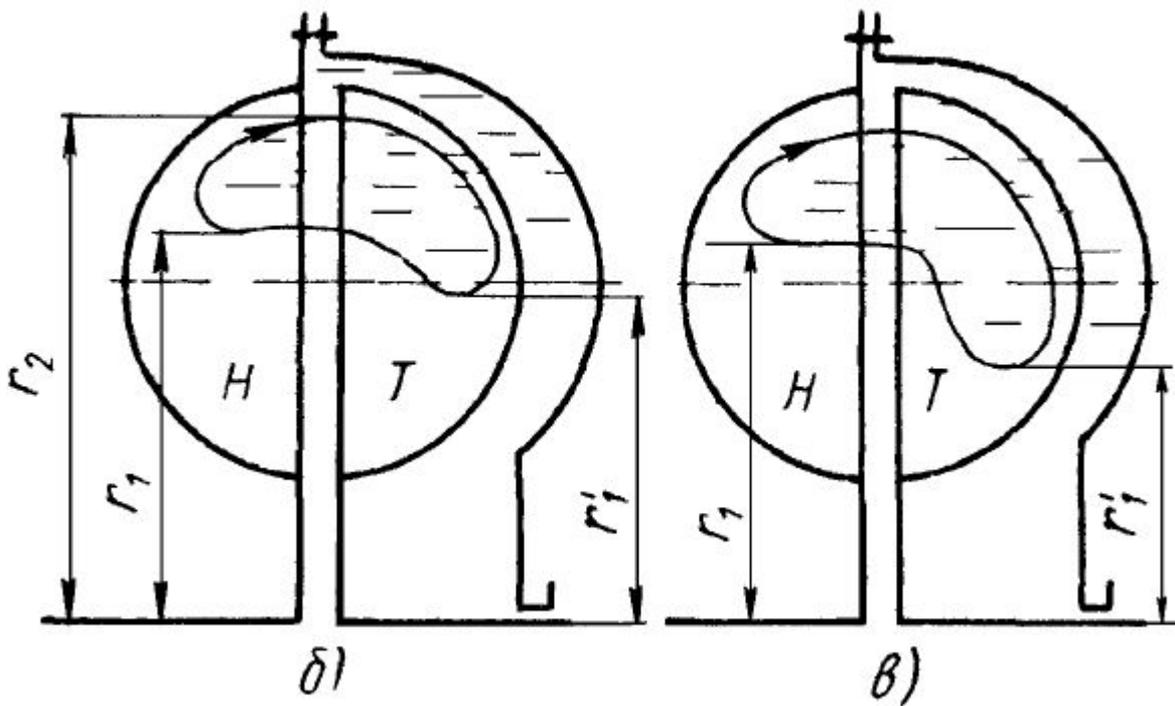
Реализуется малый контур движения потока

Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ($q=50\%$) при $s = 0$

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



С увеличением скольжения до номинального и затем более номинального ($s = 5 \div 10\%$) траектория движения частиц жидкости изменяется, и частицы приближаются на стороне турбины к оси вращения гидромуфты. Радиусы r_1 и r_2 соответствуют положению средней струйки на номинальном режиме работы (см. рис. б).

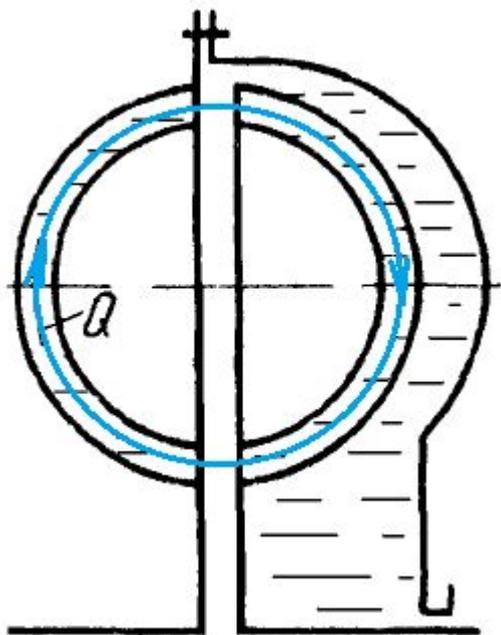
Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ($q=50\%$) при $s = 5 \dots 10\%$ (б) и при $s = 30 \dots 35\%$ (в)

Реализуется малый контур движения потока

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



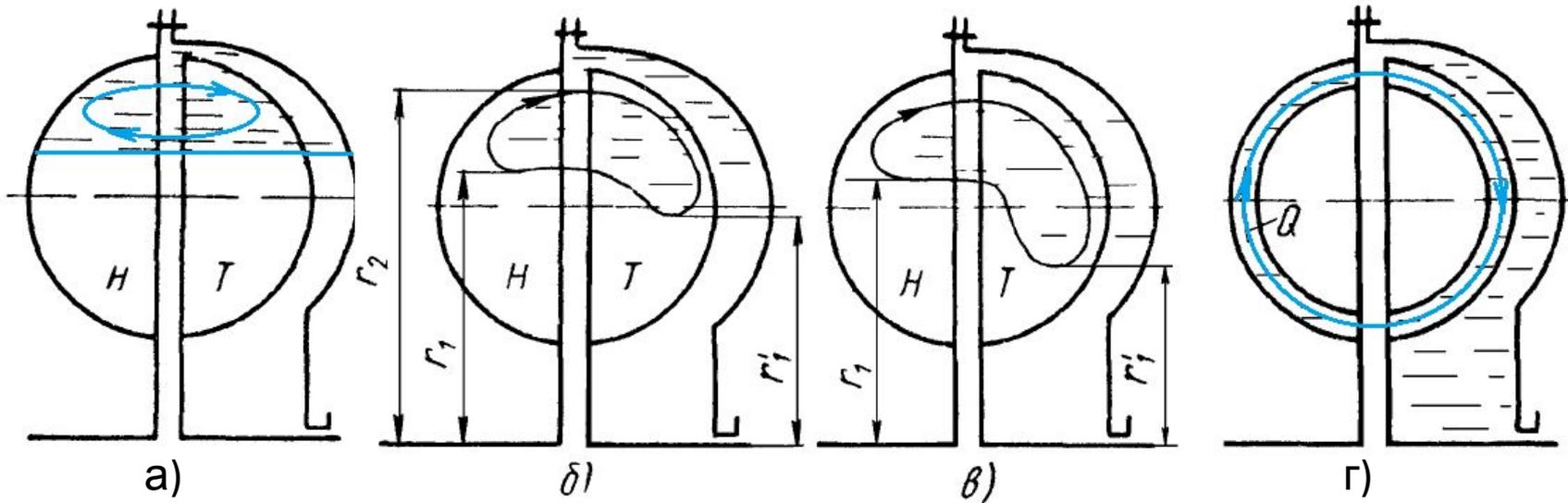
При скольжениях $s > 40\div 45\%$ происходит скачкообразная перестройка потока с резким возрастанием крутящего момента.

Реализуется большой контур движения потока

Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ($q=50\%$) при $s > 45\%$

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.



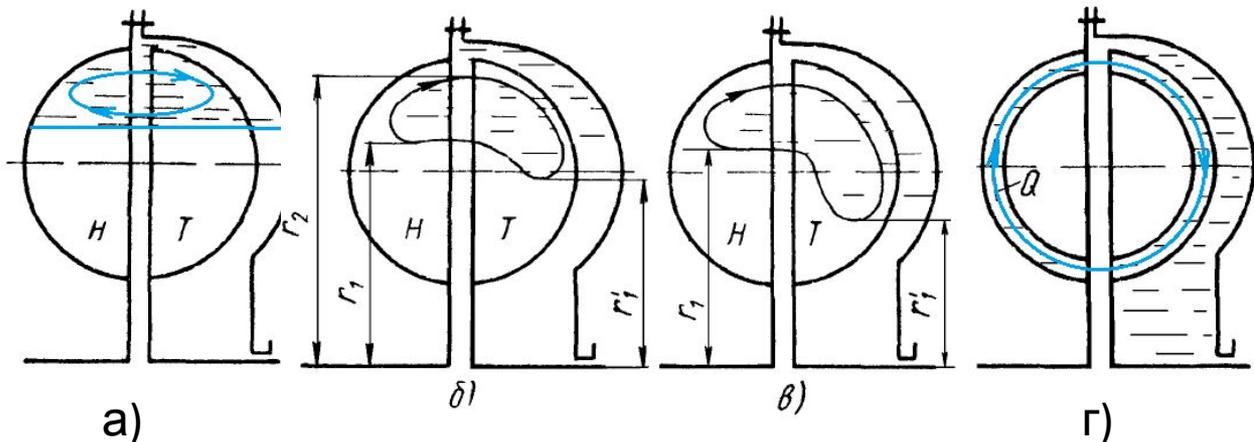
Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ($q=50\%$) при $s = 0\%$ (а), $s = 5\dots 10\%$ (б), $s = 30\dots 35\%$ (в), $s > 45\%$ (г)

Неустойчивый режим работы муфты связан с переходом с малого контура движения потока на большой. Переход происходит скачкообразно, сопровождаясь изменением момента. При этом резко возрастает момент, поскольку радиус r_1 входа жидкости в насос уменьшается:

$$M_H = \rho Q_H (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1)$$

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.



Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ($q=50\%$) при $s = 0\%$ (а), $s = 5...10\%$ (б), $s = 30...35\%$ (в), $s > 45\%$ (г)

$$M_H = \rho Q_H (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1)$$

$$r_1 \downarrow \Rightarrow M_H \uparrow$$

Согласно законам подобия для лопастных машин.

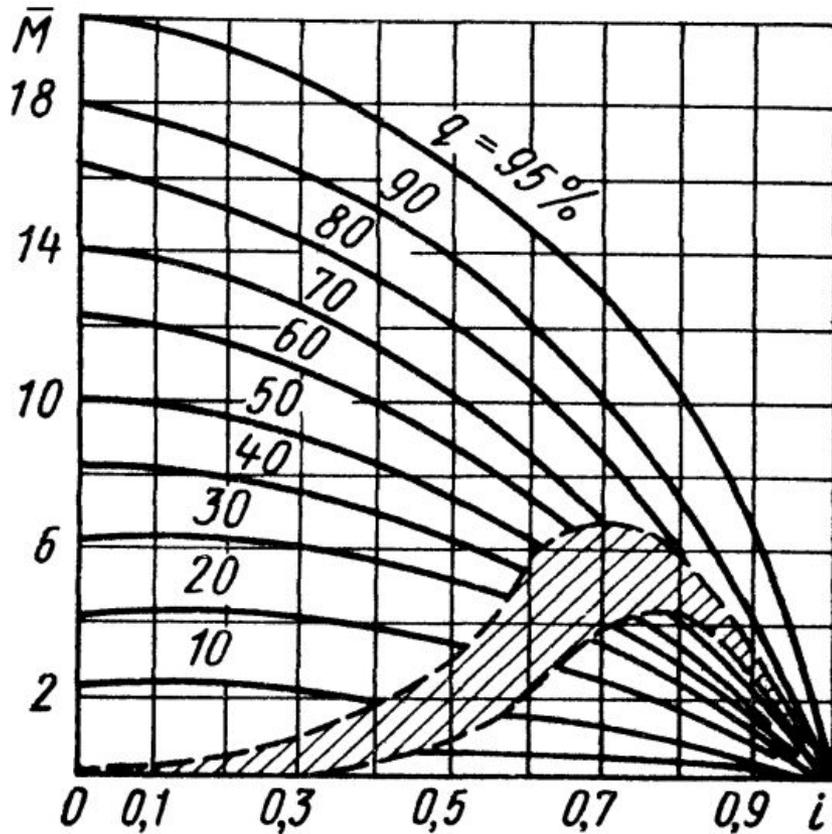
$$M = \lambda \rho \omega^2 D^5$$

где λ - коэффициент гидравлического момента

Поэтому увеличение момента вызывает увеличение числа оборотов на турбинном колесе, что в свою очередь увеличивает центробежные силы и жидкость переходит на малый контур циркуляции. При этом момент уменьшается, уменьшаются центробежные силы, что приводит к переходу движения жидкости по большому контурному циклу. Эти колебания момента и частоты вращения турбины незатухающие, в результате чего работа гидромуфты неустойчивая.

Объемное регулирование гидромффт.

Работа гидромффт с частичным заполнением.



Зона неустойчивой работы выделена штриховкой

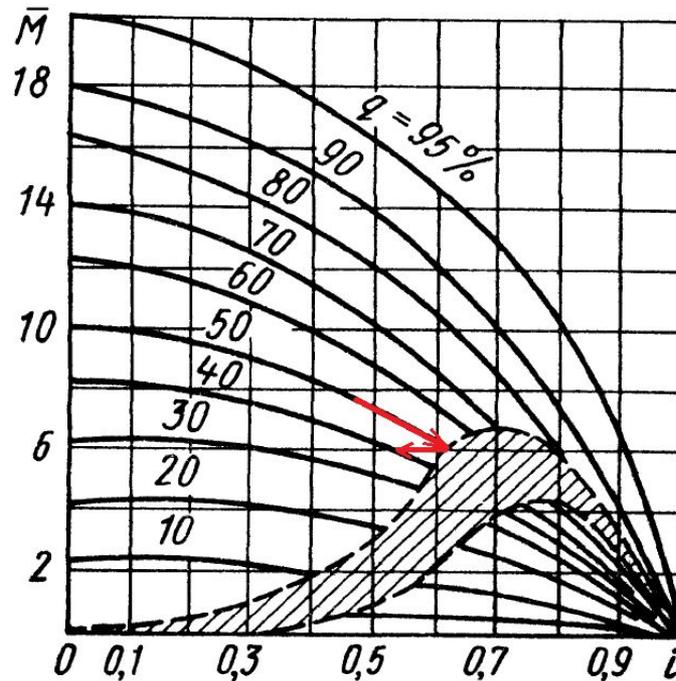
Относительная характеристика гидромффты с областью переходных процессов

Объемное регулирование гидромумфт.

Работа гидромумфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромумфты используют следующие мероприятия:

- 1) сбрасывают часть жидкости, т.е уменьшают q



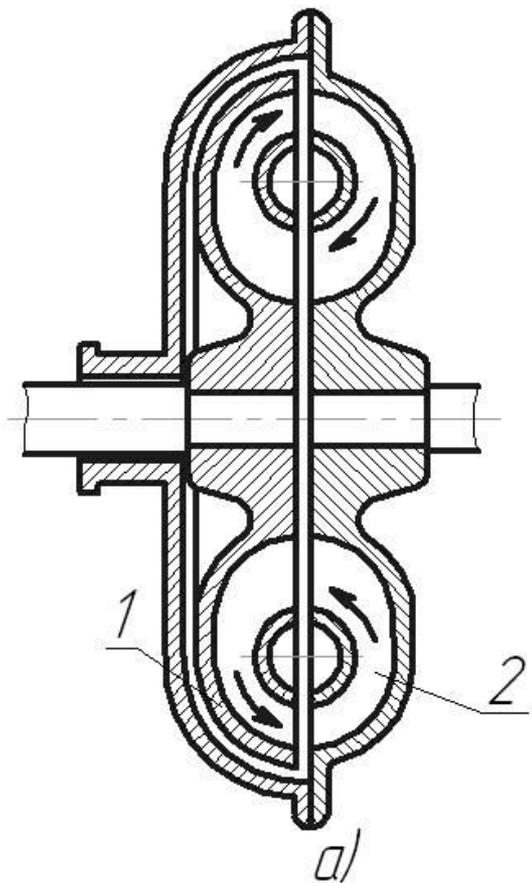
Относительная характеристика гидромумфты с областью переходных процессов

Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромуфты используют следующие мероприятия:

- 2) применяют установку внутреннего тора



Объемное регулирование гидромуфт.

Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромуфты используют следующие мероприятия:

3) устанавливают

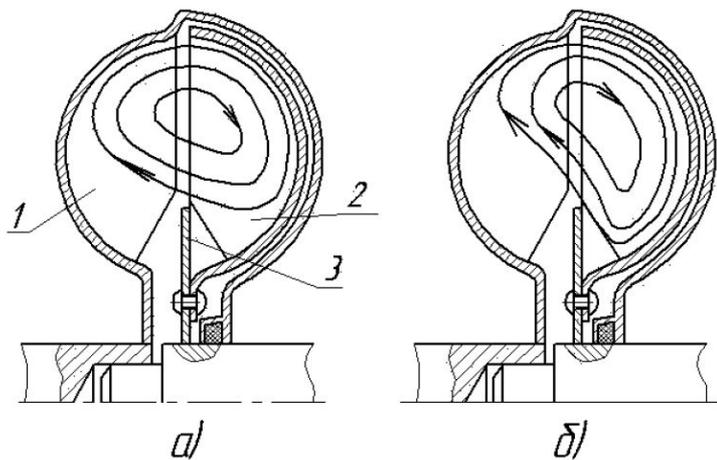


Схема циркуляции жидкости в гидромуфте с порогом:

а– малое скольжение ;

б- большое скольжение.

Переход потока с одного на другой контур циркуляции происходит скачкообразно и сопровождается резким изменением момента и неустойчивой работой гидромуфты.

При этом, муфта работает устойчиво при обеих формах движения жидкости, но в зоне перехода от одной формы к другой теряет устойчивость.

Дроссельный диск (порог) 3 устанавливается на турбинном колесе 2. При заполнении жидкостью гидромуфты меньше, чем на 50%, возможны две формы потока в проточной части:

- малый контурный цикл (рисунок а, при малом скольжении, $i > 0.5$);

- большой контурный цикл (рисунок б, при большом скольжении, $i < 0.5$).

С уменьшением скорости вращения турбинного колеса (при увеличении нагрузки) движение жидкости переходит на большой контурный цикл.

Механическое регулирование гидромуфт.

Помимо гидромуфт с переменным наполнением, применяются механически регулируемые гидромуфты постоянного наполнения.

Создание подобных гидромуфт обусловлено стремлением повысить их быстродействие. Рассмотрим некоторые принципиальные конструктивные схемы.

Гидромуфта с шибберным

регулированием

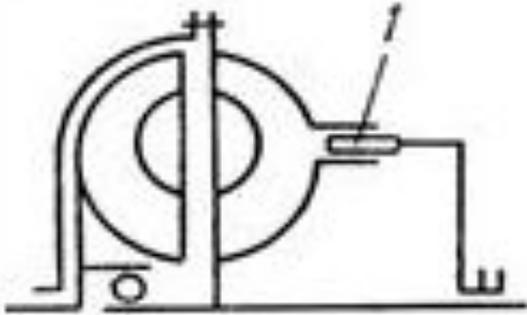
Шиббер играет роль регулирующего органа и представляет собой кольцеобразную заслонку, расположенную в нише турбинного колеса. При движении шибберного кольца в проточную полость уменьшается площадь проходного сечения каналов турбины, поток рабочей жидкости завихряется, и несколько снижается передаваемый гидромуфтой

момент

Недостаток: При полностью вдвинутом шиббере (канал турбины перекрыт полностью) крутящий момент $M_{ост}$ нагружающий двигатель при полностью остановленной турбине, в несколько раз превосходит $M_{ном}$.

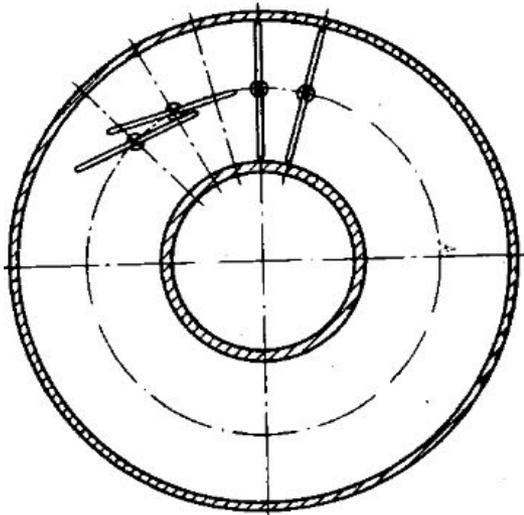
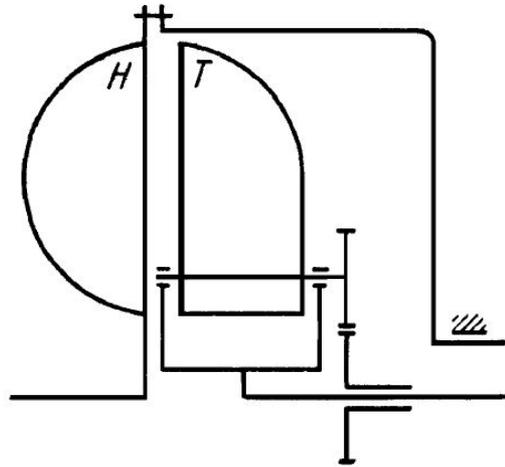
Большой остаточный момент можно объяснить образованием кольцевых вихрей, которые создают обмен энергиями между колесами, и как результат, передачу крутящего момента.

Преимущество: плавное изменение передаваемого приводом момента в небольшом диапазоне.



Механическое регулирование гидромуфт.

Гидромуфта со складывающимися лопатками



В такой гидромуфте лопатки турбины поворачиваются относительно оси, параллельной оси муфты. Складывающиеся лопатки выполняются на турбине для того, чтобы жидкость при выключенном состоянии гидромуфты образовывала кольцо на периферии и освобождала центральную часть, где находится ведомый вал со сложенными лопатками. Величина остаточного крутящего момента обуславливается только трением в подшипниках и в механизме поворота лопаток. Эта гидромуфта обеспечивает более чистое выключение, чем гидромуфты с объемным регулированием, так как остаточный момент в подобной гидромуфте составляет $0,02 \div 0,005 M_{НОМ}$.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидротрансформатор (ГДТ) называется гидродинамическая передача, преобразующая передаваемый крутящий момент.

Классификация гидротрансформаторов

По возможности работы на режимах с передаточным отношением, большим единицы:

Гидротрансформатор (ГДТ), у которого на расчетном режиме частота вращения выходного звена больше частоты вращения входного звена, называется гидротрансформатором-мультипликатором.

По возможности изменения направления вращения выходного звена:

- реверсирующий;
- реверсируемый.

Гидротрансформатор (ГДТ), позволяющий осуществлять **реверс выходного звена без реверса входного звена**, называется **реверсирующим**, а гидротрансформатор, позволяющий осуществлять **реверс выходного звена с реверсом входного звена**, называется **реверсируемым**.



Классификация гидротрансформаторов

По возможности жесткого соединения насосного и турбинного колес:

- блокируемый;
- без механизма блокировки.



Недостатком гидropередачи является рассогласование частот вращения насосного и турбинного колес, так называемое - *скольжение гидropередачи*, имеющее место при любом режиме работы трансмиссии. Минимальная величина скольжения составляет примерно 3% и приводит к снижению КПД гидropередачи. Так как, при движении автомобиля с постоянной скоростью наличие гидротрансформатора в трансмиссии не является необходимым, как это требуется на режимах разгона и торможения, в современных коробках применяют механизм блокировки гидротрансформатора.

Впервые блокировку гидротрансформатора стала использовать фирма «Chrysler» в 1978 году.

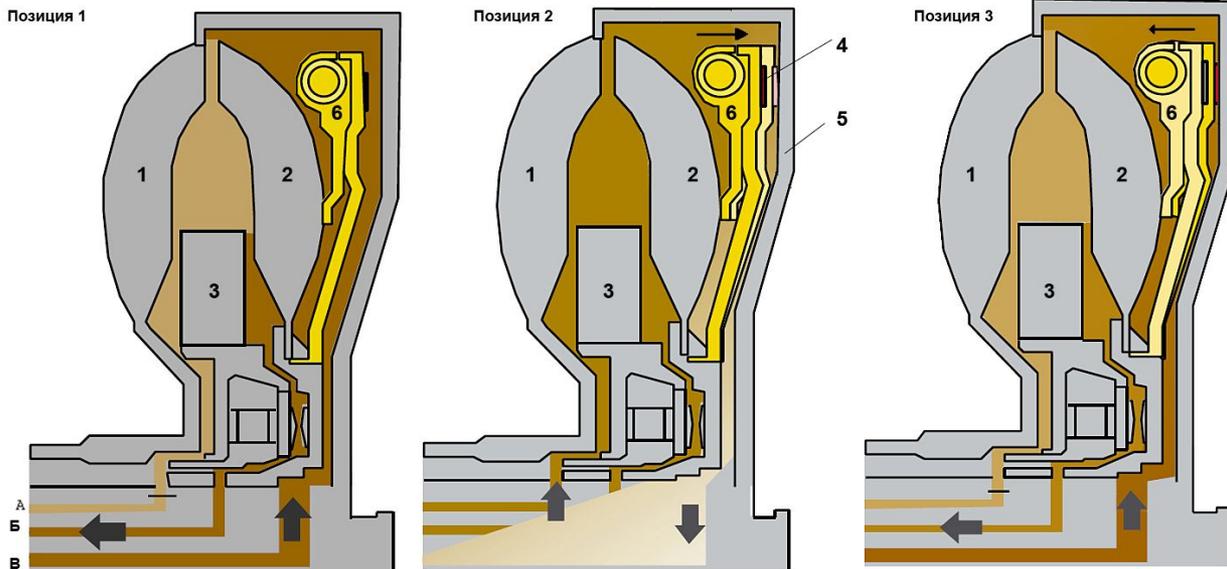
Для блокировки гидротрансформатора чаще всего используется **блокировочная муфта**, которая позволяет жёстко соединить между собой насосное и турбинное колесо. Это приводит к тому, что гидротрансформатор выключается из силового потока, а двигатель напрямую соединяется с ведущим валом коробки передач.

Классификация гидротрансформаторов

По возможности жесткого соединения насосного и турбинного колес:

- блокируемый;
- без механизма блокировки.

Принцип действия муфты блокировки гидротрансформатора



- 1 – насосное колесо;
- 2 – турбинное колесо;
- 3 – реакторное колесо;
- 4 – фрикционные накладки муфты;
- 5 – корпус гидротрансформатора;
- 6 – блокировочная муфта.

Муфта блокировки разомкнута. Масло по каналу «В» подается в полость перед муфтой и отжимает ее от корпуса. Канал «А» перекрыт.

Муфта блокировки замыкается. Масло по каналу «А» подается в полость за муфтой. Давление начинает действовать на другую сторону муфты.

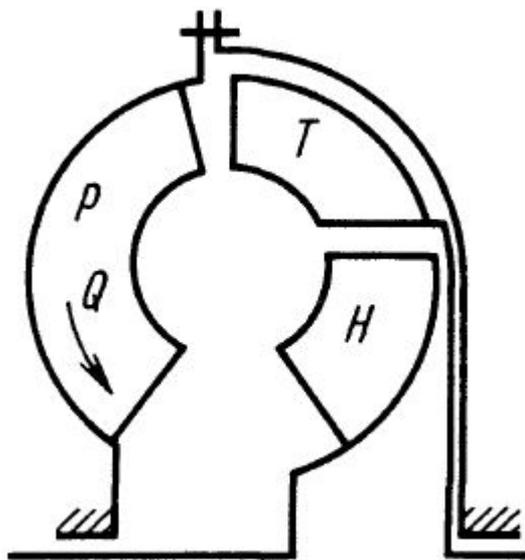
Муфта блокировки размыкается.

Классификация гидротрансформаторов

По числу ступеней:

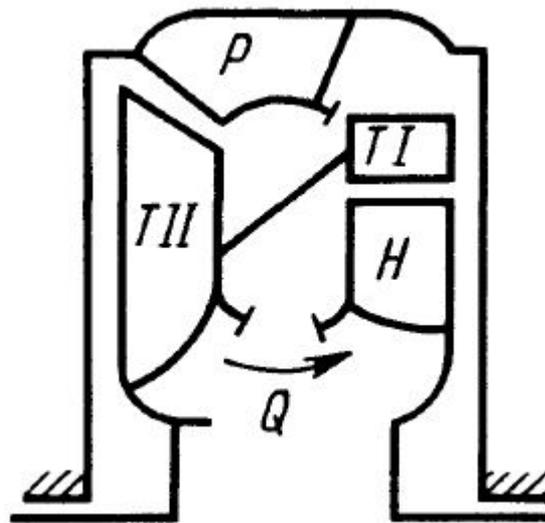
- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

По числу турбинных колес ГДТ разделяют на одноступенчатые (с одноступенчатым турбинным колесом) и многоступенчатые (с многоступенчатым турбинным колесом).



Одноступенчатый гидротрансформато

р



Многоступенчатый гидротрансформато

р

Классификация гидротрансформаторов

По числу насосных колес:

- однонасосный гидротрансформатор (с одним насосным колесом);
- двухнасосный гидротрансформатор (с двумя насосными колесами);
- m -насосный гидротрансформатор (с m насосными колесами).

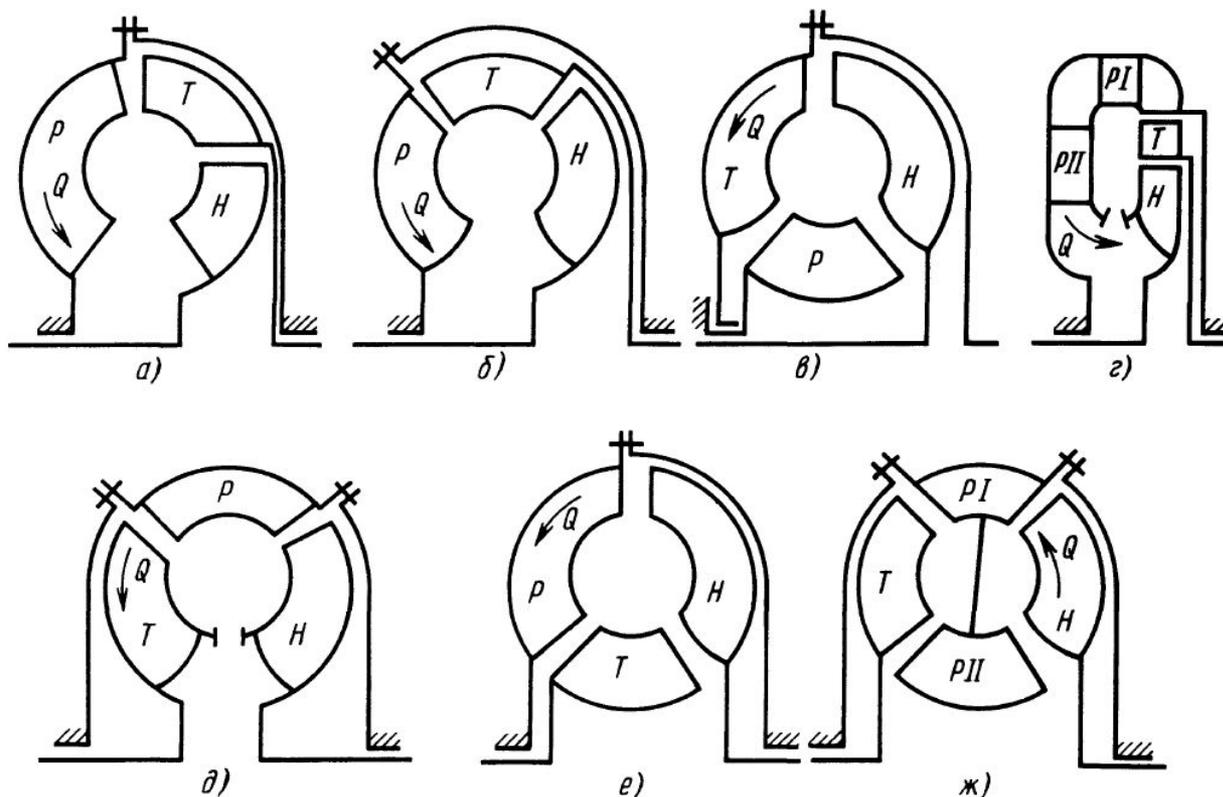
По числу турбинных колес:

- однетурбинный гидротрансформатор (с одним турбинным колесом);
- двухтурбинный гидротрансформатор (с двумя турбинными колесами);
- n -турбинный гидротрансформатор (с n турбинными колесами).

