

ЧАСТЬ 1. ГИДРАВЛИКА

Гидравлика это наука о законах равновесия и движения жидкостей и о способах приложения этих законов к решению практических задач.

1. ВВЕДЕНИЕ.

1.1 Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости.

В жидкости действуют не сосредоточенные, а распределенные силы. Все силы разделяют на массовые (распределенные по массе - силы тяжести, инерции) и поверхностные (распределенные по поверхности - силы трения, давления). Последние рассмотрим подробнее.

Пусть сила R действует под углом на площадку S (рис.1). Ее можно разложить на тангенсальную T и нормальную F составляющие. Нормальная сила F вызывает в жидкости напряжение сжатия, которое называют гидромеханическим давлением или просто давлением.

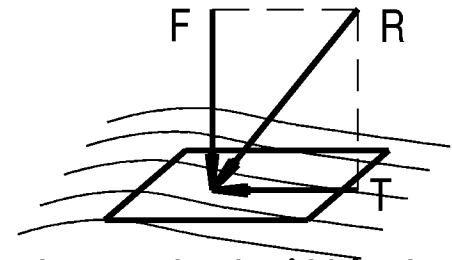


Рис. 1. Разложение силы R на составляющие F и T .

При равномерном распределении силы по площадке оно определится по формуле

$$p = F / S . \quad (1)$$

Основной единицей измерения давления (СИ) является паскаль, $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Однако чаще используются более крупные единицы: килопаскаль ($1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$) и мегапаскаль ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$). В технике, кроме того, используется внесистемная единица - техническая атмосфера, $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$. Соотношение между наиболее используемыми единицами следующее:

$$10 \text{ ат} = 0,981 \text{ МПа} \sim 1 \text{ МПа},$$

$$1 \text{ ат} = 98,1 \text{ кПа} \sim 100 \text{ кПа}.$$

Крайне важным, при решении практических задач, является выбор системы отсчета давления (шкалы давления). За нуль давления может быть принято абсолютно низкое давления (аналог абсолютного нуля температуры) - $0_{\text{абс}}$. И при отсчете давлений от этого нуля их называют абсолютными $p_{\text{абс}}$ (см. рис. 2,а).

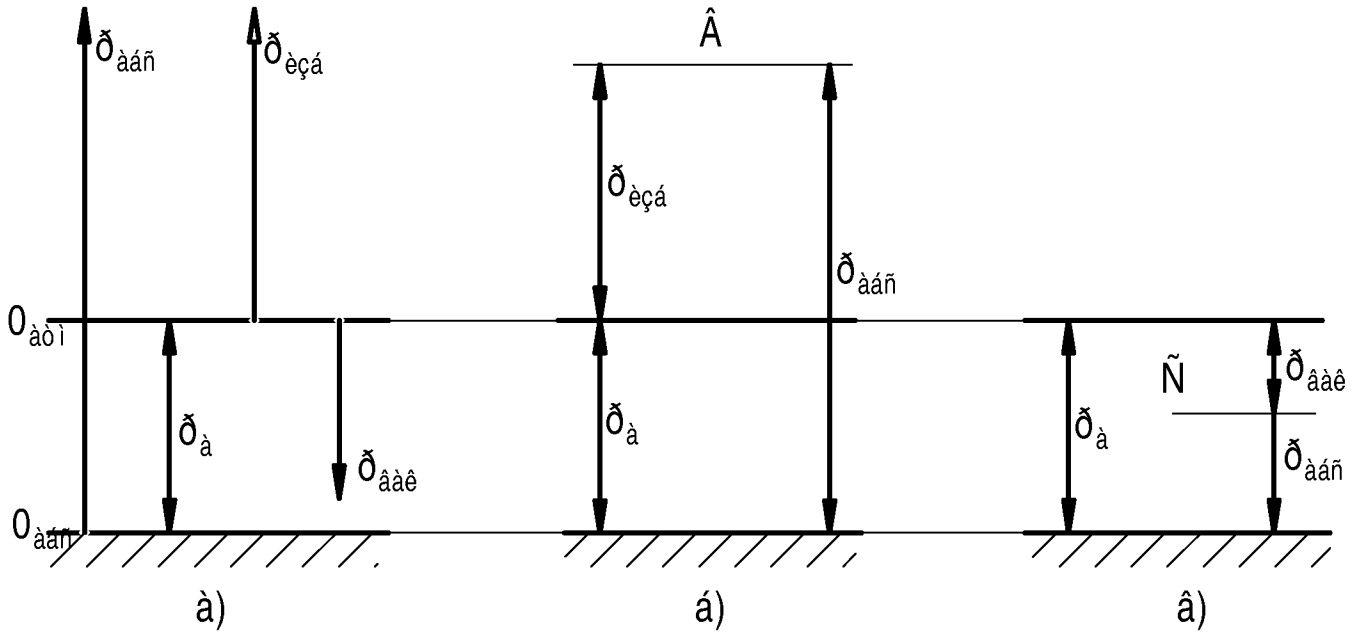


Рис. 2. Системы отсчета давления

Однако, технические задачи удобнее решать в избыточных давлениях $p_{\text{изб}}$, когда за нуль принимается атмосферное давление $p_{\text{а}}$ существующее в данный момент времени - $0_{\text{атм}}$ (рис 2,а).

От атмосферного нуля давление может отсчитываться также "вниз". Это давление называется давлением вакуума или вакуумом $p_{\text{вак}}$ (рис. 2,а).

Итак, существуют три системы отсчета давления (три шкалы давления). Получим формулы для пересчета одного давления в другое.

Для получения зависимости между абсолютным $p_{\text{абс}}$ и избыточным $p_{\text{изб}}$ давлениями воспользуемся рис. 2,б. Пусть величина данного давления определяется положением точки В. Тогда очевидно, что

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{а}} + p_{\text{изб}} . \quad (2)$$

Используя точку С (рис. 2,в), аналогично получим связь между абсолютным давлением $p_{абс}$ и давлением вакуума

$$p_{абс} = p_a - p_{вак} . \quad (3)$$

Избыточное давление и вакуум отсчитываются от одного нуля, но в разные стороны. Следовательно

$$p_{изб} = - p_{вак} . \quad (4)$$

Таким образом, формулы (2) - (4) связывают давления: абсолютное, избыточное и вакуумное, а также позволяют пересчитать одно в другое.

1.2. Основные свойства жидкости.

В гидравлике в понятие "жидкость" включают как капельные жидкости, так и газы.

1.2.1. Плотность и удельный вес.

Одной из механических характеристик жидкости является плотность ρ (кг/м³). Это масса m , заключенная в единице объема W жидкости

$$\rho = m / W . \quad (5)$$

Вместо плотности в формулах может быть использован удельный вес γ (Н/м²), т.е. вес G , заключенный в единице объема W

$$\gamma = G / W , \quad (6)$$

который связан с плотностью ускорением свободного падения g

$$\gamma = \rho \cdot g . \quad (7)$$

Приведем плотности некоторых жидкостей:

- воды - $\rho_v = 1000$ кг/м³;

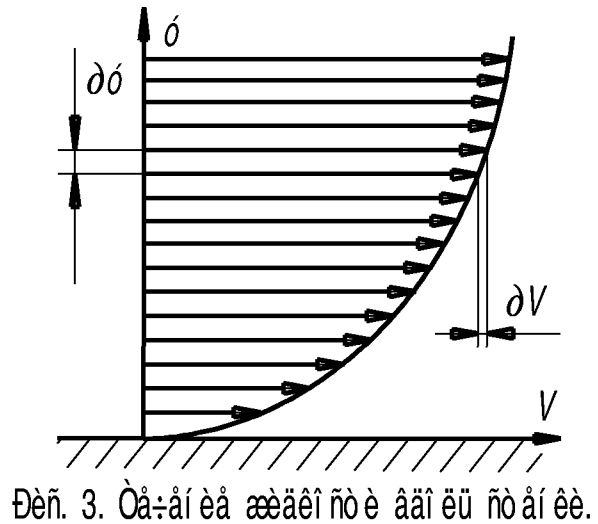
- ртути - $\rho_{рт} = 13600$ кг/м³.

1.2.2. Вязкость.

Это способность жидкости сопротивляться сдвигу. Она проявляется в возникновении касательных напряжений (трения) при движении жидкости. При

течении жидкости вдоль стенки происходит торможение потока (рис.3) обусловленное ее вязкостью. Согласно гипотезе Ньютона касательное напряжение, возникающее в слое жидкости на расстоянии y от стенки, определяется зависимостью

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial V}{\partial y}, \quad (8)$$



где $\partial V / \partial y$ - градиент скорости, характеризующий интенсивность нарастания скорости V при удалении от стенки (по координате y). Величина μ , входящая в (8) получила название динамической вязкости жидкости.

Однако на практике более широкое применение нашла кинематическая вязкость

$$\nu = \mu / \rho. \quad (9)$$

Единицей измерения последней является стокс, $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$, или более мелкая единица сантистокс, $1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст}$.

Необходимо учитывать, что с увеличением температуры вязкость капельных жидкостей резко падает, т.е. повышается их текучесть.

В заключение отметим, что в гидравлике при изучении процессов течения используется понятие идеальной жидкости, под которой понимается жидкость, лишенная вязкости.

1.2.3. Сжимаемость.

Это способность жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость капельных жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β ($\text{м}^2/\text{Н}$), который определяется соотношением

$$\beta = - \frac{1}{W_0} \cdot \frac{\Delta W}{\Delta p},$$

где W_0 - начальная величина объема;

ΔW - изменение объема под действием изменения давления Δp .

Знак минус в формуле обусловлен тем, что при увеличении давления объем жидкости уменьшается.

Величина обратная коэффициенту β называется модулем упругости жидкости

$$K = 1/\beta.$$

Сжимаемость газов более существенна и подчиняется уравнениям термодинамического состояния.

1.2.4. Испаряемость.

Это способность капельной жидкости к газообразованию. Одним из показателей испаряемости является температура кипения. Однако при проведении расчетов гидросистем используется другой показатель – давление насыщенных

паров $p_{\text{нп}}$. Это давление, при котором начинается интенсивное парообразование (кипение жидкости) при данной температуре t° . Зависимость $p = f(t^\circ)$ для воды приведена на рис. 4. На графике отмечена точка, соответствующая кипению воды при нормальном атмосферном давлении.

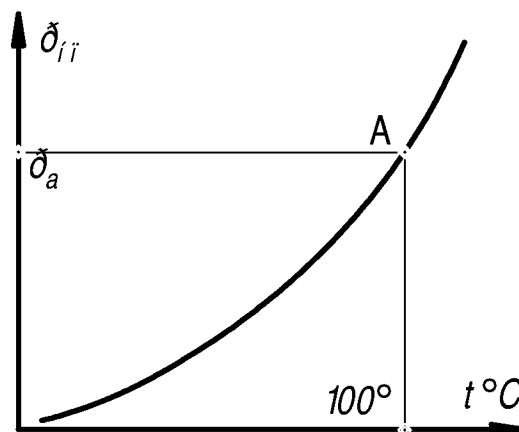


Рис. 4. Зависимость давления насыщенных паров от температуры для воды.

2. ГИДРОСТАТИКА.

2.1. Основной закон гидростатики.

В дальнейшем необходимо учитывать, что гидростатическое давление действует по всем направлениям одинаково, а на внешней поверхности жидкости его действие направлено по нормали внутрь объема жидкости.

Рассматривая равновесие жидкости плотностью ρ под действием одной массовой силы (силы тяжести), получим связь между давлением на свободной поверхности жидкости p_0 (рис. 5) и давлением p в произвольно выбранной точке внутри жидкости

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \quad , \quad (10)$$

где h - расстояние по вертикали между точками с известным и определяемым давлениями (глубина погружения).

Отметим, что глубина h может быть как положительной, так и отрицательной. Т.е. если точка, в которой определяем давление располагается выше точки с исходным давлением, то в математической записи основного закона гидростатики знак "+" меняется на "-" и

$$p = p_0 - \rho \cdot g \cdot h \quad .$$

2.2. Способы измерения давления.

На практике наиболее важным является измерение избыточных давлений.

Простейшим прибором для измерения избыточного давления является пьезометр, который представляет собой вертикально установленную прозрачную трубку (рис.6). Тогда, в соответствии с (10),

$$p_{\text{изб}} = p_a + \rho \cdot g \cdot H \quad . \quad (11)$$

А так как в избыточных давлениях $p_a = 0$, то из (11) следует пропорциональная связь между давлением $p_{\text{изб}}$ и высотой H

$$p_{\text{изб}} = \rho \cdot g \cdot H \quad . \quad (12)$$

Измерения по пьезометру проводят в единицах длины, поэтому иногда давления численно выражают в единицах высоты столба соответствующей жидкости. Например: "атмосферное давление равно 760 мм ртутного столба".

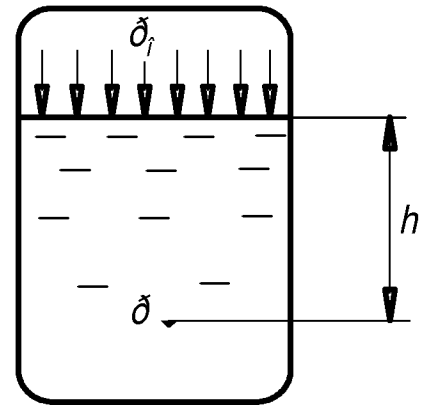


Рис. 5. Связь между давлением на свободной поверхности жидкости p_0 и давлением p в произвольно выбранной точке внутри жидкости.