По числу реакторных колес:

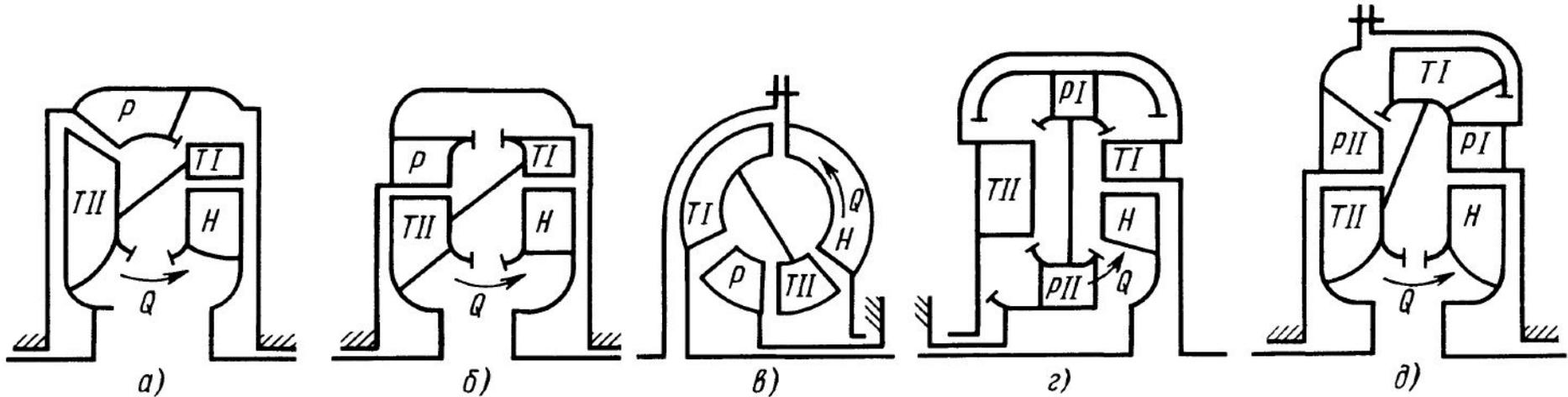
- однореакторный гидротрансформатор (с одним реакторным колесом);
- двухреакторный гидротрансформатор (с двумя реакторными колесами);
- l -реакторный гидротрансформатор (с l реакторными колесами).

Классификация гидротрансформаторов



На рисунке показаны схемы **одноступенчатых** ГДТ с различным расположением лопастных колес в рабочей полости. Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нем потоку рабочей жидкости. При этом необходимо помнить, что рабочая жидкость, в основном, перемещается от центробежного насосного колеса к турбинному и далее. Поэтому, например, гидротрансформаторы, показанные на рис. а и г, имеют центробежное турбинное колесо, на рис. б, е – осевое, а на рис. в, д и ж – центростремительное.

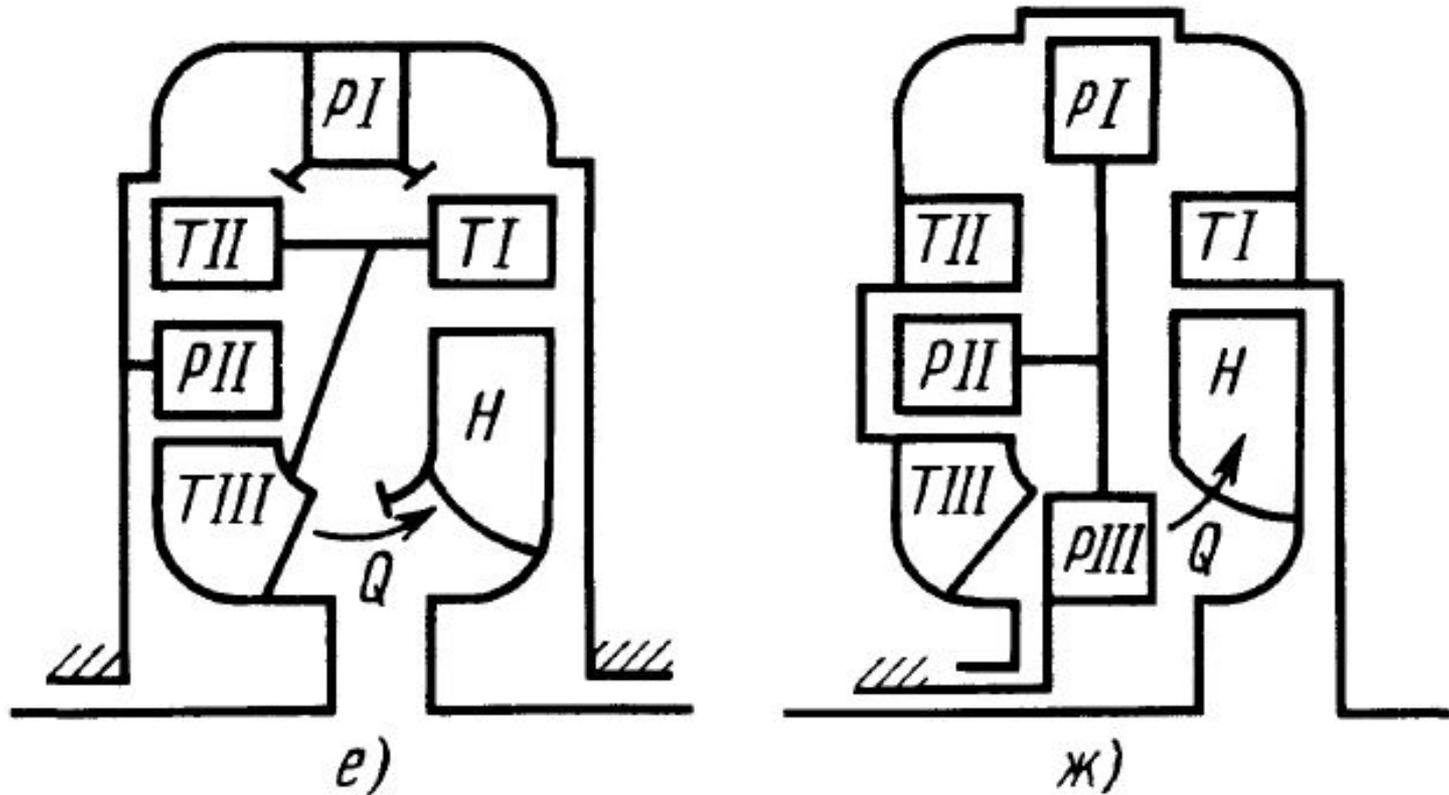
Классификация гидротрансформаторов



Двухступенчатые ГДТ состоят из одного насосного колеса, двухступенчатой турбины при одном или двух реакторах.

Классификация гидротрансформаторов

Трехступенчатые ГДТ состоят из одного насосного колеса, трехступенчатой турбины и двух-трех реакторов.



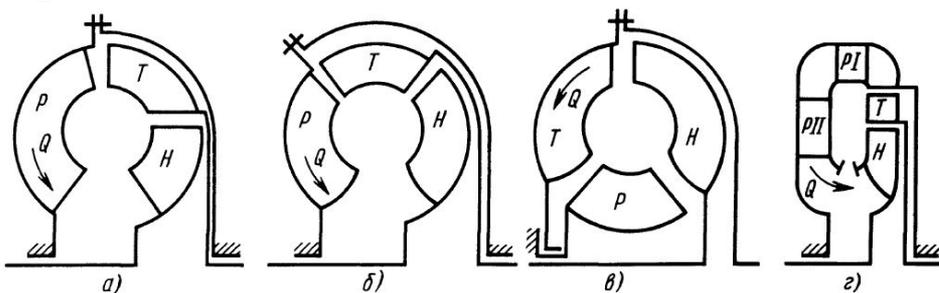
Гидротрансформаторы с большим числом ступеней турбинного колеса, как правило, не изготавливают.

Классификация гидротрансформаторов

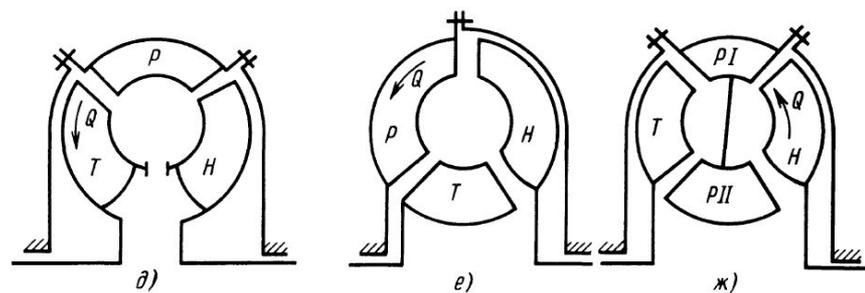
По направлению вращения выходного звена:

- прямого хода;
- обратного хода.

Гидротрансформатор (ГДТ), у которого на тяговых режимах работы входное и выходное звенья вращаются **в одном направлении**, называется гидротрансформатором **прямого хода**, а гидротрансформатор, у которого на тяговых режимах работы выходное звено вращается в направлении, **обратном направлению вращения входного звена**, называется гидротрансформатором



Гидротрансформаторы прямого
хода.



Гидротрансформаторы обратного
хода.

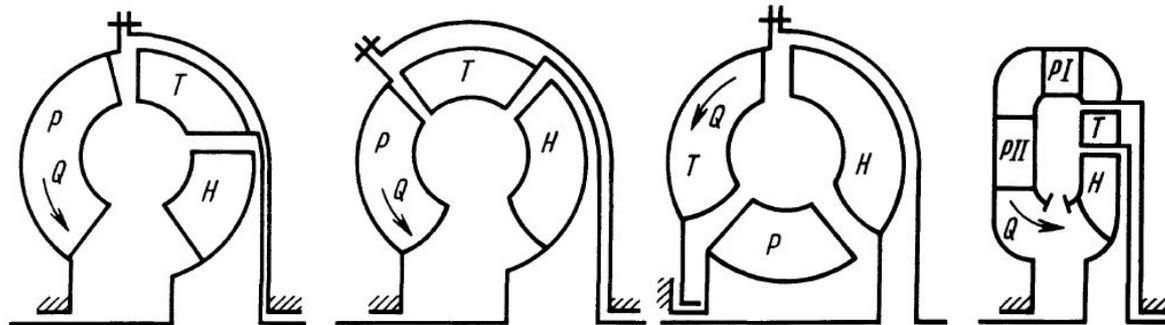
Возможность получения вращения входного и выходного звеньев гидротрансформатора в разные стороны конструктивно обеспечивается установкой реактора после насосного колеса.

В гидротрансформаторе прямого хода за насосным колесом устанавливают турбинное.

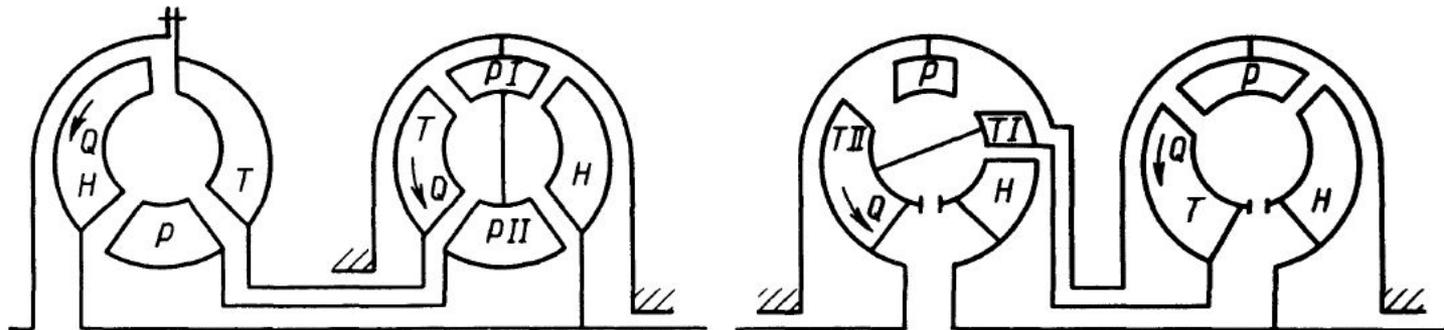
В гидротрансформаторе обратного хода за насосным колесом устанавливают реакторное.

Классификация гидротрансформаторов

Гидротрансформаторы называются **одноциркуляционными** когда все лопастные колеса расположены в одной рабочей полости.

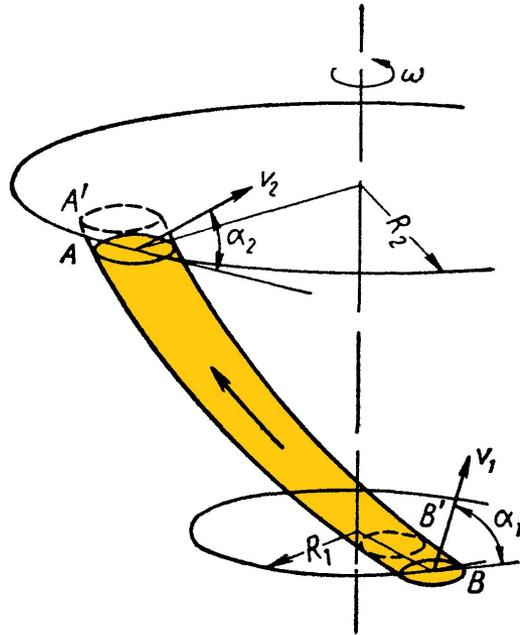


В **многоциркуляционных** гидротрансформаторах лопастные колеса расположены в двух и более рабочих полостях.



Многоциркуляционные гидротрансформаторы служат для обеспечения реверса или для переключения скоростей в трансмиссии с целью получения ее необходимых характеристик, а также для параллельной работы на одного потребителя. Реверс или переключение скоростей осуществляется путем поочередного заполнения и опоражнения рабочих полостей.