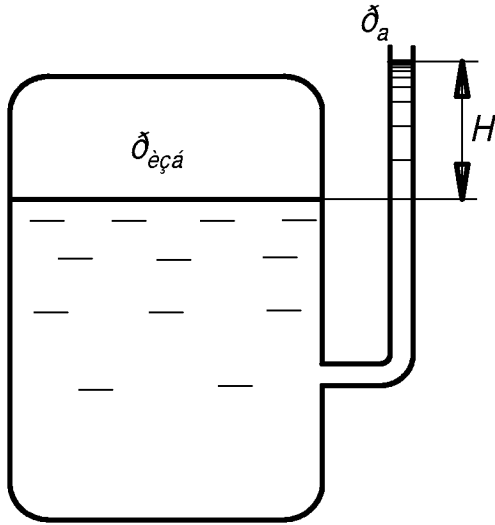


Рис. 6. Пьезометр.

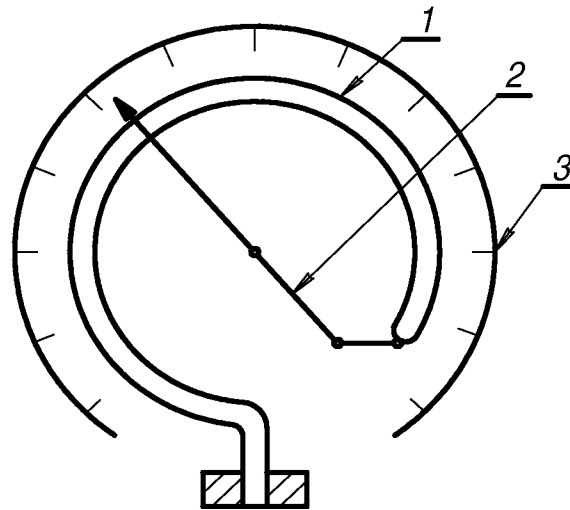


Рис. 7. Пружинный манометр.

Следует понимать, что данное давление пропорционально пьезометрической высоте ртути величиной 760 мм. Подставив эту величину в (12) при $\rho_{\text{рт}} = 13600 \text{ кг/м}^3$, получим атмосферное давление равное 1,013.105 Па. Эта величина называется физической атмосферой. Она отличается от технической атмосферы (см. раздел 1.1), которая соответствует 736 мм ртутного столба.

Пьезометр прост по конструкции и обеспечивает высокую точность измерений. Однако, не позволяет измерять высокие давления.

Наиболее широкое распространение в технических измерениях давлений получили пружинные манометры (рис.7). Основным элементом такого прибора является пружинящая тонкостенная трубка 1 (обычно латунная), один из концов которой запаян и подвижен, а второй закреплен и к нему подводится измеряемое давление. Подвижный конец трубки 1 кинематически связан со стрелкой 2. При изменении давления он изменяет свое положение и перемещает стрелку 2, которая указывает соответствующее давление на шкале манометра 3.

Аналогичные приборы используются для измерения вакуума. В этом случае их называют вакуумметры. Приборы позволяющие измерять как избыточные давления, так и вакуум носят название мановакуумметры.

Измерение абсолютных давлений в инженерной практике не проводят. Исключение составляет измерение атмосферного давления с помощью барометра.

2.3. Сила давления на плоскую стенку.

Сложность определения силы, действующей со стороны жидкости на плоскую наклонную стенку, вызвано изменением давления по высоте. В соответствии с основным законом гидростатики (10), эпюра распределения давления по высоте носит линейный характер и представлена на рис.8. Независимо от формы плоской

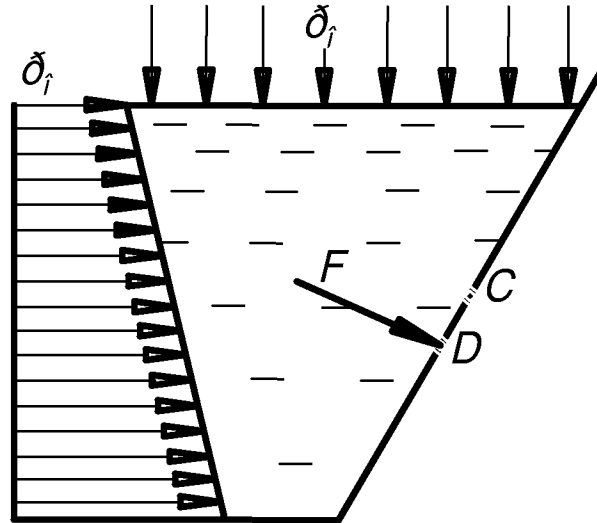


Рис. 8. Эпюра распределения давления по высоте.

свободной поверхности жидкости p_0 абсолютная величина вектора силы F определяется формулой:

$$F = p_c \cdot S, \quad (13)$$

где p_c - давление в центре тяжести стенки (точка C);

S - площадь стенки.

Вектор F направлен по нормали к стенке и приложен в точке D, которую называют центром давления.

3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ.

3.1. Понятия и определения.

Как было отмечено ранее, под термином "жидкость" будем понимать не только капельные жидкости, но и газы.

Установившееся течение - это течение, физические параметры которого (скорость, давление) неизменны по времени. Неустановившееся течение - это течение с переменными по времени физическими параметрами.

Линия тока - линия, во всех точках которой вектор скорости направлен по касательной.

Элементарная струйка - часть потока жидкости бесконечно малых поперечных размеров.

Сечение (живое сечение) - поверхность нормальная к линиям тока.

Различают напорные и безнапорные течения жидкости. Напорными называют течения в закрытых руслах без свободной поверхности, а безнапорными - течения со свободной поверхностью. Примерами напорного течения могут служить течения в трубопроводах, гидромашинах или других гидроагрегатах. Безнапорными являются течения в реках, открытых каналах. в данном курсе рассматриваются напорные течения.

3.2. Расход. Уравнение расхода.

Расход - это количество жидкости, которое протекает через данное сечение в единицу времени. Количество жидкости можно измерять в единицах объема, массы или веса, в связи с чем различают объемный Q (м³/с), массовый Q_m (кг/с) и весовой Q_G (Н/с) расходы. Между этими расходами существует такая же связь, как между объемом, массой и весом, т.е.

$$Q_m = Q \cdot \rho; \quad Q_G = Q \cdot \rho \cdot g; \quad Q_G = Q_m \cdot g.$$

Расход связан со скоростью жидкости V и площадью поперечного сечения S струйки или потока зависимостью

$$Q = V \cdot S. \quad (14)$$

Следует отметить, что при течении реальной (вязкой) жидкости, из-за трения между ее слоями, скорости переменны по сечению потока (рис.9). В этом

случае, скорость, удовлетворяющую условию (14) называют средней (V_{cp}). Очевидно, что она лежит в пределах от $V = 0$ до $V = V_{max}$.

Уравнение расходов представляет собой равенство расходов в двух сечениях потока (рис.9), т.е.

$$Q_1 = Q_2$$

или, с учетом (14),

$$V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2, \quad (15)$$

где V и S - средняя скорость и площадь соответствующего сечения.

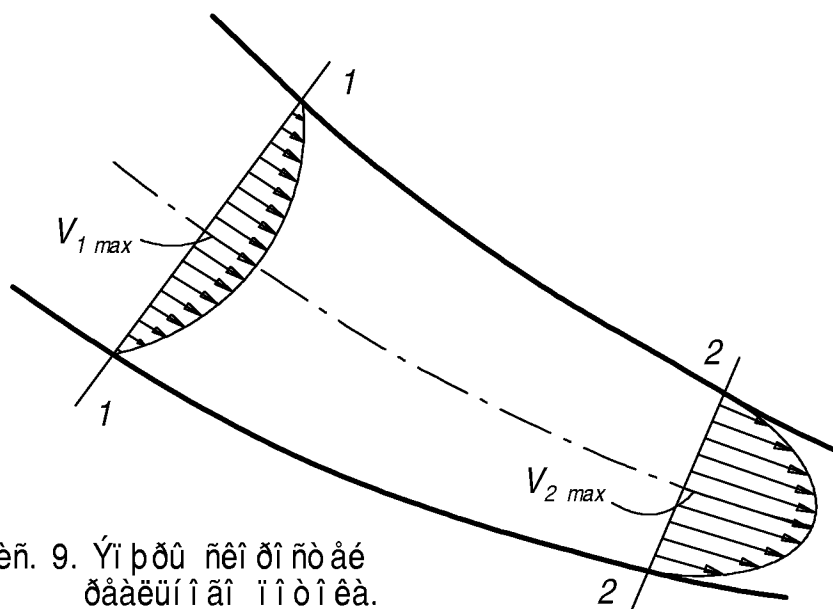


Рис. 9. Условие равенства расходов в двух сечениях потока.

Используя зависимость (15) можно найти среднюю скорость в любом сечении потока жидкости, если в каком-то сечении этого потока скорость уже известна и известны его геометрические размеры.

Уравнение расхода является законом сохранения массы для движущейся жидкости.

3.3. Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости.

Рассмотрим установившееся течение идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы - силы тяжести (рис.10).

Для записи уравнения Бернулли выберем два сечения 1-1 и 2-2, а также произвольную горизонтальную поверхность 0-0, от которой будем

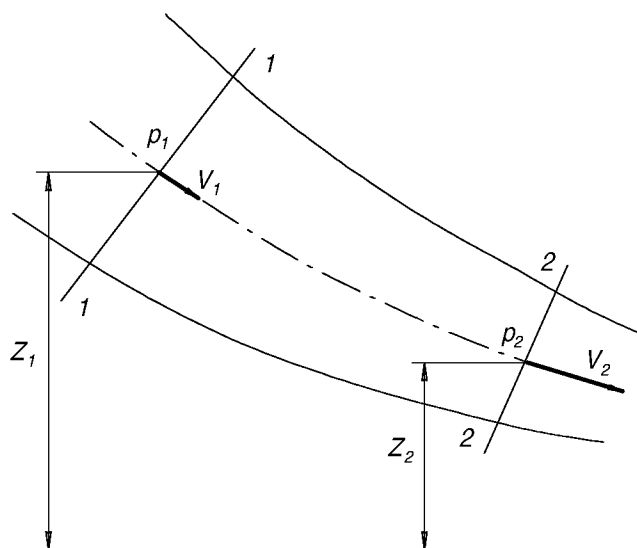


Рис. 10. Условие равенства сумм кинетической, потенциальной и гидродинамической энергии в двух сечениях потока.

торой будем отсчитывать координаты положения центров тяжести выбранных сечений.

Тогда уравнение Бернулли, записанное для этих двух сечений струйки идеальной жидкости, будет имеет следующий вид:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad .$$

Каждый из членов уравнения Бернулли с одной стороны представляет собой некоторую высоту (напор), а с другой стороны является тем или иным видом удельной энергии, т. е. Энергии отнесенной к единице веса жидкости. Поэтому каждый член уравнения (16) имеет размерность единицы длины (м).

Рассмотрим их физический смысл:

Z - нивелирная высота или удельная потенциальная энергия положения жидкости;

$p / \rho \cdot g$ - пьезометрическая высота или удельная потенциальная энергия давления;

$Z + p / \rho \cdot g$ - гидростатический напор или удельная потенциальная энергия (включает два вида потенциальной энергии);

$V^2 / 2g$ - скоростной напор или удельная кинетическая энергия жидкости;

$Z + p / \rho \cdot g + V^2 / 2g$ - полный напор или полная удельная энергия жидкости в данном сечении.

Таким образом, в уравнении (16) полная удельная энергия в сечении 1-1 приравнивается полной удельной энергии в сечении 2-2. А из этого следует вывод: **УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ** - это закон сохранения энергии для движущейся жидкости.

3.4. Уравнение Бернулли для реальной (вязкой) жидкости.

В отличие от идеальной жидкости в потоке реальной жидкости возникают напряжения трения. Это вызывает:

- неравномерность распределения скоростей по сечениям (см. рис.9);
- потери энергии при движении жидкости.

С учетом отмеченного, уравнение Бернулли принимает следующий вид:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \Sigma h_{\text{пот}}, \quad (17)$$

где α - безразмерный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению (коэффициент Кариолиса);

$\Sigma h_{\text{пот}}$ - суммарная потеря напора (удельной энергии) при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2.

В практических расчетах коэффициент Кариолиса принимают $\alpha_{\text{л}} = 2$ для ламинарного режима течения и $\alpha_{\text{т}} = 1$ для турбулентного.

Гидравлические потери условно делят на местные потери и потери на трение по длине. Местные потери обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями (поворот потока, сужение, расширение, кран и т.д.). Местные потери оцениваются по формуле Вейсбаха:

$$h = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (18)$$

где ζ - безразмерный коэффициент, характеризующий местное сопротивление;

V - средняя скорость в трубе, в которой установлено сопротивление.

Потери на трение по длине - это потери, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения. Они оцениваются по формуле Дарси:

$$h = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (19)$$

где λ - безразмерный коэффициент потерь на трение (коэффициент Дарси);

V - средняя по сечению скорость в трубе;

l и d - длина и диаметр трубы.

Определение коэффициентов ζ и λ для различных случаев, имеющих практическое значение при расчетах машиностроительных гидросистем, рассмотрено в разделе 5.

4. ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ И РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ.

4.1. Основы гидродинамического подобия.

В гидравлике широко используются методы подобия, которые позволяют существенно упростить решения практических задач за счет использования уже известных (подобных) решений. При этом, наиболее сложным вопросом является выбор критерия подобия, т.е. параметра оценивающего степень "подобности" двух потоков. В качестве такого критерия наиболее целесообразно использовать так называемое число Рейнольдса Re . Эта величина пропорциональна отношению сил инерции к силам трения и для круглых труб определяется по

$$Re = V \cdot d / \nu , \quad (20)$$

где V - средняя по сечению скорость в трубе;

d - диаметр трубы;

ν - кинематическая вязкость жидкости.

От числа Рейнольдса зависят многие параметры потоков реальной жидкости. Например, Re однозначно определяет величину коэффициента Кариолиса, оказывают существенное влияние на коэффициент Дарси и т.д.

4.2. Режимы течения жидкости.

Практика показывает, что возможны два режима течения жидкости: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим (ламинарное течение) - это слоистое течение без перемешивания жидкости и без пульсации скоростей и давлений.

Турбулентный режим (турбулентное течение) - это течение с перемешиванием слоев жидкости, интенсивным вихреобразованием и пульсациями скоростей и давлений.

Для каждого из отмеченных режимов течения характерны свои особенности и законы (зачастую весьма отличные). Поэтому важно определить какое течение имеет место в каждом конкретном случае.

В качестве критерия режима течения используется число Рейнольдса. Если его величина не превышает 2300, то режим считают ламинарным. При Re больше 4000 начинается турбулентное течение.

В диапазоне чисел Рейнольдса от 2300 до 4000 существует переходная область, когда слоистое течение уже разрушилось, а интенсивного вихреобразования еще нет.

4.3. Кавитационное течение.

Рассмотрим течение жидкости через трубку изображенную на рис.11. В месте сужения потока (сечение 2-2) скорость жидкости увеличивается, а давление уменьшается и, если его величина станет равным давлению насыщенных паров, то начинается интенсивное парообразование (кипение). Двигаясь вместе с жидкостью пузырьки газов, попадают в расширяющуюся часть трубки, где скорость уменьшается, а давление возрастает.

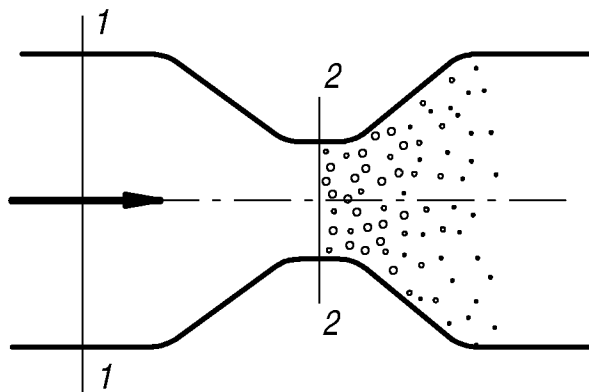


Рис. 11. Кавитационное течение.

Выделившиеся газы и пары конденсируются и пузырьки "схлопываются".

Такое явление получило название кавитации, а течение - кавитационное. Кавитация сопровождается характерным шумом и вибрацией, а при длительном воздействии - постепенным разрушением (эрозией) металлических стенок. Кавитация может иметь место в гидромашинах, а также на лопастях гребных винтов.

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ.

5.1. Потери на трение при ламинарном течении в трубах.

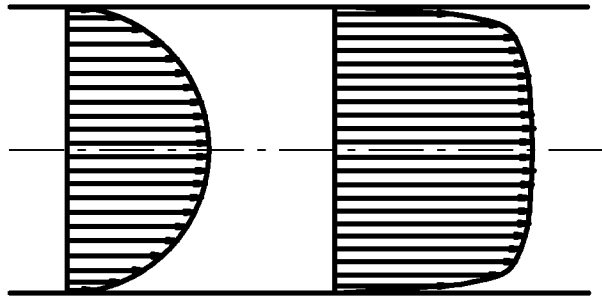
При ламинарном течении эпюра распределения скоростей V по сечению потока носит параболический характер (рис.12,а) и описывается уравнением

$$V = \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{4\mu l} \cdot (r_0^2 - r^2) \quad (21)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ - потери давления на трение в трубе длиной l ;

μ - динамическая вязкость жидкости;

r и r_0 - текущий радиус и радиус трубы.



а) б) в) г) д) е) ж) з) и) я) 1) 2) 3) 4) 5) 6) 7) 8) 9) 10) 11) 12) 13) 14) 15) 16) 17) 18) 19) 20) 21) 22) 23) 24) 25) 26) 27) 28) 29) 30) 31) 32) 33) 34) 35) 36) 37) 38) 39) 40) 41) 42) 43) 44) 45) 46) 47) 48) 49) 50) 51) 52) 53) 54) 55) 56) 57) 58) 59) 60) 61) 62) 63) 64) 65) 66) 67) 68) 69) 70) 71) 72) 73) 74) 75) 76) 77) 78) 79) 80) 81) 82) 83) 84) 85) 86) 87) 88) 89) 90) 91) 92) 93) 94) 95) 96) 97) 98) 99) 100)

Рис. 12. Эпюры распределения скоростей в трубах.

Такой закон распределения скоростей определяет величину коэффициента Кариолиса для ламинарного режима течения $\alpha_{\text{л}} = 2$ (см. раздел 3.4). Кроме того, зависимость (21) позволяет найти соотношение максимальной V_{max} (на оси потока) и средней $V_{\text{ср}}$ скоростей: $V_{\text{max}} / V_{\text{ср}} = 2$.

Кроме того, формула (21) позволяет получить закон сопротивлений при ламинарном режиме течения (закон Пуазейля) в круглой трубе, т.е. зависимость потерь от расхода Q

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \cdot Q \quad (22) \quad \text{или} \quad h_{\text{тр}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l}{\pi \cdot g \cdot d^4} \cdot Q, \quad (23)$$

где ν и ρ - кинематическая вязкость и плотность рабочей жидкости;

$h_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр}} / \rho \cdot g$ - потери напора на трение в трубе.

Анализ зависимостей (22) и (23) позволяет сделать вывод, что при ламинарном режиме течения потери на трение пропорциональны расходу жидкости (рис.13).

Формула для вычисления коэффициента Дарси для ламинарного режима может быть получена из совместного решения уравнений (22) и (19), первое из которых справедливо только для ламинарного течения, а второе - при любом течении. Тогда, с учетом (20),

$$\lambda_{\text{л}} = 64 / Re. \quad (24)$$

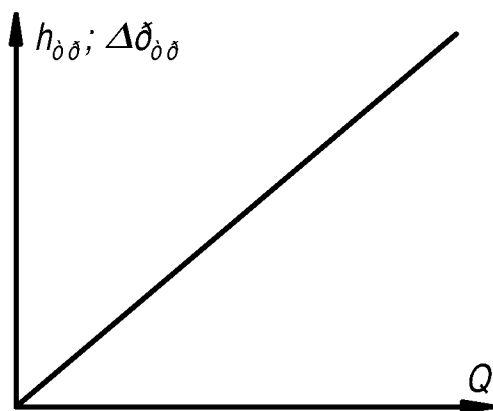


Рис. 13. Зависимость $h_{\delta\delta}; \Delta\delta_{\delta\delta}$ от Q для ламинарного течения.

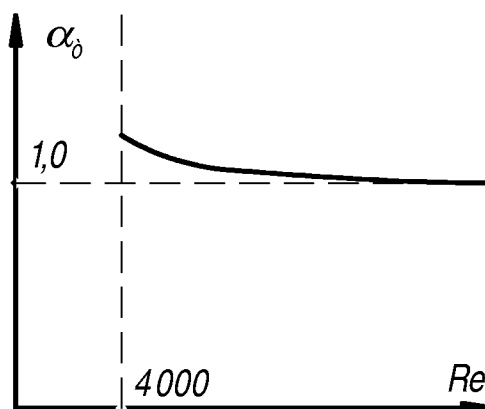


Рис. 14. Зависимость α_{δ} от Re .

Таким образом, величина коэффициента Дарси при ламинарном режиме течения однозначно определяется числом Рейнольдса.

5.2. Потери на трение при турбулентном течении в трубах.

При турбулентном режиме течения из-за интенсивного вихреобразования и перемешивания слоев жидкости происходит выравнивание скоростей V по сечению потока. Поэтому эпюра распределения скоростей имеет характер трапеции со сглаженными вершинами (рис. 12,б), причем, при увеличении скоростей V (или чисел Рейнольдса Re) она все более приближается к виду прямоугольника. А коэффициент Кариолиса $\alpha_{\text{т}}$, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению, - к единице (рис.14). Следует отметить, что при решении практических задач принимают $\alpha_{\text{т}} = 1$.

Для вычисления величины потерь на трение при турбулентном течении используется формула Дарси (19). Но, в отличие от ламинарного режима, коэффициент $\lambda_{\text{т}}$ зависит не только от числа Рейнольдса, но и от шероховатости стенок тру-

бы. Для определения этого коэффициента может быть использована эмпирическая формула Альтшуля

$$\lambda_{\tau} = 0,11 \cdot \sqrt[4]{\frac{68}{Re} + \frac{k}{d}}, \quad (25)$$

где k - эквивалентная (средняя) высота бугорков шероховатости внутренних стенок трубы (выбирается по справочнику).

При турбулентном режиме течения выделяют три характерные области сопротивления.

Первая область - область гидравлически гладких труб, где коэффициент λ_{τ} от шероховатости не зависит, а определяется лишь числом Рейнольдса Re . Это объясняется тем, что при турбулентном режиме в трубе около стенки образуется вязкий (ламинарный) слой (из-за низких скоростей, см. рис. 12,б), и он скрывает бугорки шероховатости. В области гидравлически гладких труб величины Re имеют относительно небольшие значения. Поэтому в формуле (25) первое слагаемое $68/Re$ значительно больше второго k/d и последнее может быть отброшено. Тогда из формулы Альтшуля (25) получается формула Блазиуса

$$\lambda_{\tau} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (26)$$

Подстановкой формулы Блазиуса (26) в формулу Дарси (19), с учетом выражения для числа Рейнольдса (20), можно показать, что в области гидравлически гладких труб потери на трения пропорциональны расходу в степени 1,75, т.е.

$$H_{\text{тр}} = K \cdot Q^{1,75},$$

где K - коэффициент пропорциональности.

Во второй области толщина вязкого (ламинарного) слоя уменьшается, и становится соизмеримой с высотой бугорков шероховатости. Они начинают оказывать влияние на сопротивление. Коэффициент λ_{τ} в этой области зависит одновременно от числа Re и от относительной шероховатости k/d . Поэтому его величина

определяется формулой Альтшуля в общем виде (25). Потери на трение здесь также растут с увеличением расхода, но показатель степени меняется в пределах от 1,75 до 2, т.е.

$$H_{\text{тр}} = K \cdot Q^{1,75 \div 2}$$

В третьей области толщина вязкого (ламинарного) слоя крайне мала и бугорки шероховатости оказывают определяющее влияние на сопротивление потоку. Это область больших чисел Re , поэтому в формуле (25) первое слагаемое $68/Re$ значительно меньше второго k/d и величиной $68/Re$ можно пренебречь. Тогда

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{d}}, \quad (27)$$

т.е. не зависит от числа Рейнольдса. Независимость $\lambda_{\text{т}}$ от Re определяет пропорциональность потерь на трение квадрату расхода, т.е.

$$h_{\text{тр}} = K \cdot Q^2.$$

Поэтому эту область сопротивления называют областью квадратичного сопротивления.

Таким образом, если при ламинарном режиме течения потери на трение по длине пропорциональны расходу в первой степени (рис.13), то при турбулентном течении эта зависимость нелинейна. Её степень меняется от 1,75 (в области гидравлически гладких труб) до 2 (в области квадратичного сопротивления) - рис. 15.

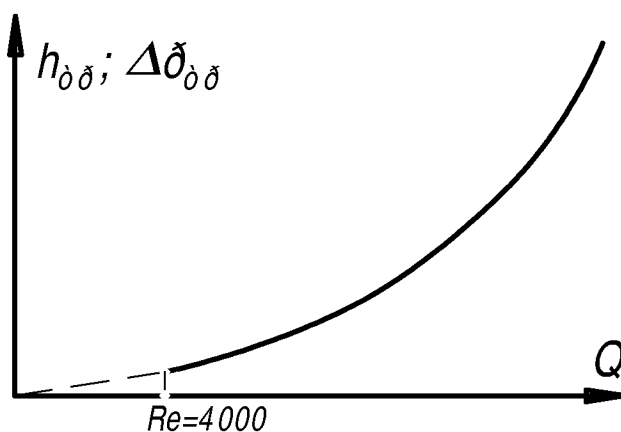


Рис. 15. Зависимость потерь на трение от расхода

5.3. Потери в местных гидравлических сопротивлениях.

Потери в большинстве местных гидравлических сопротивлений вызваны вихреобразованием и являются следствием изменения конфигурации потоков

(сужения, расширения, повороты и т. д.). Такие потери пропорциональны квадрату расхода или скорости и вычисляются по формуле Вейсбаха (18). Причем, коэффициенты местных сопротивлений ζ в большинстве случаев являются величинами постоянными. А их численные значения определяются геометрическими соотношениями. Рассмотрим некоторые наиболее часто встречающиеся местные гидравлические сопротивления.