Моменты лопастных колес



Гидротрансформаторы

Гидротрансформаторы являются одномерная струйная теория Лоенарда Эйлера, главные положения которой были рассмотрены нами в прошлом семестре. В дополнение к принятым допущениям следует указать, что рабочая полость гидротрансформатора находится под **избыточным давлением**. Повышенное давление гарантирует формирование потока лопастями, что обеспечивает достаточно высокие экономические показатели.

При протекании жидкости через лопастные колеса в результате взаимодействия между потоком и лопастями на колесе создаются моменты, связанные основным уравнением баланса моментов:

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

Откуда

:

$$M_T = M_H + M_P$$

Моменты лопастных колес

гидротрансформатор $M_T = M_H + M_P$

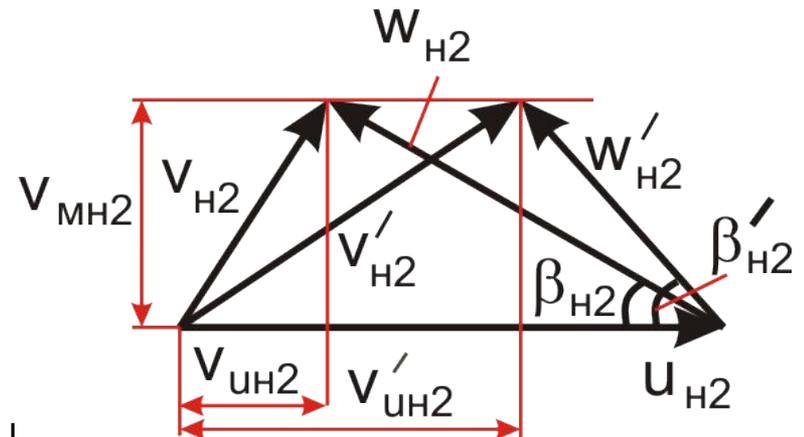
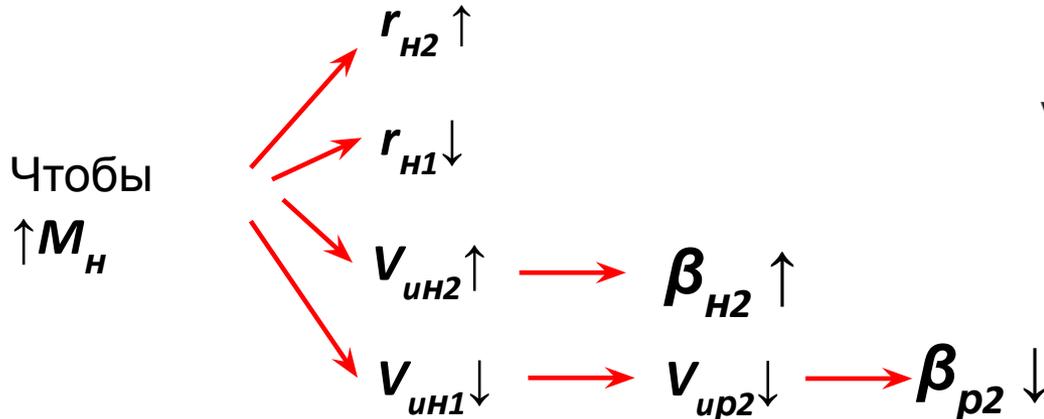
Коэффициент трансформации
гидротрансформатс

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad (15.1)$$

Наличие момента M_P на реакторе обуславливает разницу моментов на насосном и турбинном колесах. При этом момент M_H принимают положительным, если он направлен в сторону вращения выходного 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.

Что влияет на величину момента на

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uH1} r_{H1})$$

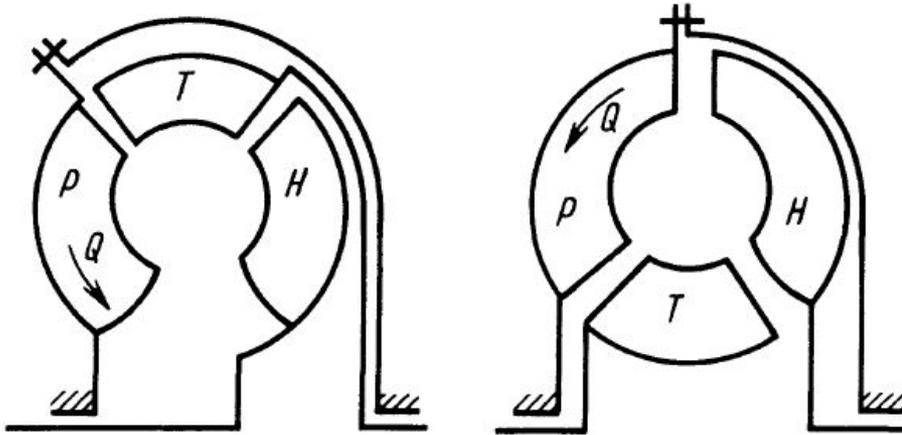


Моменты лопастных колес

гидротрансформаторов

$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uT1} r_{T1})$$

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$



При осевом турбинном колесе $r_{T2} \approx r_{T1}$ и при условии близкого расположения колес в рабочей полости можно считать, что $r_{T2} = r_{T1} = r_{H2}$. У турбинного колеса поток на входе всегда направлен по направлению вращения насосного колеса \Rightarrow параметры потока на входе в турбину равны параметрам потока на выходе насоса.

При уменьшении скорости v_{uT2} момент M_T также возрастает. Предельно возможное уменьшение скорости v_{uT2} определяется минимально возможным углом β_{T2} , который ограничивается минимально допустимым коэффициентом ψ_{T2} стеснения потока.

Чтобы

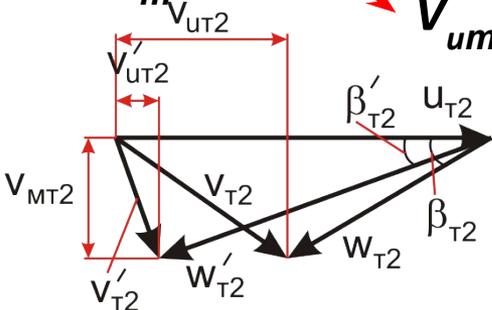
$$v_{um1} \uparrow = v_{un2} \uparrow$$

$\uparrow M$

$$v_{um2} \downarrow$$

$$\beta_{m2} \downarrow$$

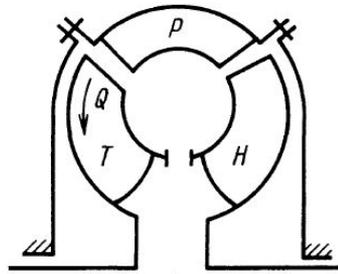
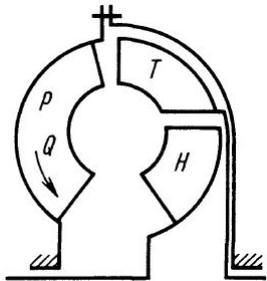
$$M_T$$



Моменты лопастных колес гидротрансформаторов

$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uT1} r_{T1})$$

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$

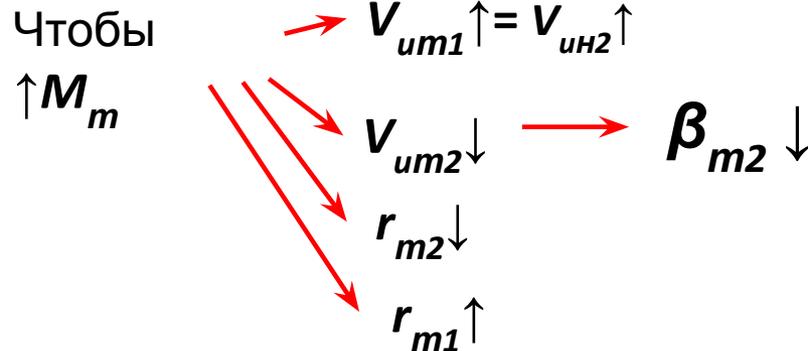


Центробежное турбинное колесо,
 $r_{H2}/r_{T2} < 1$

Центростремительное турбинное колесо,
 $r_{H2}/r_{T2} > 1$

При центробежном и центростремительном турбинных колесах изменение угла β_{T2} будет приводить к более интенсивному изменению скорости v_{uT2} и момента M_T (по сравнению с осевой турбиной) из-за влияния отношения радиусов r_{H2}/r_{T2} . Так, при одинаковых углах β_{T2} и при прочих равных условиях момент M_T на центробежном турбинном колесе будет больше, чем на центростремительном, для которого $r_{H2}/r_{T2} > 1$.

Для центробежного турбинного колеса можно допустить меньшее значение угла β_{T2} , так как стеснение потока лопастями для него оказывает меньшее влияние на рабочий процесс, чем при осевом или



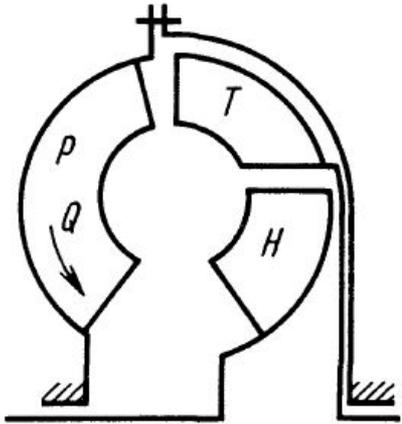
Моменты лопастных колес

гидротрансформаторов

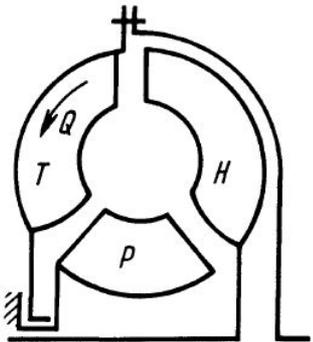
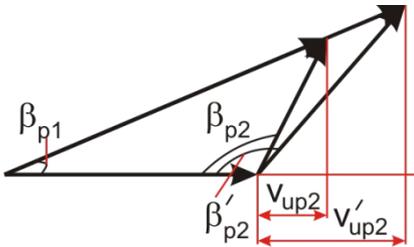
что влияет на величину момента на реакторе

$$M_P = \rho Q_P (v_{uP2} r_{P2} - v_{uP1} r_{P1})$$

Момент на реакторе может быть любого знака – как положительный, так и отрицательный.



Центростремительный реактор



Осевой реактор

$$\frac{Q_s}{Q} = \frac{n_s D_s^3}{n D^3}$$

$$\frac{Q_s}{Q} = \frac{n^2}{n_s^2} \cdot \frac{1}{H_t^{3/2}}$$

Моменты лопастных колес

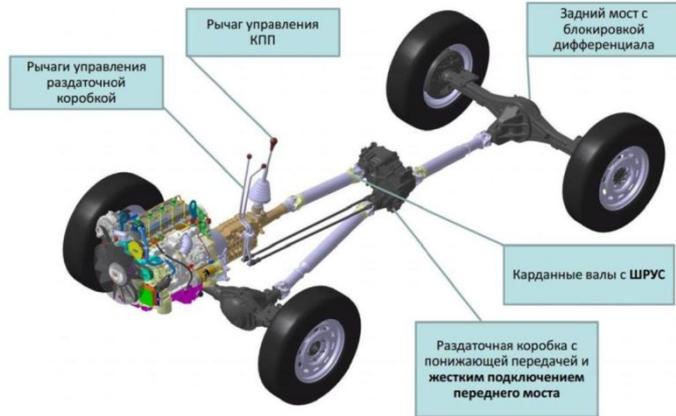
$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad \text{ЮВ} \quad (15.1)$$

Из выражения (15.1) следует, что чем больше момент M_P , тем выше коэффициент трансформации гидротрансформатора. В то же время с ростом коэффициента трансформации, как правило, уменьшается момент M_H из-за увеличения скорости v_{uP2} , равной v_{uH1} :

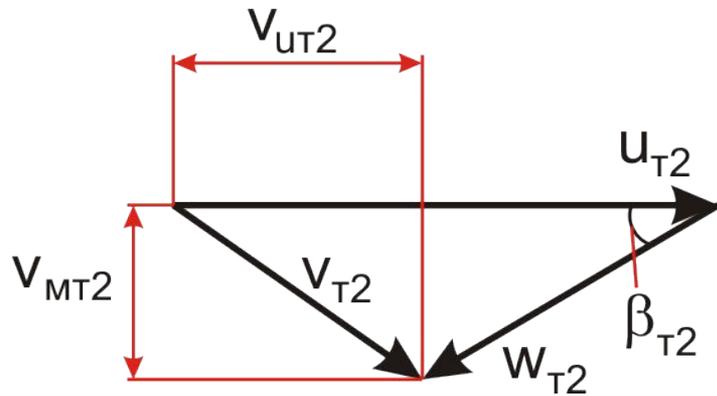
$$M_P = \rho Q_P (v_{uP2} r_{P2} - v_{uP1} r_{P1})$$

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uH1} r_{H1})$$

Автоматичность работы гидротрансформатора



При работе гидротрансформатора в приводе автомобиля непрерывно изменяется скорость его рабочего органа (скорость вращения колес) под действием нагрузки, что приводит к изменению скорости выходного вала гидротрансформатора. При этом, чем больше нагрузка на рабочем органе (выходном валу гидротрансформатора), тем меньше его скорость, и наоборот.



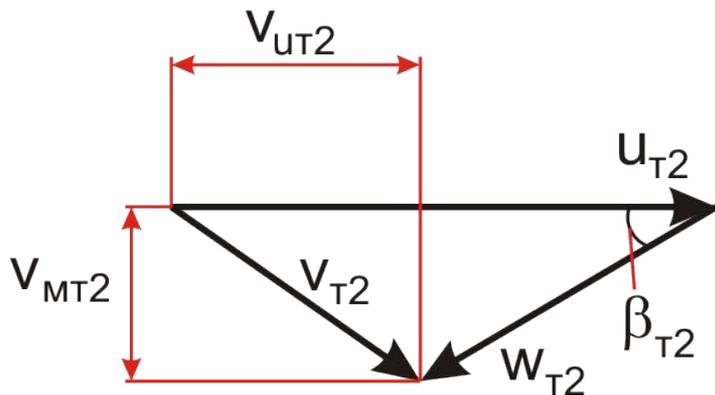
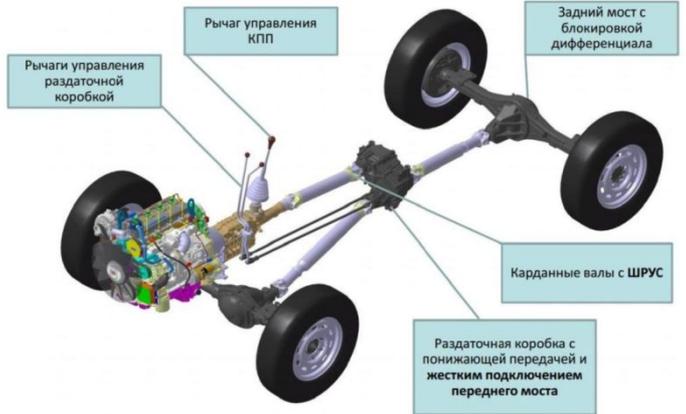
Из треугольника скоростей для турбинного колеса следует, что при изменении скорости u_{T2} изменяется скорость v_{uT2} и, как следствие, момент M_T :

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$

При уменьшении скорости u_{T2} уменьшается скорость v_{uT2} и увеличивается момент M_T , что и требуется по условиям работы привода в машине.

Автоматичность работы

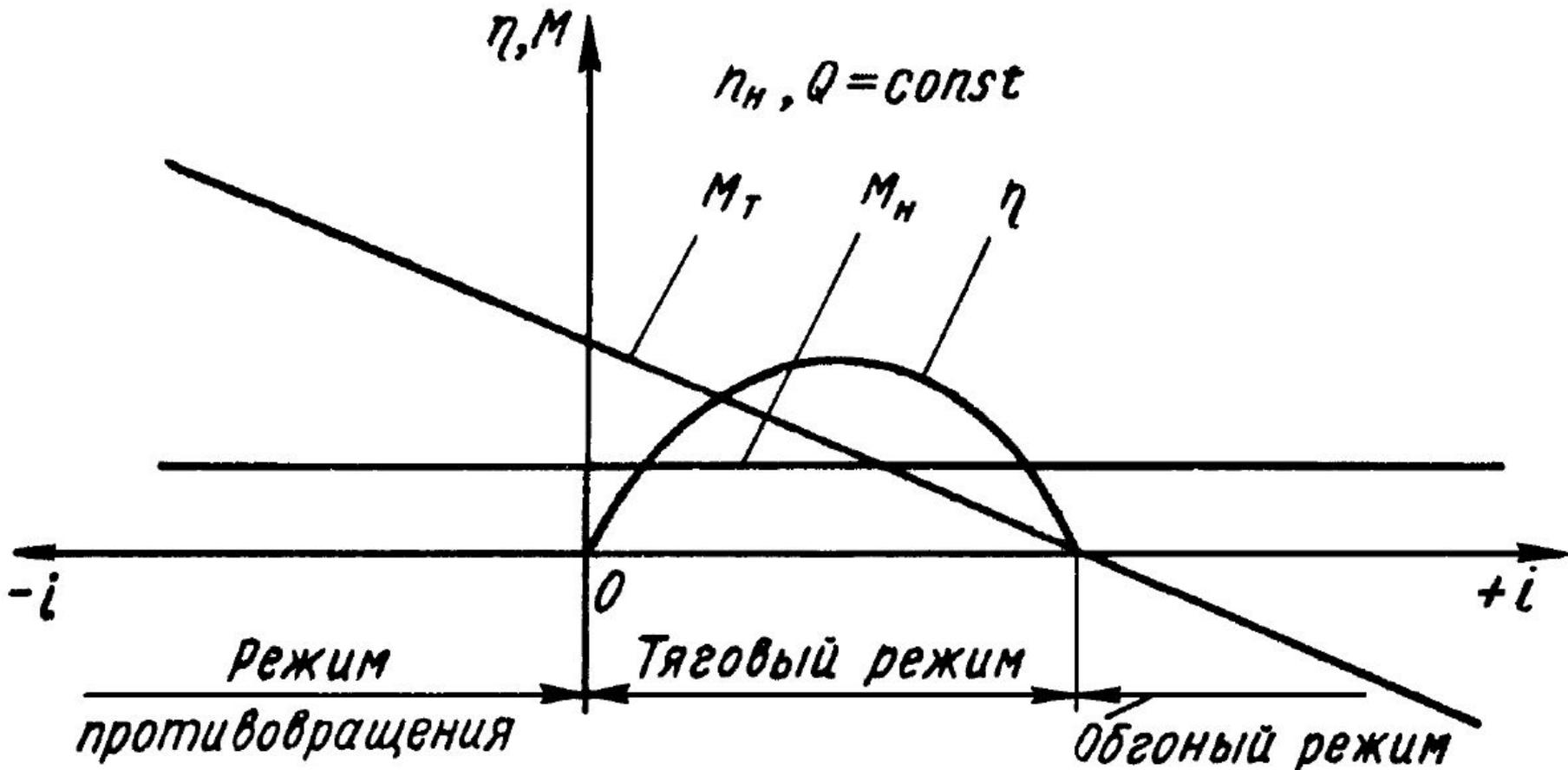
гидротра $M_T = \rho Q_T (V_{uT1} r_{T1} - V_{uT2} r_{T2})$



При уменьшении нагрузки на рабочем органе скорость его возрастает, что приводит к увеличению скорости выходного вала гидротрансформатора и, следовательно, скоростей u_{T2} и v_{uT2} , обуславливающих снижение момента M_T . Таким образом, гидротрансформатор является устройством, автоматически изменяющим момент в соответствии с изменением нагрузки, действующей на его выходной вал со стороны рабочего органа. Способность гидротрансформатора непрерывно изменять момент M_T в зависимости от нагрузки называется **автоматичностью**.

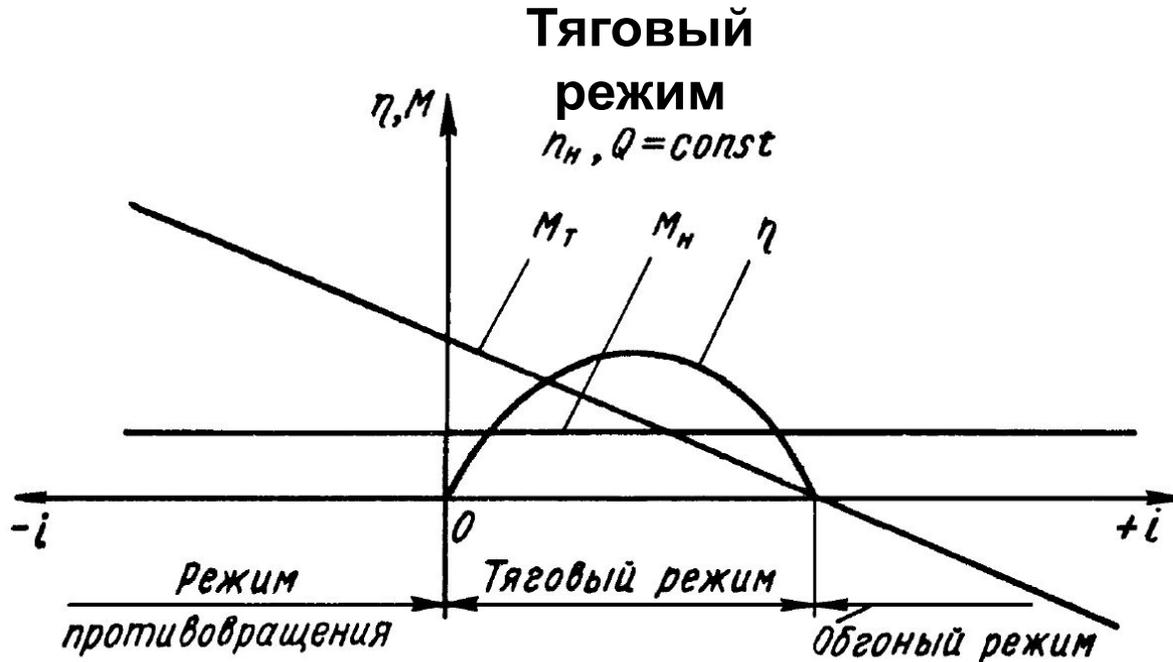
Характеристики гидротрансформаторов

Полная внешняя характеристика гидротрансформаторов прямого хода устанавливает зависимость моментов (M_H и M_T) и КПД η от передаточного отношения при постоянной частоте вращения насоса.



Эта характеристика строится в трех квадрантах.

Характеристики гидротрансформаторов



На этом режиме работы обеспечивается движение рабочих органов машины. Баланс мощности в этом случае имеет следующий вид:

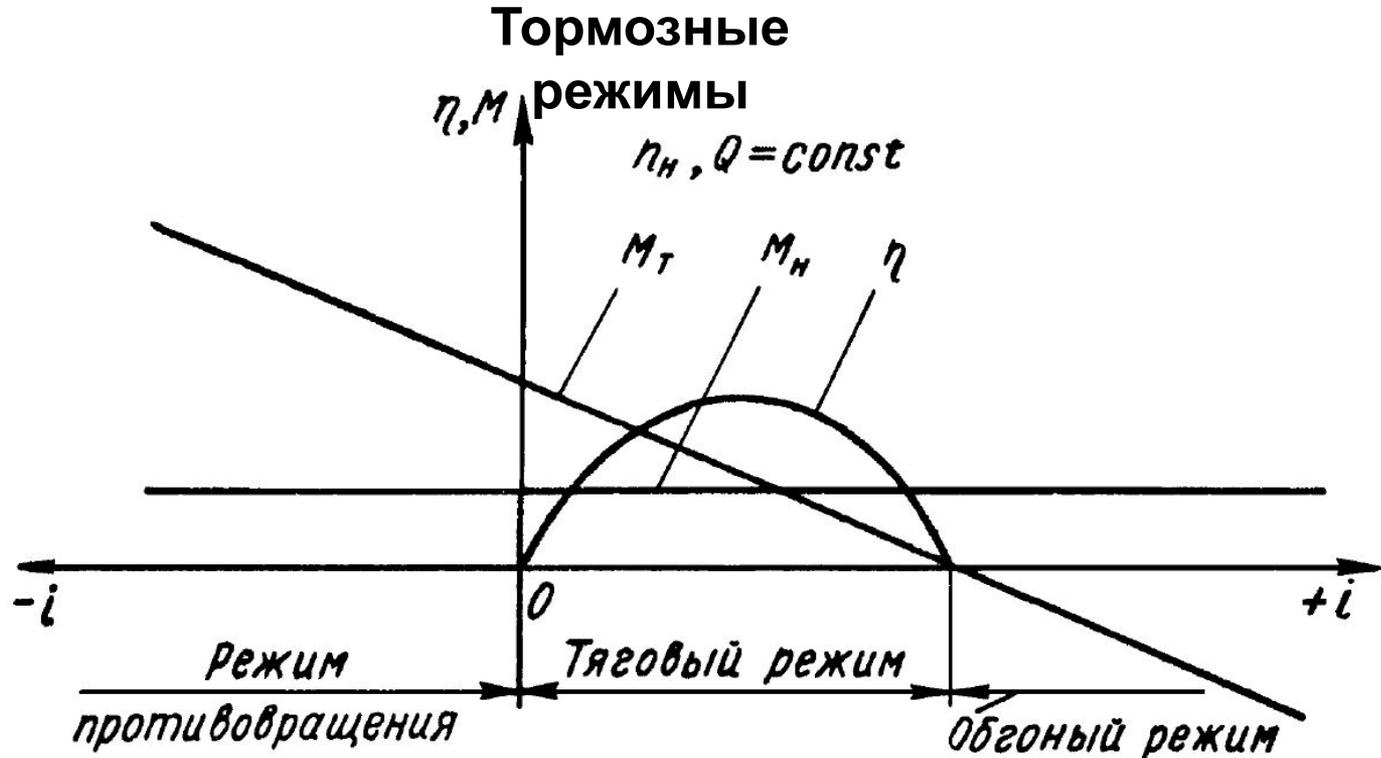
$$- N_H + N_T + N_{ТЕПЛ} = 0$$

Тяговый режим характеризуется зависимостями:

$$N_T = M_T \omega_T \text{ и } N_{ТЕПЛ} > 0$$

При этом кривую момента M_T на графике строят в зоне положительных моментов.

Характеристики гидротрансформаторов



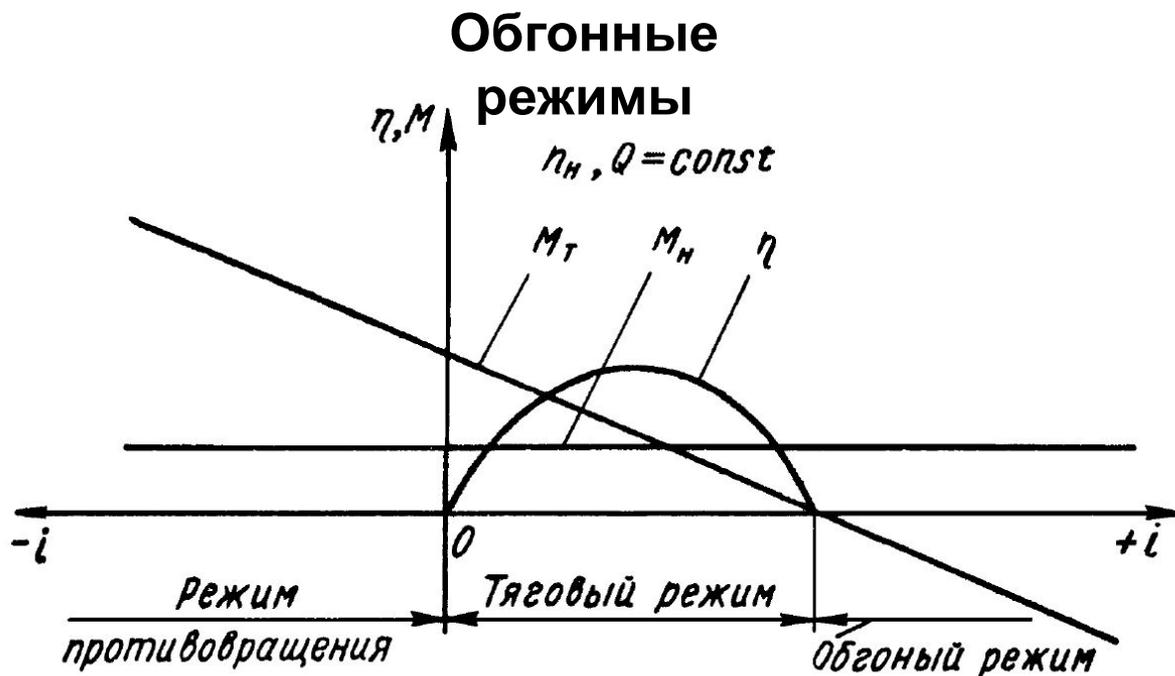
Тормозными режимами называются режимы, на которых происходит замедление рабочих органов машины, т. е. $N_T < 0$, и мощность подводится со стороны рабочего органа.

К тормозным режимам относят и обгонный режим, и режим противовращения.