При внезапном расширении потока величина ζ однозначно определяется соотношением его площадей до расширения S_1 и после S_2

$$\zeta_{\text{расш}} = (1 - S_1 / S_2)^2.$$

В частном случае, когда жидкость вытекает из трубы в бак, т. е. когда S_1 существенно меньше S_2 , $\zeta_{\text{расш}}$ принимает значение равное единице. При плавном расширении потока этот коэффициент зависит не только от соотношения площадей, но и от угла расширения.

При внезапном сужении потока ζ также зависит от соотношения площадей до сужения S_1 и после S_2

$$\zeta_{\text{суж}} = 0,5 \cdot (1 - S_2 / S_1).$$

В частном случае, когда жидкость вытекает из бака по трубе, т. е. когда S_1 существенно больше S_2 , $\zeta_{\text{суж}} = 0,5$. При плавном сужении потока на величину коэффициента сопротивления оказывает влияние и угол сужения.

При повороте потока, который принято называть коленом, ζ зависит от угла и относительного радиуса поворота (соотношение радиуса и диаметра трубы). В частном случае, при повороте на 90 градусов без закругления, коэффициент сопротивления равен единице.

В перечисленных и других случаях местных гидравлических сопротивлений величины коэффициентов ζ можно определить с использованием справочной литературы по гидравлике.

6. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ.

При расчете квадратичных местных сопротивлений широко используется формула истечения, полученная из уравнения Бернулли (17) с учётом зависимостей (18) и (14). Эта формула позволяет определить расход Q при истечении жидкости через сопротивление

$$Q = \mu \cdot S_0 \sqrt{2g \cdot H_p} \quad , \quad (28)$$

где μ - безразмерный коэффициент расхода ($\mu < 1$);

S_0 - площадь отверстия (наименьшего в данном сопротивлении);

H_p - расчетный напор.

Коэффициент расхода μ определяется произведением коэффициентов сжатия струи ε и скорости φ ($\mu = \varepsilon \cdot \varphi$). Коэффициент ε равен отношению площади струи к площади отверстия, а φ учитывает влияние на расход коэффициента местного сопротивления ζ . Численные значения этих коэффициентов для различных местных сопротивлений можно найти с использованием справочной литературы по гидравлике.

Расчетный напор H_p , в большинстве случаев, равен разности гидростатических напоров до и после отверстия, через которое происходит истечение. При решении практических задач удобнее использовать другую форму записи зависимости (28)

$$Q = \mu \cdot S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad , \quad (29)$$

где Δp - перепад давления на отверстии.

Зависимость (29) используется при расчете дросселей, клапанов, распределителей и других элементов гидросистем.

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.

7.1. Гидравлический расчет простых трубопроводов.

Трубопровод без разветвлений принято называть простым. При расчете простых трубопроводов используется физический параметр - потребный напор (иногда этот параметр называют располагаемым напором). Под потребным напором в дальнейшем будем понимать пьезометрический напор в начальном сечении, обеспечивающий заданный расход жидкости в данном трубопроводе.

На рис.16 изображен простой трубопровод постоянного сечения диаметром d и длиной l с несколькими местными сопротивлениями. Если записать уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2, то после математических преобразований получим выражение для потребного напора

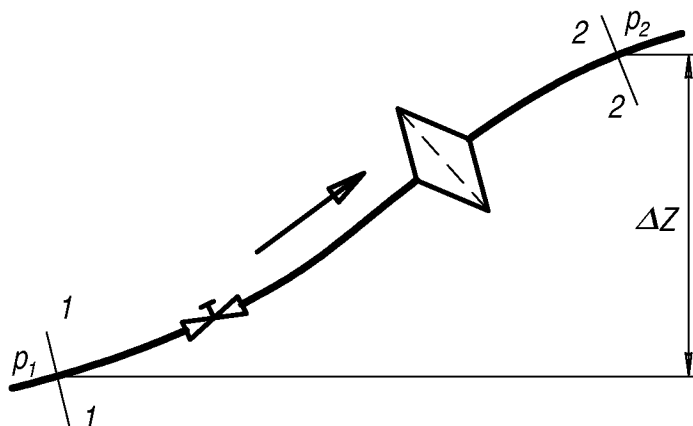


Рис. 16. Простой трубопровод.

$$H_{\text{потр}} = \Delta Z + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Sigma h_{\text{пот}} , \quad (30)$$

где ΔZ - перепад высот между конечным и начальным сечениями;

p_2 - давление в конечном сечении;

$\Sigma h_{\text{пот}}$ - суммарные потери от сечения 1-1 до 2-2.

Суммарные потери напора в общем случае можно представить в виде

$$\Sigma h_{\text{пот}} = K_{\text{л}} \cdot Q + K \cdot Q^2 . \quad (31)$$

В правой части зависимости (31) суммированы потери напора в гидравлических сопротивлениях, которые имеют место в данном трубопроводе. Первое слагаемое присутствует при наличии ламинарных потерь на трение по длине или

линейных потерь в местных сопротивлениях. Второе - при наличии турбулентных потерь на трение по длине или квадратичных потерь в местных сопротивлениях.

Коэффициент K_d может быть получен из формулы Пуазейля (22) с учетом положений раздела 5.3.2, а коэффициент K - из формул Дарси (19) и Вейсбаха (18) с учетом зависимости для расхода (14). Эти коэффициенты определяются геометрическими параметрами трубопроводов и свойствами жидкости. Следует однако отметить, что при турбулентном течении (особенно в области гидравлически гладких труб) коэффициент K может несколько зависеть от расхода (см. раздел 5.2).

Кривые потребного напора приведены на рис.17. Причем, на рис.17а зависимости носят линейный характер, т.е. $K \cdot Q^2 = 0$, а на рис.17б - квадратичный.

Зависимости потребных напоров связывают основные геометрические параметры трубопроводов, характеристики жидкости и параметры потока. Они могут быть представлены в графическом (рис.17) или в аналитическом (30), (31) виде. Эти зависимости позволяют существенно упростить расчеты сложных гидравлических систем.

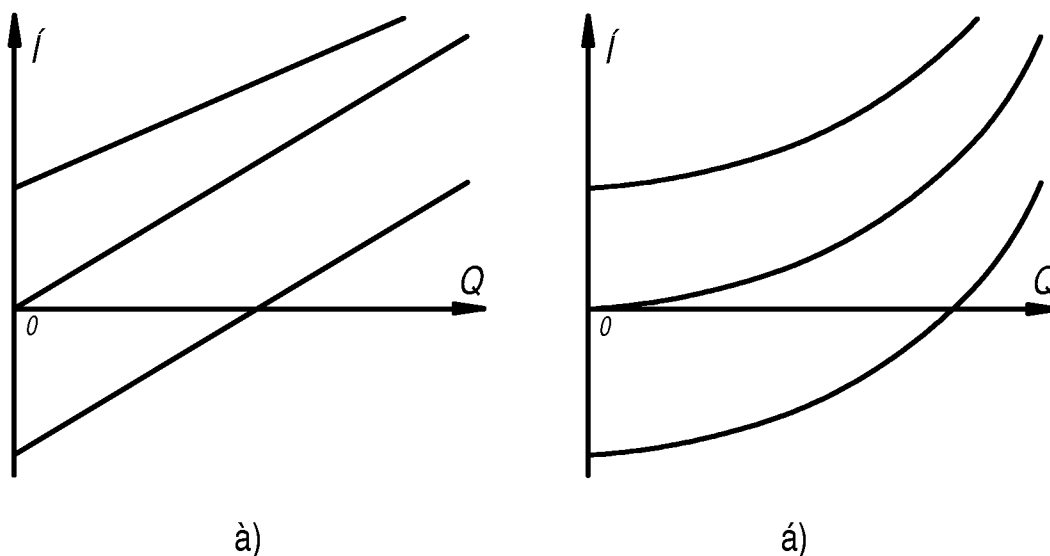


Рис. 17. Зависимости потребного напора от расхода.

В ряде случаев вместо зависимостей потребного напора используют характеристики трубопроводов. Характеристика трубопровода это зависимость сум-

марных потерь от расхода, т.е. $\Sigma h_{\text{пот}} = f(Q)$. Она отличается от линии потребного напора на величину так называемого статического напора

$$H_{\text{ст}} = \Delta Z + \frac{p_2}{\rho \cdot g} \quad (32)$$

и применяется в расчетах машиностроительных объемных гидросистем.

7.2. Соединения простых трубопроводов. Сложный трубопровод.

7.2.1. Последовательное соединение простых трубопроводов.

При последовательном соединении нескольких простых трубопроводов (например трех, см. рис.18,а) расходы в них одинаковы и такой же расход во всем сложном трубопроводе $Q_{\text{сл}}$ состоящим из этих трех простых, т.е.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_{\text{сл}}. \quad (33)$$

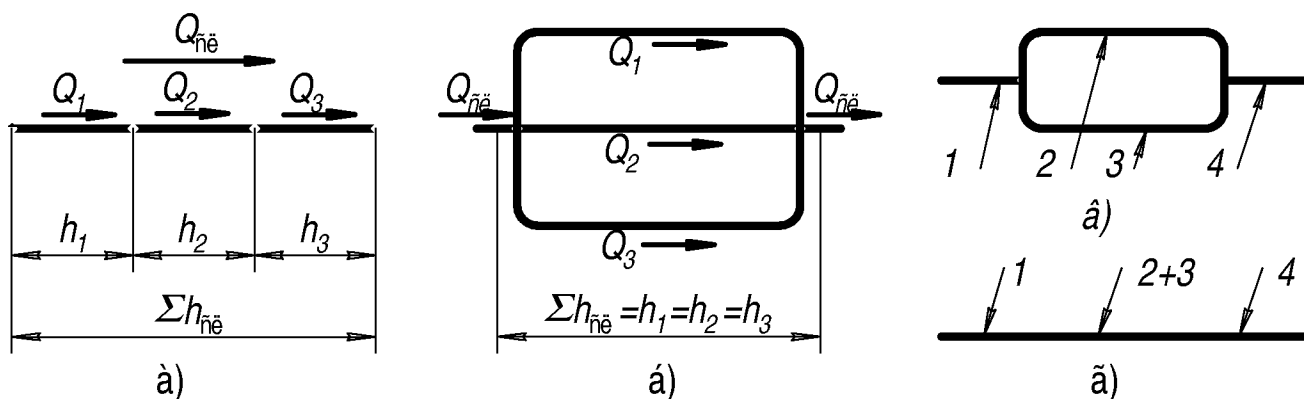


Рис. 18. Последовательное соединение простых трубопроводов.

Суммарные потери напора $\Sigma h_{\text{сл}}$ (или потери давления $\Sigma \Delta p_{\text{сл}}$) сложного трубопровода в данном случае будут равны сумме потерь в простых, т.е.

$$\Sigma h_{\text{сл}} = h_1 + h_2 + h_3 \quad \text{или} \quad \Sigma \Delta p_{\text{сл}} = p_1 + p_2 + p_3. \quad (34)$$

Формулы (33), (34) позволяют графическим сложением из характеристик простых трубопроводов (или их потребных напоров) получить аналогичную зависимость для сложного трубопровода. На рис. 19,а представлены характеристики трех простых трубопроводов (линии 1, 2 и 3). Сложение характеристик последо-

тельно соединенных трубопроводов проводят при нескольких произвольно взятых расходах. Например, при $Q = Q^*$ по (34) определяют отрезок $\Sigma h_{\text{сл}}$ и получают точку, принадлежащую характеристике сложного трубопровода (точка E_1). А затем по нескольким таким точкам проводят суммарную характеристику сложного трубопровода (линия Σ).

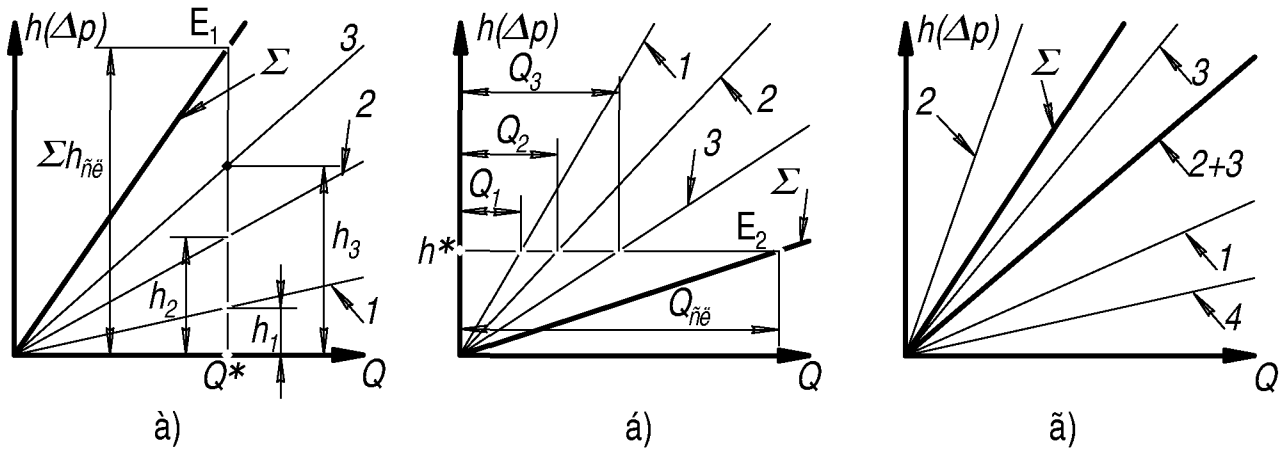


Рис. 19. Построение суммарной характеристики сложного трубопровода.