В общем случае для тормозных режимов можно записать:

$$-N_T = M_T \omega_T$$

Характеристики гидротрансформаторов



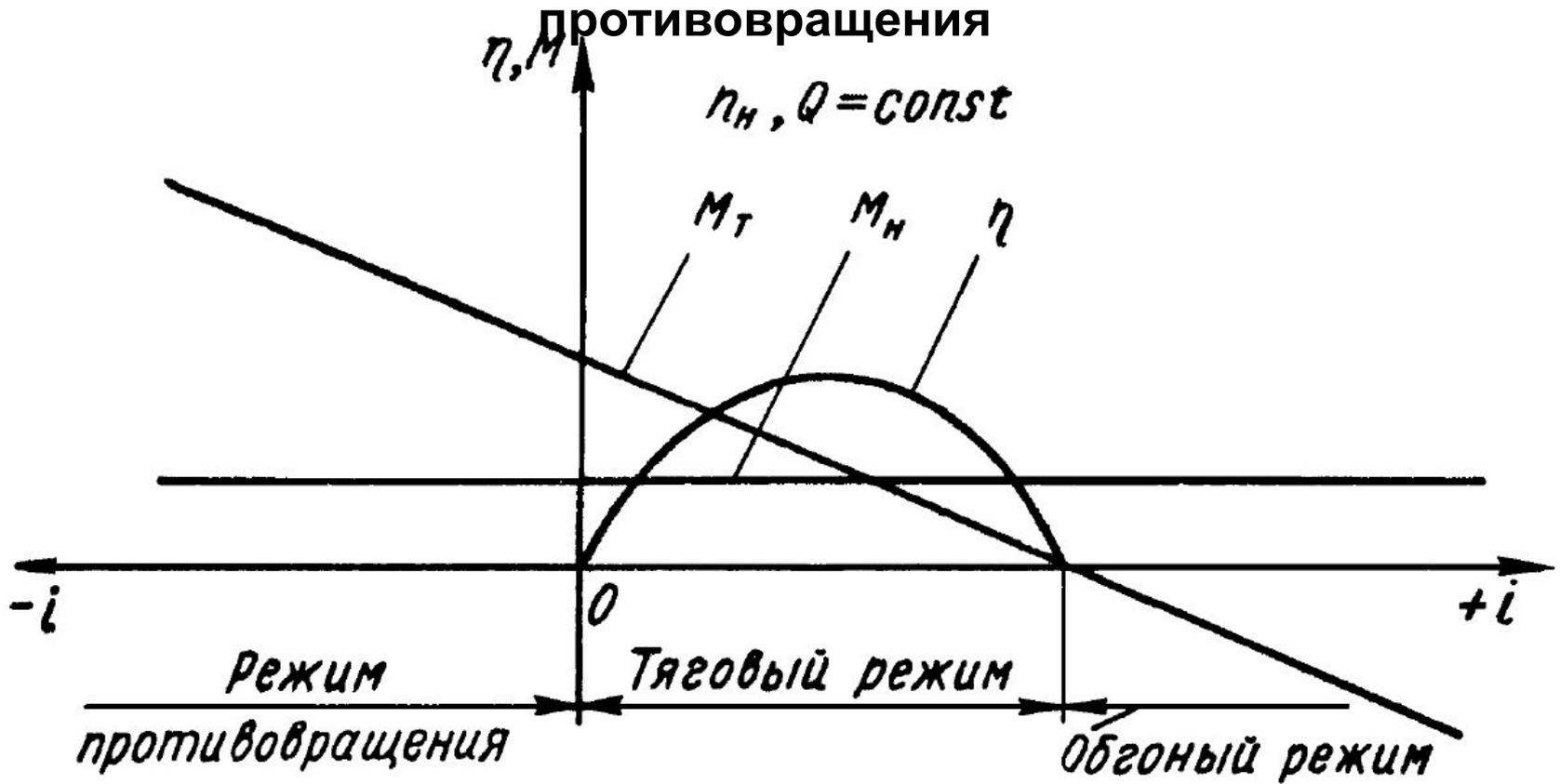
$$-N_T = M_T \omega_T$$

Если отрицательный знак стоит у M_T , т. е. $M_T < 0$, режим называют **обгонным**. Таким образом, обгонным называют такой тормозной режим, который характеризуется отрицательным моментом M_T при положительном направлении вращения насоса и турбины (n_H и n_T).

В общем случае для гидротрансформаторов на обгонном режиме может быть случай, когда турбина не обгоняет насос, и, наоборот, на тяговом режиме турбина может вращаться быстрее насоса.

Характеристики гидротрансформаторов

Режимы



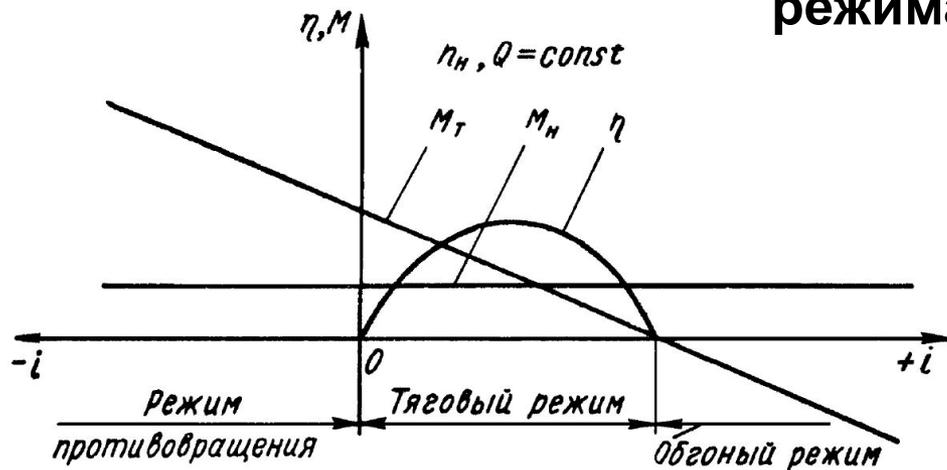
$$-N_T = M_T \omega_T$$

Режимом **противовращения** называют такой **тормозной режим**, при котором турбина вращается в обратную сторону по сравнению с насосом. Этот тормозной режим характеризуется условием $\omega_T < 0$.

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового

режима



Тяговый режим характеризуется передачей потока мощности на ведомый вал при определенном значении КПД для каждого режима работы гидротрансформатора.

Для гидротрансформаторов кривая КПД имеет вид квадратичной параболы:

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = i \frac{Q \rho}{M_H} (ai + b) = ci^2 + di,$$

где $a = \omega_H r_{T2}^2$;

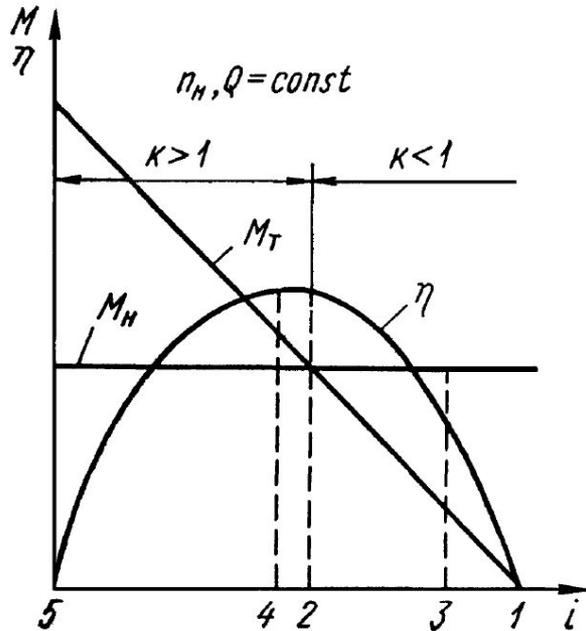
$$b = -\omega_H r_{H2}^2 + Q \left(\frac{\text{ctg} \beta_{H2}}{F_{H2}} r_{H2} - \frac{\text{ctg} \beta_{T2}}{F_{T2}} r_{T2} \right);$$

Рассмотрим характерные точки тягового режима.

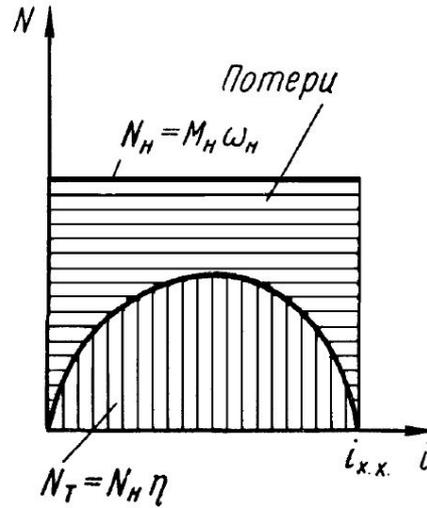
Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового режима

режим



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах $N-i$

К характерным точкам относится точка 1 – режим холостого хода, в которой $M_T = 0$; $N_H \neq 0$; $i_{x.x.} \geq 1$ либо $i_{x.x.} < 1$; $\eta = 0$; $N_T = 0$; $N_H = N_{пот}$. Из уравнения

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

следует, что при $M_T = 0$

$$V_{uT2} \hat{r}_{T2} = V_{uH2} r_{H2}$$

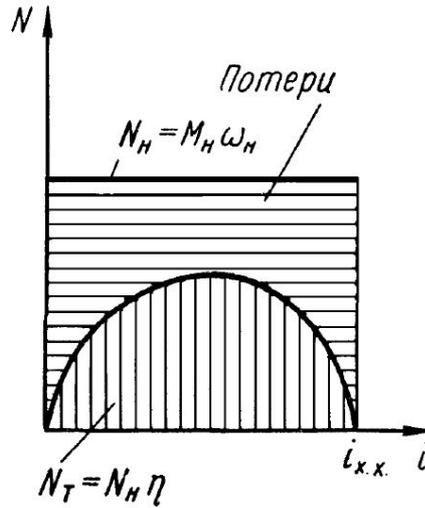
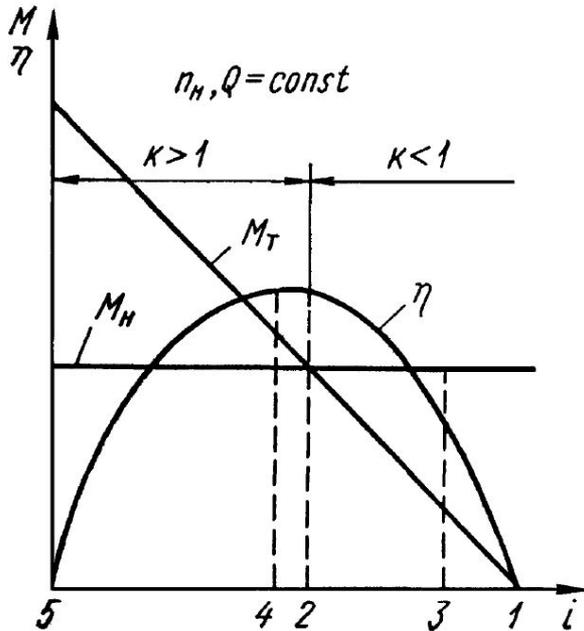


$$\frac{V_{uT2}}{V_{uH2}} = \frac{r_{H2}}{r_{T2}}$$

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового режима

режима



К характерным точкам относится точка 1 – режим холостого хода, в которой $M_T = 0$; $N_H \neq 0$; $i_{x.x.} \geq 1$ либо $i_{x.x.} < 1$; $\eta = 0$; $N_T = 0$; $N_H =$

$$N_{\text{пот}} \frac{V_{uT2}}{V_{uH2}} = \frac{r_{H2}}{r_{T2}}$$

Для осевой турбины, например, $r_{T2} = r_{H2}$ и $v_{uT2} = v_{uH2}$. Таким образом, вектор скорости не меняет своего направления при прохождении через турбину на режиме холостого хода, т. е. отсутствует результирующее воздействие потока на турбину гидротрансформатора.

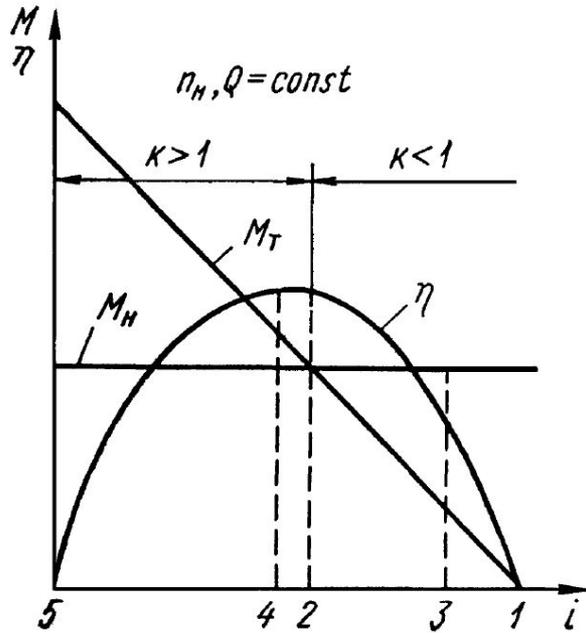
Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах

Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах $N-i$

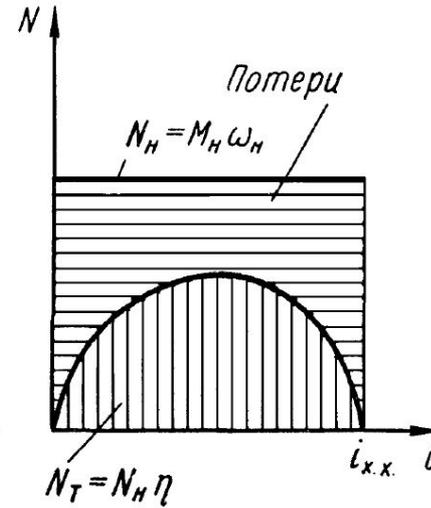
Для центробежной и центростремительной турбин скорость v_u при холостом ходе должна меняться.

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового режима



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах $N-i$

Коэффициент трансформации

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad (15.1)$$

Точка 2 – режим равенства моментов на насосе и на турбине:

$$M_H = M_T; i = i_{K=1};$$

$$M_P = Q\rho(v_{uP2}r_{P2} - v_{uT2}r_{T2}) = 0.$$

Отсюда следует, что условием равенства моментов насоса и турбины является:

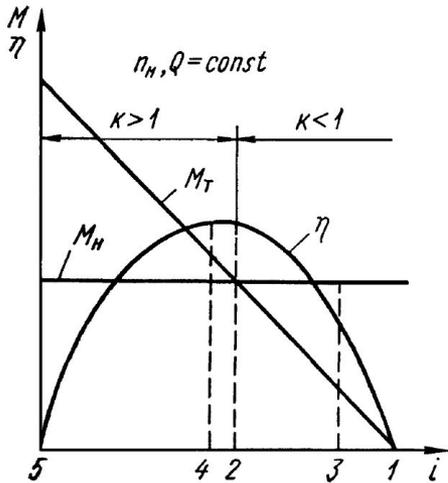
$$\frac{v_{uP2}r_{P2}}{v_{uT2}r_{T2}} =$$

В гидротрансформаторе радиусы $r_{P2} \neq r_{T2}$, следовательно, векторы абсолютных скоростей на входе и выходе из колеса всегда будут различными.