7.2.2. Параллельное соединение простых трубопроводов.

При параллельном соединении нескольких простых трубопроводов (рис. 18,б) расходы в них в общем случае различны. Суммарный расход $Q_{\text{сл}}$ подводимый к сложному трубопроводу, составленному из этих трех простых трубопроводов, (или отводимый от него) будет равен сумме расходов в простых трубопроводах, т.е.

$$Q_{\text{сл}} = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (35)$$

А потери напора (или давления) в каждом из простых трубопроводов будут одинаковы и равны суммарной потере напора $\Sigma h_{\text{сл}}$ (или давления $\Sigma \Delta p_{\text{сл}}$) в сложном трубопроводе, т.е.

$$\Sigma h_{\text{сл}} = h_1 = h_2 = h_3 \quad \text{или} \quad \Sigma \Delta p_{\text{сл}} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3. \quad (36)$$

Формулы (35), (36) позволяют графическим сложением из характеристик простых трубопроводов (или их потребных напоров) получить аналогичную зави-

симось для сложного трубопровода. Сложение характеристик параллельно соединенных трубопроводов (линии 1, 2 и 3 на рис. 19,б) проводят при нескольких произвольно взятых потерях напора (или давления). Например, при $\Sigma h = h^*$ по (35) определяют отрезок $Q_{\text{сл}}$ и получают точку принадлежащую характеристике сложного трубопровода (точка E_2). А затем по нескольким таким точкам проводят суммарную характеристику сложного трубопровода (линия Σ)

7.2.3. Сложный трубопровод.

Выше были рассмотрены случаи, когда сложные трубопроводы образовывали последовательно или параллельно соединенные простые трубопроводы. В общем случае сложный трубопровод состоит из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением. Поэтому для любого из них можно применить законы, используемые ранее и получать зависимости требуемого напора (или характеристики) теми же методами. В качестве примера рассмотрим сложный трубопровод изображенный на рис. 18,в.

На рис.19,в приведены характеристики простых трубопроводов образующих рассматриваемый сложный трубопровод (линии 1, 2, 3 и 4). Вначале следует сложить характеристики параллельных трубопроводов 2 и 3 по методам раздела 7.2.2. В результате получим характеристику условного трубопровода 2+3 (линия 2+3). Тогда сложный трубопровод можно представить в виде трех последовательно соединенных трубопроводов (рис. 19,г). Затем складываем характеристики этих трех трубопроводов по методам раздела 7.2.1. В результате получим суммарную характеристику сложного трубопровода (линия Σ).

7.3. Трубопровод с насосной подачей.

В машиностроении основным способом подачи жидкости является принудительное нагнетание насосом. В основе расчета трубопроводов с насосной подачей лежит закон сохранения энергии, который применительно к гидросистемам удобно записать в следующем виде:

$$H_n = H_{\text{потр}}, \quad (37)$$

где H_n - напор насоса, т. е. приращение полной удельной энергии, сообщаемое насосом жидкости (подробнее см. раздел 9); $H_{\text{потр}}$ - потребный напор трубопровода.

Использование уравнения (37) при расчете гидросистем зачастую затрудняется существенной сложностью аналитического описания зависимостей $H_n = f_1(Q)$ и $H_{\text{потр}} = f_2(Q)$. В этом случае применяют графоаналитический метод расчета.

Сущность этого метода заключается в том, что на один график наносят характеристики насоса $H_n = f_1(Q)$ и трубопровода $H_{\text{потр}} = f_2(Q)$ (рис.20). Точка пересечения этих кривых R (рабочая точка) определяет рабочий режим гидросистемы. Далее по графику находят напор насоса и его подачу Q_n при работе с данным трубопроводом (рис.20).

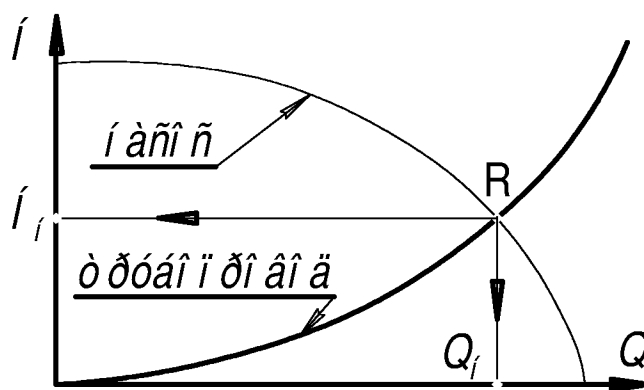


Рис. 20. Графоаналитический метод расчета гидросистемы.

8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР.

Гидравлический удар возникает в трубопроводах при резком изменении направления движения жидкости, например, при остановке потока из-за быстрого перекрытия задвижки (крана). Он представляет собой колебательный процесс со скачкообразными изменениями давления и может привести к разрушению гидросистемы. Наибольшую опасность представляет начальный скачок давления. В этом случае кинетическая энергия движущейся жидкости переходит в работу растяжения стенок трубы и сжатия жидкости. Величина ударного давления $\Delta p_{\text{уд}}$ может быть вычислена по формуле Жуковского

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho \cdot V_0 \cdot c, \quad (39)$$

где V_0 - начальная скорость движения жидкости;

c - скорость распространения скачка давления (ударной волны).

Величина скорости ударной волны c зависит от упругих свойств трубы и жидкости. И чем они более упруги, тем меньше c и меньше скачок давления $\Delta p_{\text{уд}}$.

Формула Жуковского (39) справедлива при прямом гидравлическом ударе, когда время закрытия задвижки

$$t_{\text{закр}} < t_0 = \frac{2 \cdot l}{c}, \quad (40)$$

где t_0 -фаза гидроудара, т.е. время необходимое для пробега ударной волны от крана до начала трубопровода длиной l и обратно. При $t_{\text{закр}} > t_0$ скачок давления $\Delta p_{\text{уд}}$ получается меньше и такой гидроудар называют непрямым. Поэтому для снижения ударного давления следует увеличивать величину $t_{\text{закр}}$.

ЧАСТЬ 2. ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

9. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОМАШИНАХ.

9.1. Основные понятия и общая классификация.

Гидравлическими машинами (гидромашинами) называются устройства, которые сообщают протекающей через них жидкости энергию, или получают от жидкости энергию и передают её на выходное звено для совершения полезной работы.

Наиболее распространенной разновидностью гидромашин являются насосы. Насос - это гидромашина, предназначенная для преобразования энергии приводного звена в энергию потока жидкости.

Второй разновидностью гидромашин являются гидродвигатели, назначение которых состоит в противоположном преобразовании энергии. Гидродвигатель - это гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию выходного звена.

По характеру силового взаимодействия все гидромашины (насосы и гидродвигатели) подразделяются на динамические и объемные.

В динамической гидромашине силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью происходит в проточной части, которая постоянно сообщается с входным и выходным трубопроводами.

В объемной гидромашине рабочий процесс происходит в замкнутых объемах (рабочих камерах), которые попеременно заполняются жидкостью и вытесняется из них. При этом рабочие камеры соединяются с входным или выходным трубопроводами.

9.2. Основные параметры гидромашин.

Подача насоса - это количество жидкости, нагнетаемое насосом в единицу времени. Наибольшее распространение получила объемная подача Q (м³/с).

Подача это параметр аналогичный расходу для трубопровода. Для гидродвигателей используется термин расход Q (м³/с).

Напор насоса - это полная удельная энергия, сообщаемая насосом потоку жидкости. Т. е. это разность полных удельных энергий потока (полных напоров) на выходе из насоса и на входе в него.

Пренебрегая перепадом нивелирных высот между входом в насос и выходом из него, математическое выражение для напора насоса можно записать в следующем виде:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + c \cdot Q^2, \quad (41)$$

где Δp - перепад давления на насосе, т.е. разность давлений на выходе и на входе в насос;

$c \cdot Q^2$ - приращение скоростного напора (имеет положительное значение, если диаметр на выходе больше чем на входе и равно нулю при равных диаметрах).

Следует отметить, что в большинстве случаев (особенно при расчете гидросистем с объемными гидромашинами) вторым слагаемым в (41) пренебрегают.

Тогда

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad . \quad (42)$$

Напор на гидродвигателе - это полная удельная энергия, которую поток жидкости передает рабочему органу гидродвигателя. Т.е. величина аналогичная напору насоса, но в отличие от насоса в гидродвигателе поток энергии направлен в противоположном направлении

Поэтому для её оценки могут быть использованы зависимости (41) и (42), но перепад давления на гидродвигателе Δp будет равен разности давлений на входе и на выходе.

Полезной мощностью насоса является мощность на выходе, т.е. гидравлическая мощность потока N_{Γ} , подсчитанная по

$$N_{\Gamma} = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad (43)$$

или с учетом (42) по

$$N_{\Gamma} = \Delta p \cdot Q \quad . \quad (44)$$

Потребляемой мощностью является механическая мощность на его приводном звене (обычно на валу), которая может быть подсчитана по

$$N_{\text{м}} = M \cdot \omega \quad . \quad (45)$$

Тогда его к.п.д. определяется соотношением

$$\eta_{\text{н}} = N_{\Gamma} / N_{\text{м}} \quad . \quad (46)$$

Как было отмечено, поток энергии (мощности) в гидродвигателе имеет противоположное по сравнению с насосом направление. Поэтому для него полезной является механическая мощность на выходном звене (например, на валу) и она может быть подсчитана по (45), а потребляемой - гидравлическая мощность потока жидкости, вычисляемая по (43) или (44). К.п.д. гидравлического двигателя определяется соотношением

$$\eta_{\text{гд}} = N_{\text{м}} / N_{\text{г}} . \quad (47)$$

Следует отметить, что для характеристики энергетических потерь в гидромашинах кроме общего к.п.д. η , определяемого выражением (46) или (47), вводят частные к.п.д.:

η_o - объемный к.п.д. учитывает потери объема жидкости на утечки через щели и зазоры;

$\eta_{\text{г}}$ - гидравлический к.п.д. учитывает потери на вихреобразования и трение в потоке жидкости;

$\eta_{\text{м}}$ - механический к.п.д. учитывает потери на трение в подшипниках и других парах трения.

При этом общий к.п.д. гидромашины определяется произведением трех частных, т.е.

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} . \quad (48)$$

Необходимо учитывать, что в некоторых гидромашинах отдельные виды потерь могут иметь весьма маленькие величины или отсутствовать. Тогда соответствующий частный к.п.д. принимает значение равное единице.

10. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ.

10.1. Классификация динамических насосов.

Как было отмечено выше, в динамической гидромашине силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью происходит в проточной части, которая постоянно сообщается с входом и выходом. Динамические насосы классифицируются по характеру этого взаимодействия и подразделяются на насосы трения и лопастные насосы.

В насосах трения нагнетание жидкости осуществляется за счет трения между рабочим органом и жидкостью. К ним относятся вихревые, дисковые, червячные (шнековые) и другие насосы. Насосы трения имеют ограниченное применение.

ние, так как в основу их работы положен принцип (трение), предполагающий значительные потери энергии.

Наибольшее распространение получили лопастные насосы. В этих насосах жидкость нагнетается лопастями, расположенными на вращающемся рабочем колесе или непосредственно на валу насоса.

Лопастные насосы в зависимости от траектории движения жидкости в проточной части насоса подразделяются на центробежные и осевые.

В центробежных насосах жидкость отбрасывается, за счет центробежных сил, от оси насоса к периферии.

В осевых насосах характер взаимодействия между лопатками и жидкостью не меняется, но перемещение последней происходит в осевом направлении.

Рабочие процессы во всех лопастных насосах однотипны и зависимости, характеризующие их работу одинаковы. Учитывая, что наибольшее распространение в машиностроении нашел центробежный насос, рассмотрим его работу подробнее.

10.2. Характеристика и к.п.д. центробежного насоса.

На рис.21 приведена принципиальная схема центробежного насоса с осевым входом 1 и спиральным отводом 2. Основным элементом насоса является рабочее колесо 3 с лопастями (лопатками) 4. Рабочее колесо 1 приводится во вращение валом. Жидкость поступает в насос через вход 1 и, попадая на рабочее колесо 3, отбрасывается лопатками 4 к спиральному отводу 2. Последний направляет поток жидкости к выходу из насоса.

Важнейшим показателем, определяющим эксплуатационные свойства насоса, является его характеристика. Характеристикой насоса принято называть графическую зависимость его напора (или давления) от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса n . Такие зависимости для центробежных насосов приведены на рис.22. Причем, характеристика может иметь экстремум (линия H_1) или не иметь его (линия H_2)

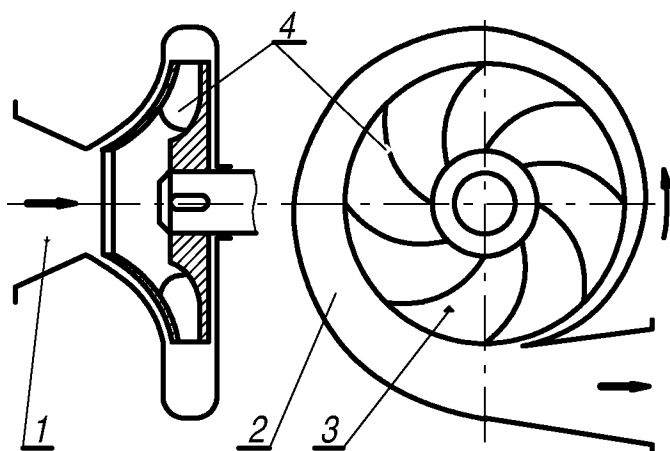


Рис. 21. Конструкция центробежного насоса.

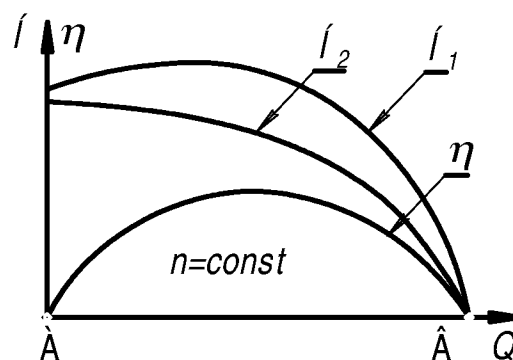


Рис. 22. Зависимость КПД от подачи.

На этом же рисунке приведена зависимость к.п.д. центробежного насоса от его подачи, которая дважды обращается в нуль: при $Q = 0$ (точка А) и при $H = 0$ (точка В). Так как в обоих случаях полезная работа в соответствии с (43) также равна нулю.

Следует отметить, что в лопастных насосах имеют место все виды потерь описанные в разделе 9.2 и их общий к.п.д. определяется выражением (48).

Зависимости, приведенные на рис.22 получают экспериментально или методом пересчета, с использованием формул теории подобия лопастных насосов.

10.3. Подобие лопастных насосов и пересчет характеристик.

Критерием подобия лопастных насосов является коэффициент быстроходности. Он определяется на режиме максимального к.п.д. по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (49)$$

где n - частота вращения рабочего колеса (об / мин);

H - подача насоса ($\text{м}^3 / \text{с}$);

Q - напор насоса (м).

Следует иметь в виду, что коэффициент быстроходности n_s является размерной величиной, но на практике его размерность обычно не указывается. Примерные значения коэффициентов быстроходности составляют:

- центробежные насосы $n_s = 50 - 500$;
- осевые насосы $n_s = 500 - 1000$.

Таким образом, используя коэффициент быстроходности можно оценить подобие двух насосов, т. е. если они имеют одинаковые или близкие значения n_s , то они подобны. А для двух подобных насосов (1 и 2) справедливы следующие зависимости, связывающие их основные параметры:

$$\frac{n_1 \cdot D_1^3}{n_2 \cdot D_2^3} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (50) \quad \frac{n_1^2 \cdot D_1^2}{n_2^2 \cdot D_2^2} = \frac{H_1}{H_2}, \quad (51)$$

где D - диаметр рабочего колеса (см. рис.21).

Необходимо отметить, что приведенные зависимости при использовании их для одного насоса (при разных частотах вращения последнего) существенно упрощаются ($D_1 = D_2$) и принимают вид:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (50a) \quad \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{H_1}{H_2}, \quad (51a)$$

Формулы (50)-(51) позволяют получить характеристику лопастного насоса, если имеется характеристика подобного насоса (характеристика подобного насоса может быть подобрана по каталогу). А с использованием (50a)-(51a) аналогичным образом может быть пересчитана характеристика насоса с одной частоты вращения на другую.

10.4. Кавитация и кавитационный расчет насосов.

В разделе 4.3 была рассмотрена кавитация, возникающая в местных гидравлических сопротивлениях при высоких скоростях движения жидкости. Аналогичное явление может происходить и в лопастных насосах (обычно на входе в насосное колесо). В этом случае нарушается нормальная работа насоса, и падают его

эксплуатационные показатели. Для предотвращения кавитации в гидросистеме, после выбора насоса, проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

При проведении этого расчета определяют кавитационный запас на входе в

насос

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho \cdot g}, \quad (52)$$

где $V_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ - давление и скорость жидкости на входе в насос;

$p_{\text{нп}}$ - давление насыщенных паров жидкости.

Для устранения возможности возникновения кавитации эта величина должна превышать на 10-30% критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$, который задается в паспорте насоса. При отсутствии данных по допустимому кавитационному запасу его можно найти из формулы Руднева

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(h_{\text{кр}}/10)^{3/4}}, \quad (53)$$

где C - кавитационный коэффициент быстроходности можно найти по справочнику.

10.5. Динамические гидродвигатели (гидротурбины).

В машиностроении нашли применение динамические гидродвигатели лопастного типа - гидротурбины. Гидротурбина это гидромашина обратная лопастному насосу. Они применяются на гидроэлектростанциях для привода генераторов, а также в составе гидродинамических передач автомобилей и тракторов.

11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ.

11.1. Общие свойства и классификация объемных насосов.

В отличие от динамических в объемных гидромашинах рабочий процесс происходит не в проточной части, а в замкнутых объемах - рабочих камерах. Под рабочей камерой понимается пространство, попеременно сообщаемое с всасывающим и напорным трубопроводами.

В насосах непосредственную работу нагнетания жидкости совершает рабочий орган, который называют вытеснителем (поршень, плунжер, пластина, зуб шестерни и т. д.).

Из сравнения рабочих процессов динамических и объемных насосов вытекают общие свойства последних по сравнению с первыми.

1. Неравномерность подачи, которая вызвана нагнетанием жидкости отдельными объемами (рабочими камерами).

2. Герметичность, так как объемный насос отделяет напорный трубопровод от всасывающего.

3. Самовсасывание - способность насоса, начав работу с воздухом во всасывающем трубопроводе, создать достаточно большое разрежение и подсосать жидкость.

4. Жесткость характеристики, так как подача объемного насоса мало зависит от давления нагнетания.

5. Малая требовательность к вязкости жидкости, так как нет высоких скоростей течения.

По характеру вытеснения рабочей жидкости объемные насосы делятся на поршневые и роторные.

В поршневых насосах вытеснение жидкости происходит из неподвижных рабочих камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

В роторных насосах вытеснение жидкости происходит из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

11.2. Поршневые насосы.

Насосы этого типа в зависимости от конструкции вытеснителя могут быть поршневыми, плунжерными или диафрагменными (мембранными).

Насосы с поршнем в качестве вытеснителя нашли наибольшее применение, так как они относительно просты в изготовлении (следовательно дешевы), надежны в работе и имеют высокие эксплуатационные параметры ($p_{\max} = 10\text{-}30$ МПа).

Плунжерные насосы значительно сложнее в производстве, зачастую требуют подгонки пар трения и поэтому существенно дороже. Но они могут создавать очень высокие давления ($p_{\max} = 100\text{-}150$ МПа).

Диафрагменные насосы имеют в качестве вытеснителя гибкий (резиновый или синтетический) элемент - диафрагму. Максимальные давления создаваемые этими насосами невелики и ограничиваются прочностью диафрагмы. Однако они наиболее просты в изготовлении.

Характерной особенностью всех насосов данного типа является клапанное распределение жидкости, т.е. для впуска жидкости в рабочую камеру и для выпуска её служат впускной и напорные клапаны.

На рис. 23 приведена упрощенная конструктивная схема поршневого насоса. При движении поршня 1 (вытеснитель) слева направо напорный клапан 2 закрыт, а впускной клапан 3, открыт, и жидкость заполняет рабочую камеру 4. При обратном движении поршня клапан 3 закрыт, а жидкость через напорный клапан 2 нагнетается в трубопровод. Клапаны открываются благодаря разности давлений, а закрываются под действием пружин (на рисунке не показаны).

Очень существенным недостатком такого насоса является крайняя неравномерность его подачи Q по времени t из-за чередования тактов всасывания и нагнетания (линия 1 на рис.24,*а*).

Для уменьшения этого насосы делают многокамерными (многопоршневыми), когда в одном корпусе заключают несколько рабочих камер. На рис. 24,*б* представлена зависимость подачи Q по времени t для трехпоршневого насоса.

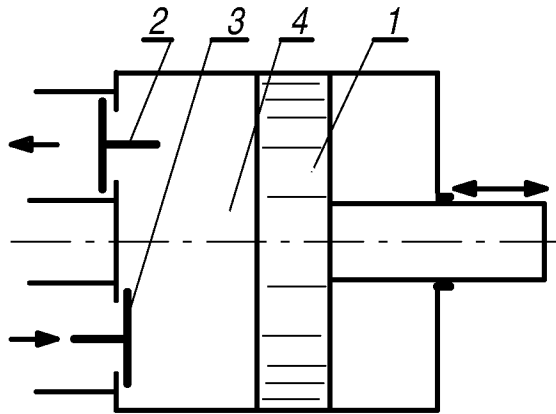


Рис. 23. Схема поршневого насоса с четырьмя рабочими камерами.

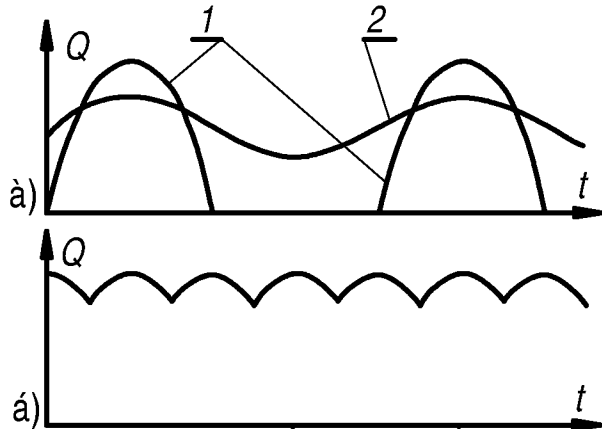


Рис. 24. График зависимости подачи насоса (1) и подачи с гидроаккумулятором (2) от времени t.

Кроме того, неравномерность подачи насоса может быть снижена за счет установки в напорном трубопроводе гидроаккумулятора (линия 2 на рис.24,а). Подробнее о гидроаккумуляторах см. в разделе 13.4.

Для оценки к.п.д. η поршневого насоса может быть использована зависимость (48). Однако, для большинства насосов этого типа объемные потери незначительны и объемный к.п.д. можно принимать $\eta_o = 1$. Тогда общий к.п.д. поршневого насоса будет определяться произведением гидравлического η_r и механического η_m к.п.д.

11.3. Общие свойства и классификация роторных насосов.

В отличие от поршневых, роторные насосы имеют перемещаемые рабочие камеры, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. Это делает излишними всасывающий и напорный клапаны, что в свою очередь определяет характерные свойства роторных насосов по сравнению с поршневыми.

1. Обратимость - способность работать в режиме гидродвигателей.
2. Быстроходность - более высокие скорости вращения ведущего вала.
3. Большая равномерность подачи, так как роторные насосы выполняются многокамерными.

4. Повышенные требования к рабочей жидкости, так как она одновременно выполняет функции смазки.

Конструкции роторных насосов отличаются весьма большим разнообразием. На рис. 25 представлена упрощенная классификация этих конструкций, в которую включены наиболее используемые роторные насосы (полная классификация дана в ГОСТ 17398-72).

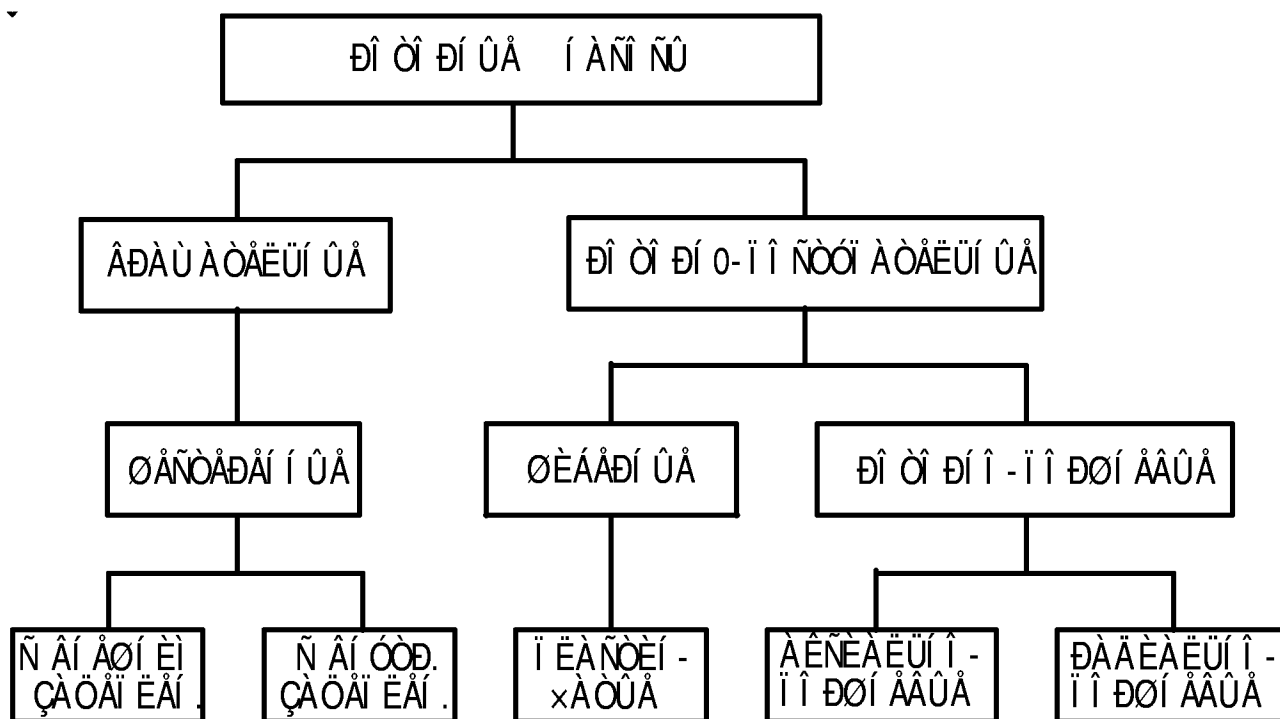


Рис. 25. Классификация роторных насосов.