Характеристики гидротрансформаторов

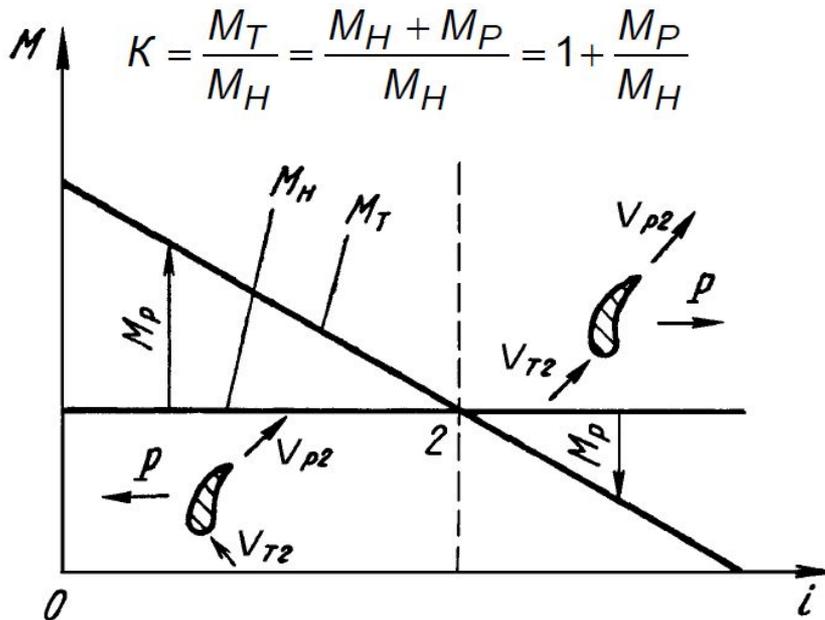
Характерные точки тягового режима

Точка 2 – режим равенства моментов на насосе и на турбине:



$$M_H = M_T; i = i_{K=1}$$

$$M_P = Q\rho(v_{uP2}r_{P2} - v_{uT2}r_{T2}) = 0.$$



Режим работы гидротрансформатора при $K = 1$

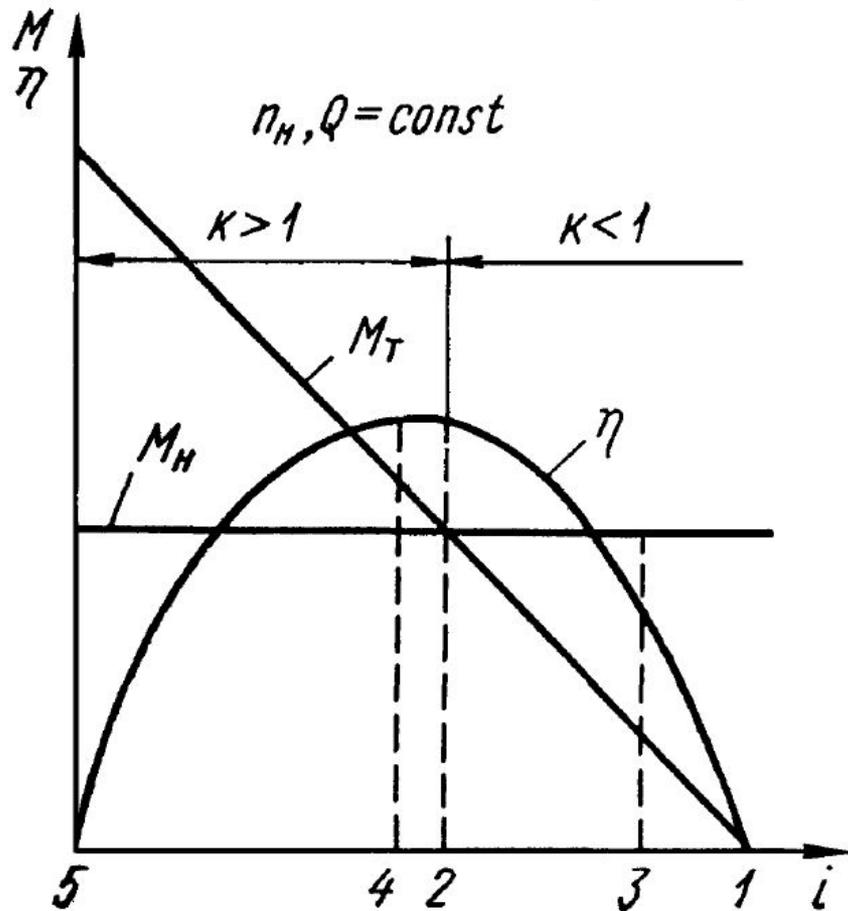
Рассмотрим подробнее зону точки 2.

Сила P является равнодействующей сил, действующих на реактор со стороны потока на режимах левее точки 2 ($k > 1$) и правее точки 2 ($k < 1$).

В точке 2 меняется знак момента на реакторе.

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового



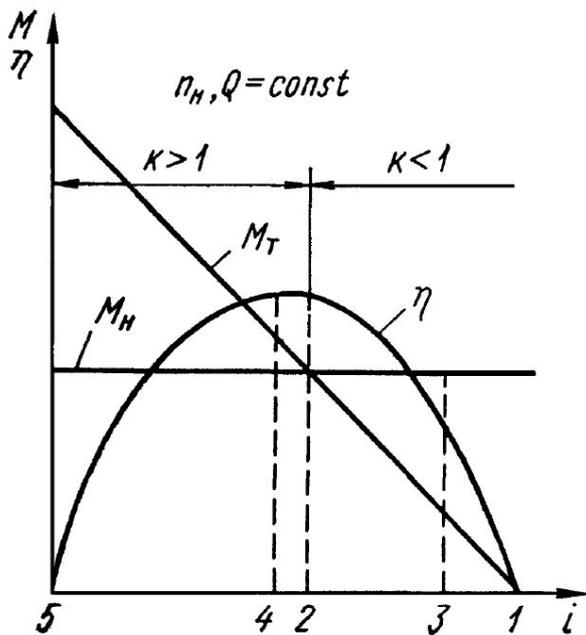
ЖИМА
Точка 3 – режим синхронного вращения:

$$P_H = P_T; i = 1.$$

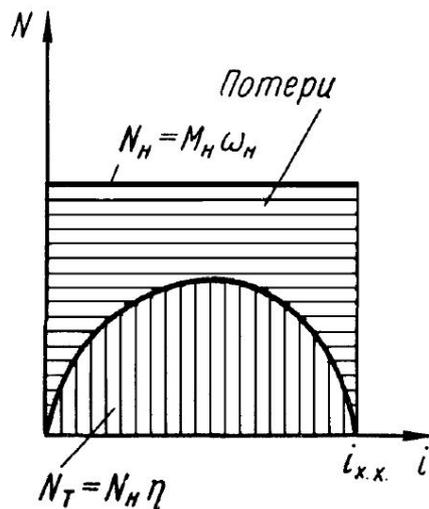
Этот режим существует у гидротрансформаторов, имеющих $i_{х.х.} > 1$. Режим синхронизации частоты вращения имеет большое практическое значение для блокировки насоса и турбины гидротрансформатора.

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового режима



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах $N-i$

Точка 4 – режим максимального КПД – это режим минимальных потерь.

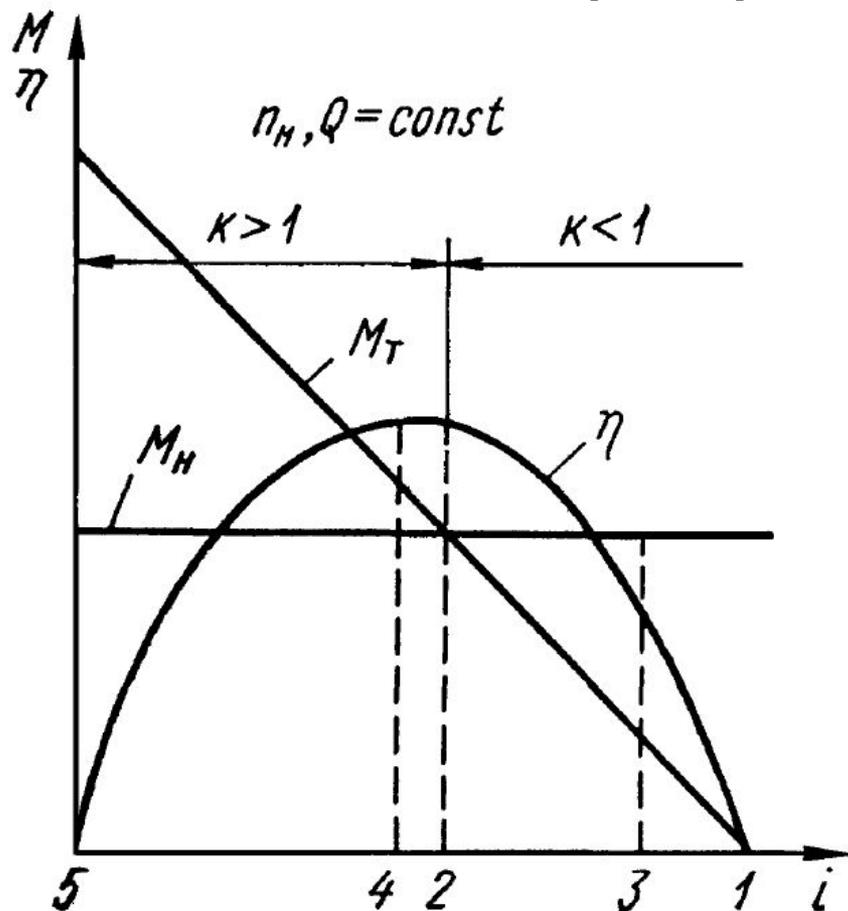
Режим является расчетным, **номинальным.**

Характеристики гидротрансформаторов

Характерные точки тягового

жизненного цикла

Точка 5 – стоповый режим:

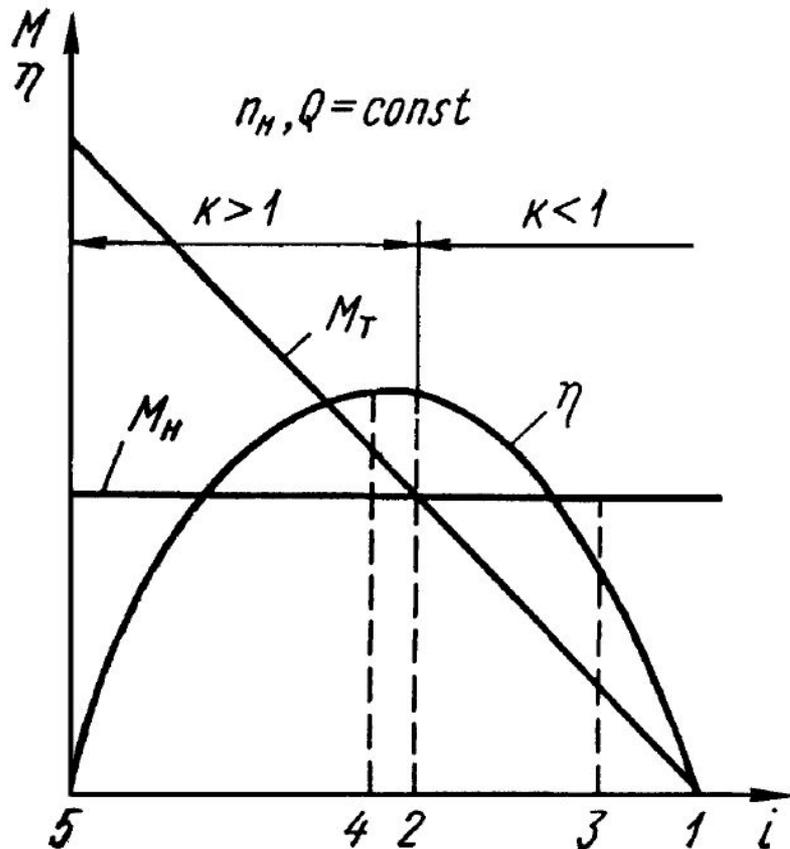


$i = 0; \eta = 0; M_T = M_{MAX}; M_H \neq 0;$
 $N_H \neq 0.$

Этот режим, например, соответствует троганию автомобиля с места и является напряженным в тепловом отношении, так как $N_H = N_{H MAX}$, а $\eta = 0$.

Комплексные гидротрансформаторы

Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.

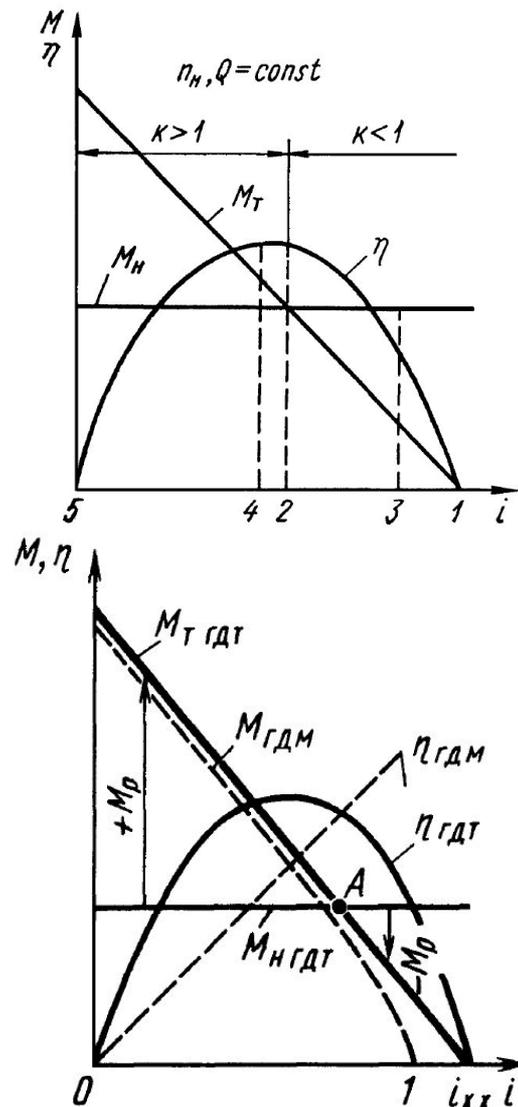


Гидротрансформатор имеет максимальное значение КПД только на одном режиме. Если уменьшение КПД в зоне малых передаточных отношений i допустимо, так как на этих режимах коэффициент трансформации $K > 1$ и улучшаются тяговые качества машины, то уменьшение КПД в зоне больших передаточных отношений i ($i > i^*$ - правее точки 2) является неоправданным и нежелательным, потому что на этих режимах гидротрансформатор работает в благоприятных условиях благодаря низким значениям сопротивления (нагрузки). В комплексном гидротрансформаторе увеличить КПД при $i > i^*$ можно путем разблокирования жесткой связи реактора с корпусом. Реактор начинает свободно вращаться в потоке жидкости, не воспринимая реактивный момент, и гидротрансформатор работает как

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H}$$

Комплексные гидротрансформаторы

Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромурфта.



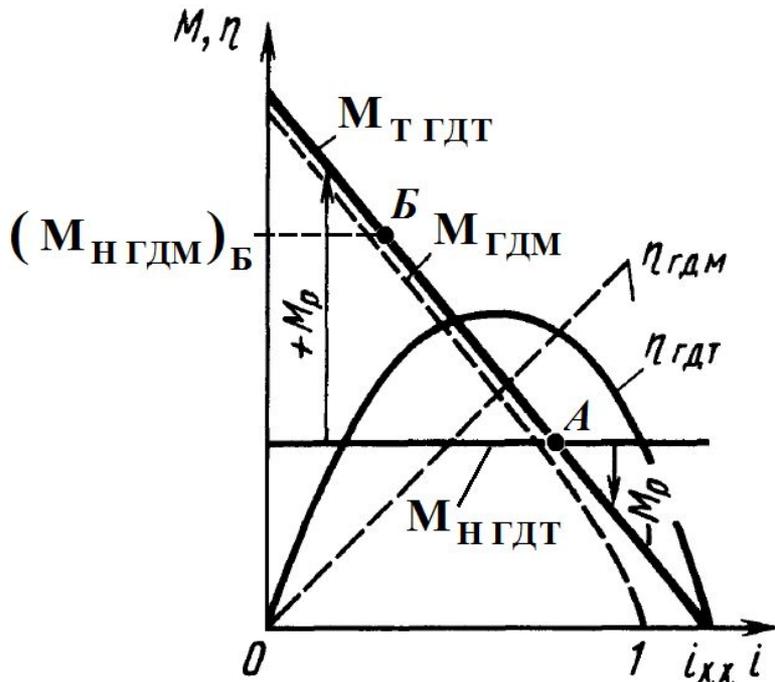
В большинстве комплексных гидротрансформаторов смена режимов гидротрансформатора и гидромурфты осуществляется автоматически в зависимости от условий работы передачи. При этом используется естественное свойство гидротрансформатора изменять знак момента на реакторе при таком передаточном отношении $i_{K=1}'$, при котором $K=1$ и $M_H = M_T$ (т.е. в характерной точке 2 для верхнего рисунка ил

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

Для гидротрансформатора момент $M_T = M_H \pm M_P$. В точке A момент $M_P = 0$, левее точки A – $M_P > 0$, правее – $M_P < 0$. Если реактор освободить от жесткой связи с корпусом, то при $i < i_{K=1}$ он будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения турбинного и насосного колес, а при $i > i_{K=1}$ – в том же направлении, что насосное и турбинное колес.

Комплексные гидротрансформаторы

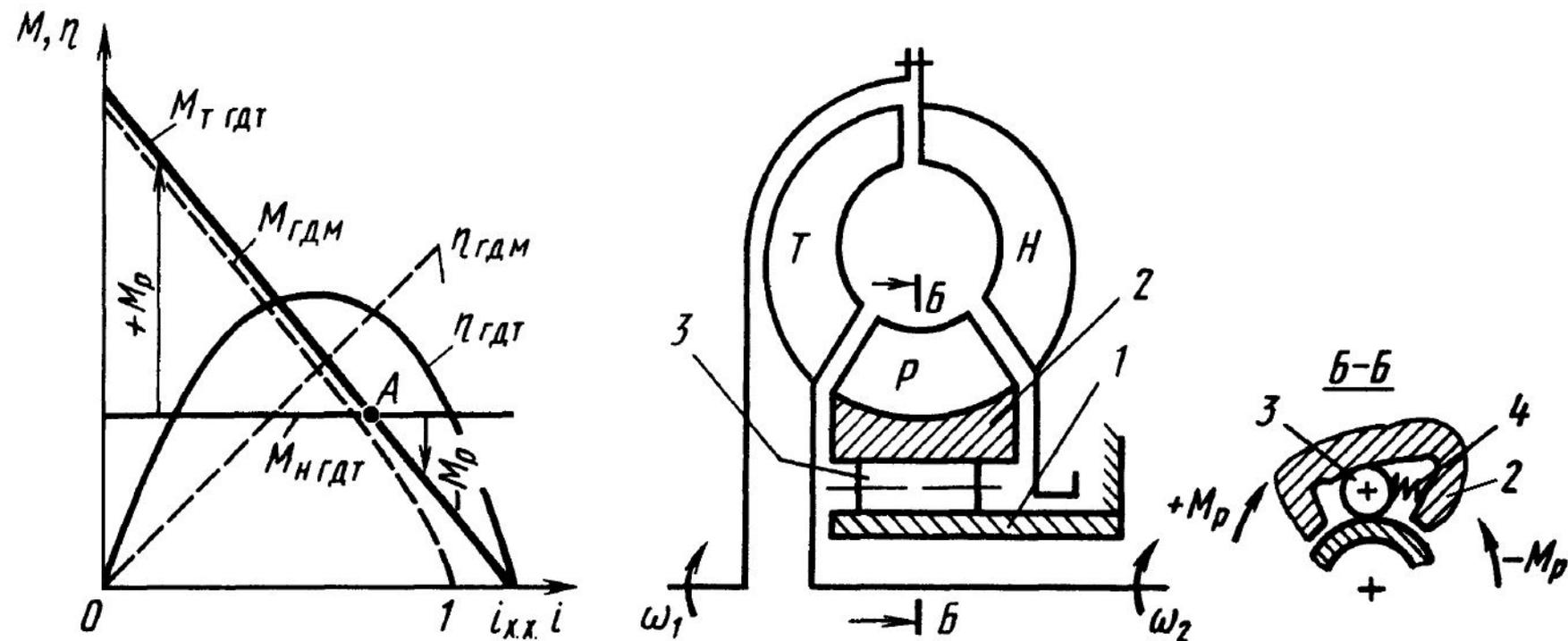
Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.



В точке Б - слева от точки А - КПД гидромуфты меньше КПД гидротрансформатора, а момент $M_H = M_T = (M_{H \text{ ГДМ}})_B$ гидромуфты больше момента $M_{H \text{ ГДТ}}$ гидротрансформатора, что при том же моменте сопротивления (для данного передаточного отношения $i = \text{const}$) потребует больших затрат мощности двигателя. Поэтому предпочтительно и желательно, чтобы при $i < i_{K=1}$ (т.е. левее точки А) гидротрансформатор работал на режиме трансформации момента ($M_H < M_T$ и $K > 1$) и реактор был бы жестко связан с корпусом передачи.

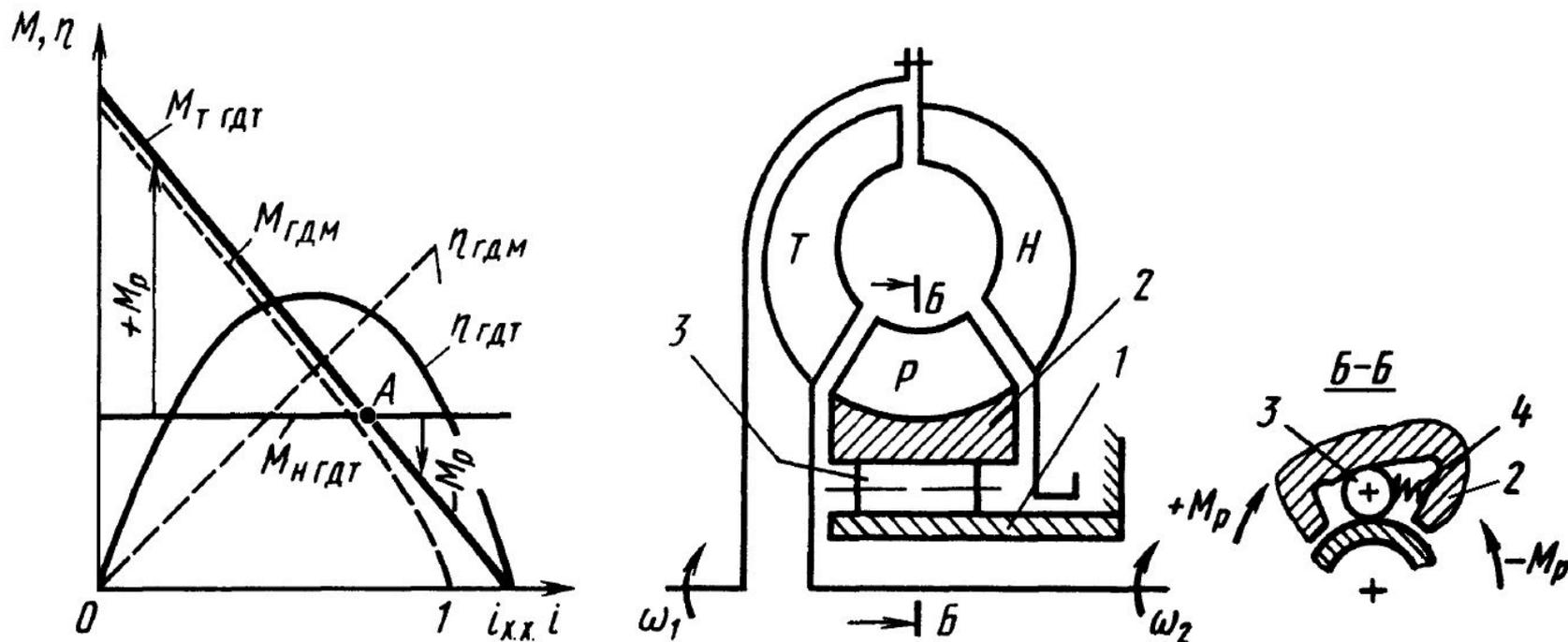
Справа от точки А КПД гидромуфты больше КПД гидротрансформатора, а момент $M_H = M_T = M_{H \text{ ГДМ}}$ меньше момента $M_{H \text{ ГДТ}}$. На этих режимах освобождение реактора и обеспечение его свободного вращения в потоке жидкости является желательным, так как от двигателя отбирается малая мощность и в то же время увеличивается КПД передачи.

Комплексные гидротрансформаторы



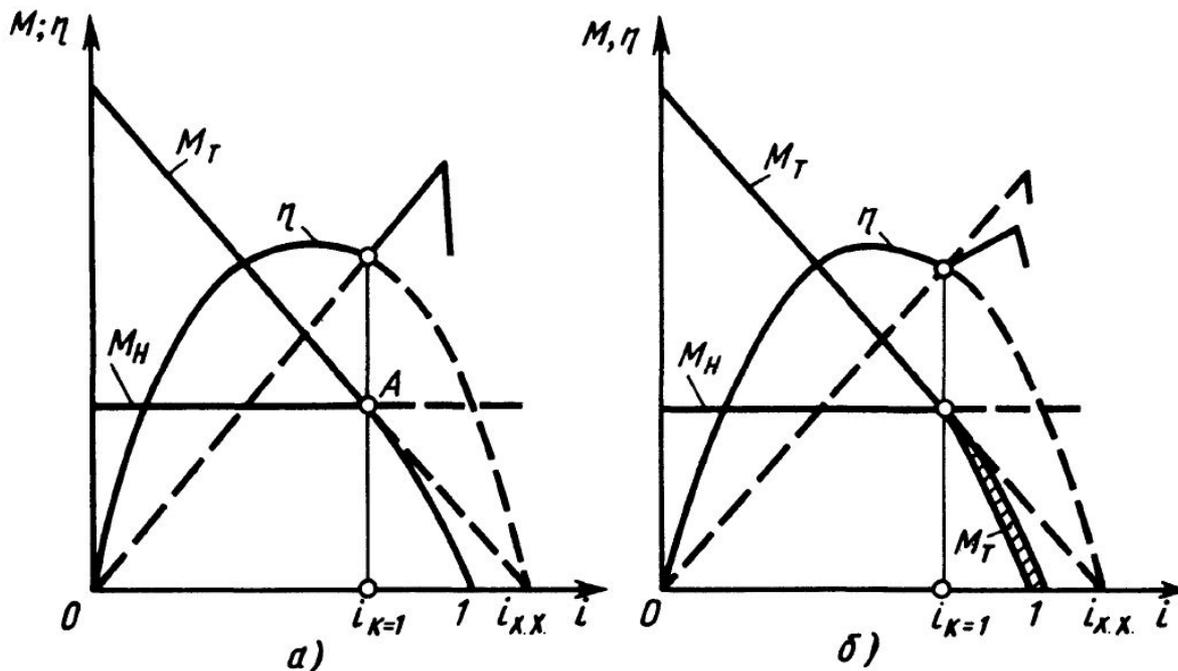
На практике для обеспечения автоматического заклинивания реактора относительно неподвижного корпуса при $i > i_{K=1}$ и его освобождения применяют различные конструкции муфт свободного хода. Неподвижный, жестко закрепленный полый реакторный вал 1 охватывается обоймой 2, жестко связанной с реактором. Обойма 2 имеет фигурные внутренние пазы с наклонными плоскостями, взаимодействующими с роликами 3, которые поджимаются к наклонным плоскостям обоймы пружинами 4.

Комплексные гидротрансформаторы



При действии на реактор положительного момента $+M_p$ он с обоймой 2 стремится вращаться по часовой стрелке, и наклонные плоскости обоймы находят на ролики 3. Так как угол наклона плоскости меньше угла трения, происходит заклинивание ролика между обоймой и валом, и обойма с реактором не вращается. При этом гидротрансформатор работает на режиме трансформации момента. При действии на реактор отрицательного момента $-M_p$ он с обоймой стремится вращаться против часовой стрелки и этому ничто не препятствует, так как наклонные плоскости обоймы стремятся «толкать» ролики, и реактор вместе с обоймой может свободно вращаться. При этом гидротрансформатор работает без трансформации момента (как гидромуфта).

Комплексные гидротрансформаторы



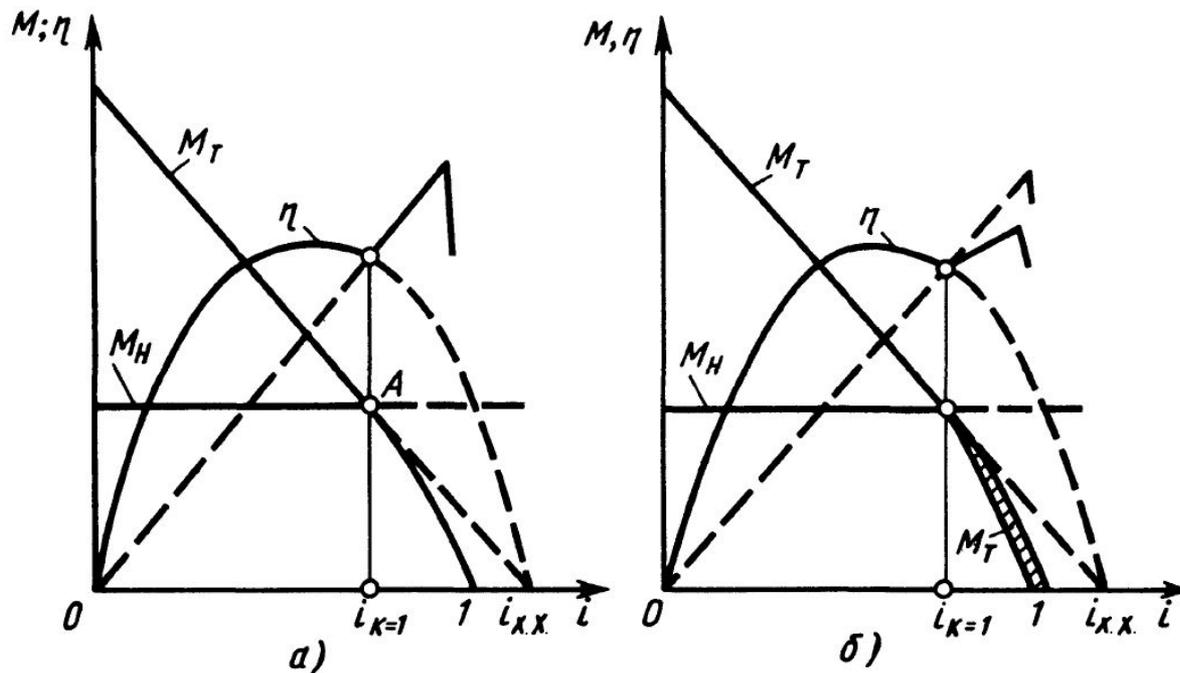
Внешние характеристики комплексного однореакторного ГДТ:

а – идеальная; б – реальная

На рисунке показаны внешние характеристики комплексного гидротрансформатора. Идеальная характеристика построена в предположении, что момент сопротивления при вращении реактора равен нулю, и при $i_{K=1} < i < 1$ $M_H = M_T$. В реальных условиях имеют место потери при вращении реактора (в муфте свободного хода, на дисковое трение, в подшипниках реактора и т. д.) и действительная характеристика комплексного гидротрансформатора имеет вид, показанный на рис. б (на участке

$i_{K=1} < i < 1$ момент M_T меньше момента M_H на величину потерь).

Комплексные гидротрансформаторы



Внешние характеристики комплексного одnoreакторного ГДТ:

а – идеальная; б – реальная

Момент сопротивления при вращении реактора определяется в зависимости от режима работы и находится в заштрихованной области. Вследствие этого КПД комплексного гидротрансформатора на режимах гидромукты будет несколько меньше КПД «чистой» гидромукты.