11.4. Основные разновидности роторных насосов.

Наиболее распространенным из роторных насосов является шестеренный насос с внешним зацеплением, схема которого приведена на рис.26. Ротором считается ведущая шестерня 1, а вытеснителем - ведомая 2. Во всасывающей полости насоса жидкость заполняет собой впадины между зубьями обеих шестерен, которые являются рабочими камерами. Затем происходит замыкание (изоляция) этих объемов и перемещение их по дугам окружностей в напорную полость насоса. В

дальнейшем в процессе зацепления каждый зуб шестерен входит в соответствующую ему впадину и вытесняет из нее жидкость.

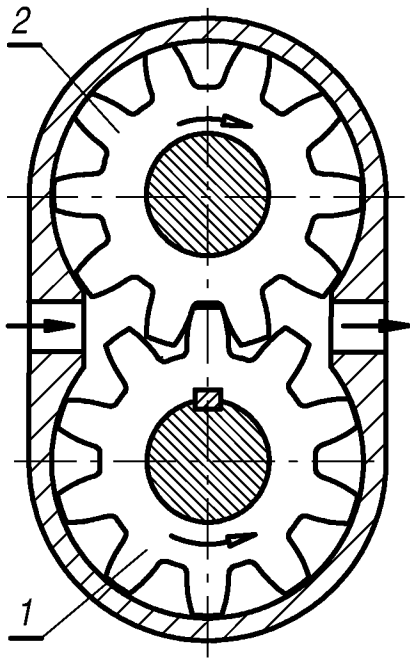


Рис. 26. Внешнее зацепление шестерен.

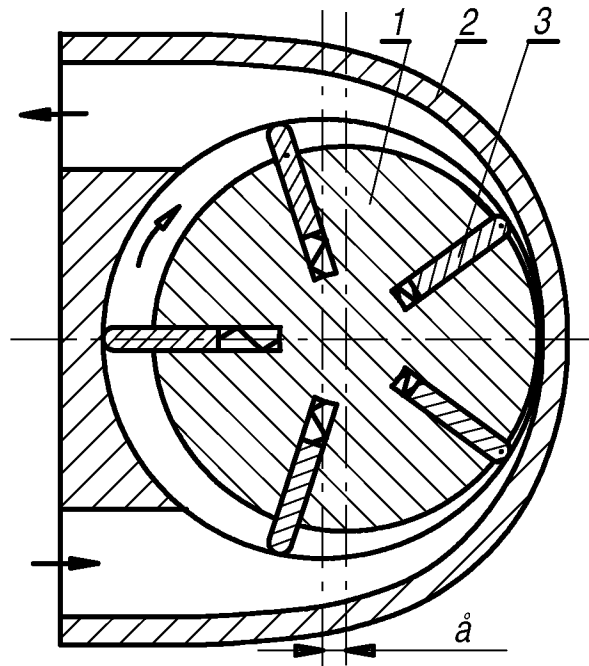


Рис. 27. Внутреннее зацепление шестерен.

Большое распространение шестеренных насосов с внешним зацеплением объясняется простотой их изготовления и надежностью в эксплуатации. Эти насосы создают давления до 15-20 МПа, работают при частоте вращения 1000-2000 об/мин и имеют полный к.п.д. 0,75-0,85.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением получили меньшее распространение. Они сложнее в производстве, создают меньшие давления ($p_{\max} = 5-7$ МПа), но отличаются компактностью. Разновидностью шестеренного насоса с внутренним зацеплением является героторный насос, который имеет специальное зубчатое зацепление.

Широкое распространение получили также пластинчатые насосы. На рис. 27 приведена схема такого насоса. В пазах ротора 1, который смещен относительно статора 2 на величину эксцентриситета e , установлены пластины-вытеснители 3. Вращаясь вместе с ротором эти пластины, одновременно совершают возвратно-

поступательное движение. Рабочими камерами насоса являются объемы, ограниченные поверхностями ротора 1 статора 2 и соседними пластинами. При вращении ротора рабочие камеры сначала увеличиваются (происходит их заполнение), а затем уменьшаются (вытеснение жидкости).

Пластинчатые насосы отличаются от других роторных насосов компактностью, они просты в изготовлении, но не могут создавать высокие давления ($p_{\max} = 7-14$ МПа).

Пластинчатые насосы, в отличие от шестеренных, могут выполняться **регулируемыми**. Для этого в конструкции насоса должна быть предусмотрена возможность перемещения ротора относительно статора, т.е. изменение величины эксцентриситета e (рис.27). При уменьшении e (за счет смещения ротора) будут уменьшаться объемы рабочих камер и подача насоса, а при $e = 0$ она станет равной нулю. В случае дальнейшего смещения ротора подача начнет увеличиваться, а направление потока жидкости измениться на противоположное. Таким образом, **регулируемый насос** позволяет менять подачу (по величине и направлению) при постоянной скорости вращения его вала.

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонной шайбой или наклонным блоком. На рис. 28 изображен аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой 1, на которую опираются основания плунжеров (поршней) 2. Плунжеры вращаются вместе с блоком 3 и одновременно совершают возвратно-поступательные движения относительно него.

При этом рабочие камеры 4 и 5 меняют свой объем от минимальной величины (поз.4 на рис.28) до максимальной (поз.5) и обратно. Для соединения рабочих камер с трубопроводами служит неподвижный распределитель 6 с дугообразными окнами 7 и 8. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом через окно 7, а при уменьшении - с напорным через окно 8. Аксиально-поршневой насос с наклонным бло-

ком имеет аналогичную конструкцию, но у него относительно оси вращения наклонен блок, а не шайба.

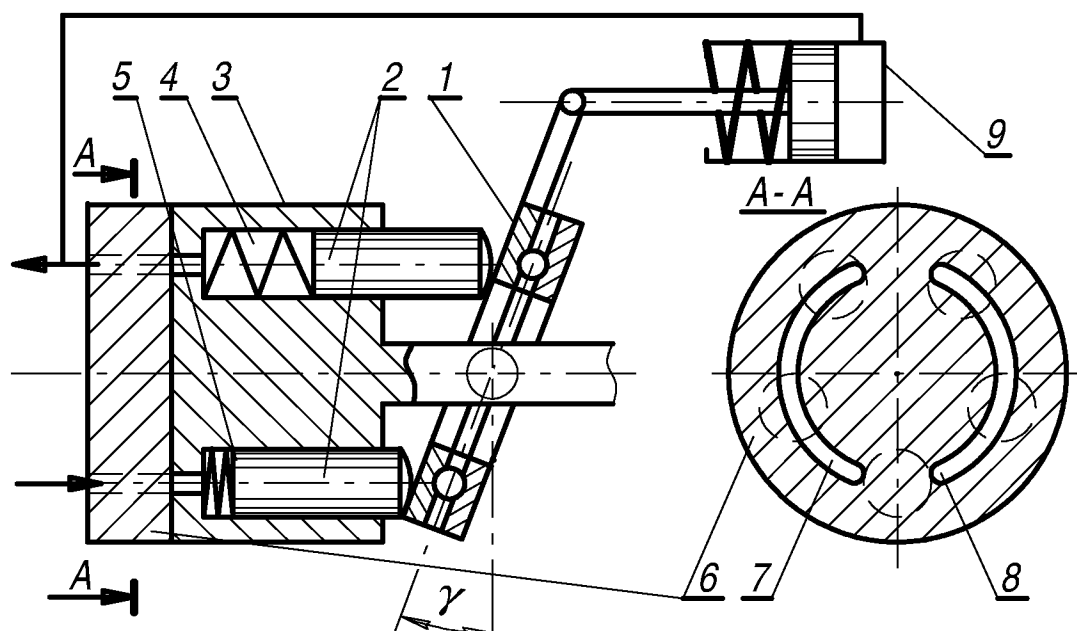


Рис. 28. Аксиально-поршневой насос с регулируемым углом наклона шайбы.

Аксиально-поршневой насос может быть регулируемым. При регулировании его рабочий объем изменяется за счет изменения угла γ наклона шайбы 1 (или блока).

Радиально-поршневые насосы получили значительно меньшее распространение. Они отличаются от рассмотренных ранее радиальным расположением поршней в блоке и конструкцией распределителя.

Аксиально-поршневые насосы являются наиболее технически совершенными из роторных. Они могут создавать высокие давления (до 30-45 МПа), работать в широком диапазоне изменения частоты вращения (500-5000 об/мин) и имеют высокие к.п.д. (до 0,90-0,92). Однако, сложны в производстве (особенно регулируемые) и поэтому являются дорогими. Радиально-поршневые насосы по большинству своих характеристик близки к предыдущим, но работают при значительно более низких частотах вращения.

11.5. Основные параметры и характеристика роторного насоса

Роторный насос характеризуется, прежде всего, рабочим объемом V_0 , который определяет его основные эксплуатационные показатели. Под рабочим объемом понимают идеальную (теоретическую) подачу насоса за один оборот его вала.

Для оценки к.п.д. роторного насоса может быть использована общая для всех гидромашин формула (48). Однако, гидравлические потери в роторных гидромашинах малы, поэтому ими пренебрегают и принимают $\eta_r = 1$. Тогда общий к.п.д. роторного насоса равен произведению его объемного к.п.д. η_o на механический η_m .

Теоретическая подача насоса Q_T определяется произведением его рабочего объема V_0 на частоту вращения n , а при определении действительной подачи Q необходимо учитывать объемные потери жидкости, т.е.

$$Q_T = V_0 \cdot n, \quad (54) \quad Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_o. \quad (55)$$

Крутящий момент M на валу насоса также зависит от его рабочего объема и, с учетом механических потерь, определяется зависимостью

$$M = \frac{V_o \cdot \Delta p}{2\pi \cdot \eta_m}, \quad (56)$$

где Δp - перепад давления на насосе.

Характеристикой насоса называется графическая зависимость давления насоса от его подачи. Эта зависимость представляет собой линию АВ (см. рис. 29), начальной точкой А которой является теоретическая подача насоса Q_T (при нулевом давлении). Наклон линии АВ вызван утечками жидкости через зазоры. Эти утечки носят ламинарный характер, т.е. их величина $Q_{ут}$

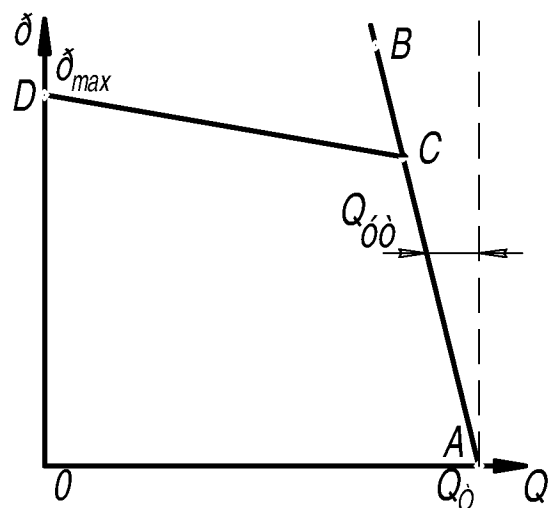


Рис. 29. Характеристика насоса

пропорциональна давлению и линия АБ является прямой.

Однако такая характеристика не всегда удовлетворяет требованиям предъявляемым к насосам, работающим в машиностроительных гидросистемах. Для получения требуемой характеристики АСD (рис.29) используют переливные клапаны или насосы с автоматическим регулированием подачи. Такое устройство (насос с клапаном или с регулятором подачи) называют насосной установкой.

При использовании переливного клапана (устройство см. в разделе 13.3.2), который устанавливается на выходе из насоса, имеется возможность перепускать жидкость в бак, минуя гидросистему. В этом случае насосная установка работает следующим образом:

- АС - переливной клапан закрыт и вся подача направляется в гидросистему;
- точка С - клапан начинает открываться;
- CD - часть жидкости сливается в бак, минуя гидросистему;
- точка D - клапан полностью открыт и вся жидкость перепускается в бак, минуя гидросистему.

Простейший регулятор подачи приведен на рис.28 (поз.9). Он представляет собой гидроцилиндр с подпружиненным поршнем, к которому подведено давление насоса, и работает следующим образом:

- АС - поршень регулятора находится в крайнем правом положении, угол наклона шайбы 1 и подача насоса максимальны;
- точка С - поршень начинает смещаться влево;
- CD - поршень занимает промежуточное положение, подача насоса меньше максимальной величины, но больше нуля;
- точка D - поршень регулятора находится в крайнем левом положении, угол наклона шайбы и подача насоса равны нулю.

Первый из рассмотренных способов регулирования подачи не требует дорогостоящих регулируемых гидромашин, но его использование влечет за собой

энергетические потери в эксплуатации, так как часть жидкости перепускается через клапан в бак и не совершает полезной работы. При использовании второго способа необходимы регулируемые насосы.

12. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ.

В зависимости от характера движения выходного звена объемные гидродвигатели можно разделить на гидродвигатели возвратно-поступательного движения (**гидроцилиндры**) и гидродвигатели вращательного движения (**гидромоторы**).

12.1. Гидроцилиндры.

Гидроцилиндры различаются по принципу действия и конструкции. По принципу действия различают два типа гидроцилиндров:

- одностороннего действия - под действием потока жидкости движение выходного звена осуществляется в одном направлении, а в обратном - механически (за счет пружины, веса и т.д.).
- двустороннего действия - движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока жидкости.

По конструкции выделяют три типа гидроцилиндров:

- поршневые - выходным звеном является шток поршня;
- плунжерные - выходным звеном является плунжер;
- телескопические - выходным звеном являются несколько поршней или плунжеров, перемещающихся внутри друг друга.

Наибольшее применение в машиностроении получили поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком (рис.30). Следует отметить, что из-за разных площадей (справа и слева) взаимодействующих с жидкостью, математические зависимости для них несколько сложнее, чем для других гидроцилиндров.

Определение перепада давления на гидроцилиндре двустороннего действия

проводят по
$$\Delta p = \frac{F}{S \cdot \eta_m}, \quad (57)$$

где F - нагрузка на штоке (см. рис.30);

S - площадь поршня со стороны подвода жидкости (при движении жидкости слева направо это площадь поршня $S = \pi D^2/4$, а при движении справа налево это площадь поршня за вычетом площади штока $S = \pi (D^2 - d^2)/4$;

η_m - механический к.п.д.

Необходимо также учитывать, что из-за разности площадей, взаимодействующих с жидкостью, расходы Q и Q' различны и соотносятся как соответствующие площади, т.е.

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}. \quad (58)$$

Для большинства гидроцилиндров объемные и гидравлические потери незначительны, поэтому полный к.п.д. определяется величиной механического, т.е. $\eta = \eta_m$.

12.2. Гидромоторы.

Гидродвигатели вращательного движения (гидромоторы) по конструкции не отличаются от роторных насосов, так как последние обладают свойством обратимости (см. раздел 11.3). Классифицируются гидромоторы также как и роторные насосы (рис.25) и обладают теми же свойствами.

Наибольшее распространение получили роторно-поршневые гидромоторы. Радиально-поршневые гидромоторы используются в системах, где требуется большой крутящий момент, например, в мотор-колесах тракторов и тягачей. Ак-

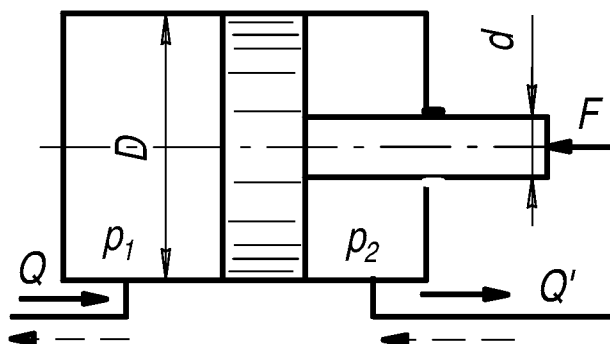


Рис. 30. Схема двустороннего гидроцилиндра.

сиально-поршневые гидромоторы отличаются от них высокими скоростями вращения, но они создают меньшие крутящие моменты. Все роторно-поршневые насосы обладают высокими к.п.д. (до 0,90-0,92), но сложны в производстве.

Шестеренные и пластинчатые гидромоторы используются реже. У них ниже эксплуатационные параметры, но они просты в изготовлении и поэтому дешевле.

Расчетные формулы для гидромоторов отличаются от аналогичных формул для роторных насосов (55)-(56) из-за противоположного направления потока мощности через них. Так расход жидкости Q связан рабочим объемом гидромотора V_0 с частотой вращения его вала n (с учетом его объемного к.п.д. η_o) зависимостью

$$Q = V_0 \cdot n / \eta_o . \quad (59)$$

А момент на валу гидромотора M , с учетом его механического к.п.д. η_m и величины перепада давления Δp , определяется по

$$M = \frac{V_0 \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{2\pi} . \quad (60)$$

Гидравлические потери в гидромоторах также как в роторных насосах малы и ими пренебрегают, т.е. принимают гидравлический к.п.д. $\eta_r = 1$. Тогда полный к.п.д. η_o равен произведению объемного к.п.д. η_o на механический η_m .

13. ЭЛЕМЕНТЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ.

13.1. Общие понятия и определения.

Под гидроприводом понимается совокупность устройств, предназначенных для передачи и преобразования механической энергии посредством потока жидкости. Объемным гидроприводом называется гидропривод, содержащий объемные гидромашины.

Объемный гидропривод может быть нерегулируемым и регулируемым. В регулируемом (управляемом) гидроприводе имеется возможность управления величиной скорости выходного звена.

Гидроприводы различают по виду движения выходного звена и по способу регулирования (управления скоростью выходного звена).

По виду движения выделяют два типа гидроприводов:

- гидропривод возвратно-потупательного движения;
- гидропривод вращательного движения.

По способу регулирования различают следующие гидроприводы:

- с дроссельным регулированием (управлением);
- с объемным (машинным) регулированием (управлением).

Для изучения устройства и принципа действия гидроприводов все составляющие элементы последних целесообразно разделить на три группы:

- гидропередача - силовая часть гидропривода, включающая насос (или насосы), гидродвигатель (или гидродвигатели) и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью;
- гидроаппараты - устройства для управления гидропередачами;
- вспомогательные гидравлические устройства.

13.2. Гидропередачи.

Гидропередачи подразделяются по виду движения выходного звена на гидропередачи возвратно-поступательного движения и гидропередачи вращательного движения.

Основными элементами гидропередач являются объемные гидромашины (насосы и гидродвигатели), которые были подробно рассмотрены в разделе 12. Здесь будут даны принципы построения гидравлических схем и условные обозначения входящих в них устройств.

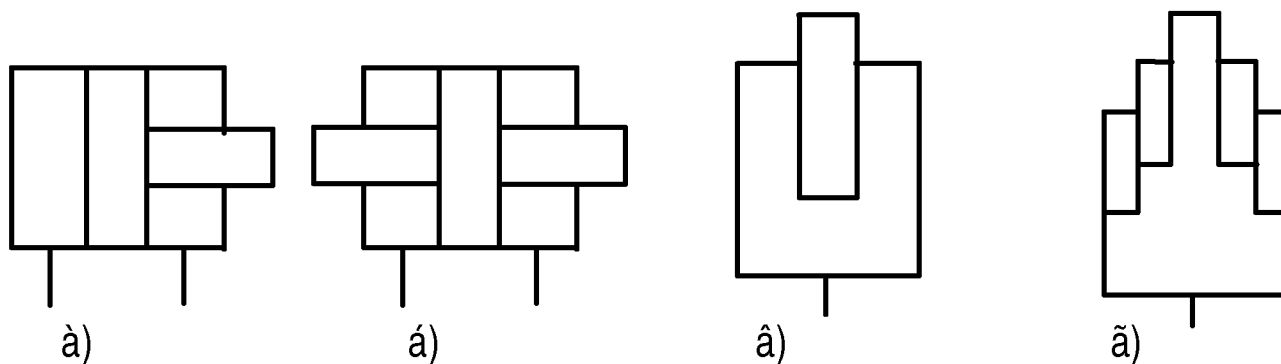
Условные обозначения гидроцилиндров представляют собой их предельно упрощенные изображения. В качестве примера на рис.31 приведены обозначения следующих гидроцилиндров:

- а - поршневой двустороннего действия с односторонним штоком;

б - поршневой двустороннего действия с двусторонним штоком;

в - плунжерный (одностороннего действия);

Г - телескопический одностороннего действия трехступенчатый.

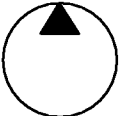
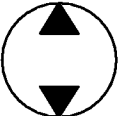
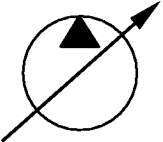



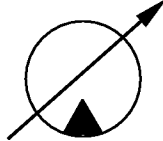


Điền. 31. Î âî çí à÷:áí èÿ ãèäđî öèëèäđî â.

Обратный ход гидроцилиндров одностороннего действия может быть осуществлен за счет пружины или веса поднимаемого тела.

Условные обозначения основных типов роторных насосов и гидромоторов сведены в таблицу:

Обозначения насосов и гидромоторов.

Тип гидромашины	Обычная	Реверсивная	Регулируемая	Насос-мотор регулируемый
НАСОС				
ГИДРОМОТОР				

13.3. Гидроаппараты.

Гидроаппаратами называются устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданного значения параметров потока жидкости (давления, расхода, направления движения).

Основным элементом всех гидроаппаратов является запорно-регулирующий элемент - деталь, при перемещении которой изменяется проходное сечение гидроаппарата.

Гидроаппараты, применяемые в объемных гидроприводах можно разделить на три группы:

- гидравлические дроссели (гидродроссели);
- гидравлические клапаны (гидроклапаны);
- гидравлические распределители (гидрораспределители).

13.3.1. Гидравлические дроссели.

Гидродроссель – это гидроаппарат, предназначенный для снижения давления (напора) рабочей жидкости. Он представляет собой местное гидравлическое сопротивление.

Дроссели могут быть линейными, когда местные потери обусловлены ламинарными течениями и поэтому пропорциональны расходу. Это достигается тем, что дросселирующий канал имеет большую длину и малое сечение. Такие дроссели рассчитываются с использованием формулы Пуазейля (22)-(23).

Однако, в основном в машиностроительных гидроприводах используются квадратичные дроссели, потери в которых обусловлены вихреобразованием и поэтому пропорциональны квадрату расхода. Для расчета этих дросселей используется формула истечения (29).

Дроссели бывают настраиваемые (нерегулируемые), проходное сечение которых не меняется в процессе работы, и регулируемые, у которых имеется

возможность принудительного изменения проходного сечения (простейший регулируемый дроссель - водопроводный кран).

На рис.32 приведены условные обозначения дросселей на схемах (*а* - нерегулируемый; *б* - регулируемый).

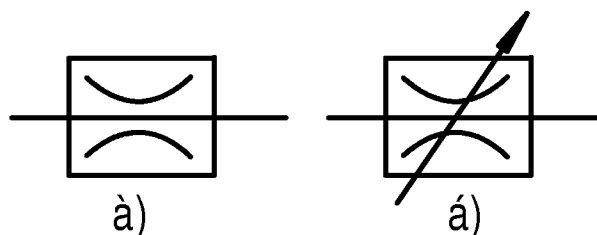


Рис. 32. Условные обозначения дросселей на схемах.

13.3.2. Гидравлические клапаны.

Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором величина проходного сечения изменяется от воздействия потока рабочей жидкости.

В объемных гидроприводах используются клапаны различного назначения. Наиболее часто встречаются напорные клапаны, которые предназначены для ограничения давления в подводимом к ним потоке. Напорные клапаны по назначению разделяют на предохранительные и переливные. Принцип работы этих клапанов одинаков, но они различаются по конструкции из-за разных задач стоящих перед ними.

Предохранительные клапаны должны срабатывать в критической ситуации при превышении давления выше предельно допустимого. Поэтому главное требование к ним - надежность срабатывания.

Для избежания заклинивания запорно-регулирующего элемента они обычно выполняются шариковыми. На рис.33,а приведена конструктивная схема шарикового клапана.

Переливные клапаны работают непрерывно, поддерживая заданное давление. Поэтому главное требование к ним износостойкость и в качестве запорно-регулирующего

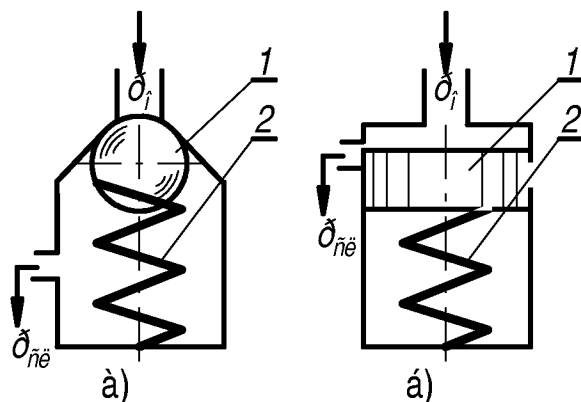


Рис. 33. Конструктивные схемы клапанов.

элемента чаще всего используется плунжер (золотник).

На рис. 33 приведены две конструктивные схемы напорных клапанов: *а* – шариковый, *б* – плунжерный. Принцип работы обоих клапанов одинаков: если подводимое к ним давление p_0 превысит расчетную величину, то запорно-регулирующий элемент 1 сожмет пружину 2 и произойдет "сброс" давления на слив ($p_{сл}$).

Кроме напорных клапанов в объемных гидроприводах используются также и другие клапаны: редукционный (поддерживает постоянное давление на выходе из клапана), перепада давления (поддерживает постоянный перепад давления), соотношения давления (поддерживает заданное соотношение давления) и др. Но они используются существенно реже.

На рис. 34 приведены условные обозначения различных клапанов на гидравлических схемах: *а* – напорный, *б* – редукционный, *в* – перепада давления, *г* – соотношения давления.

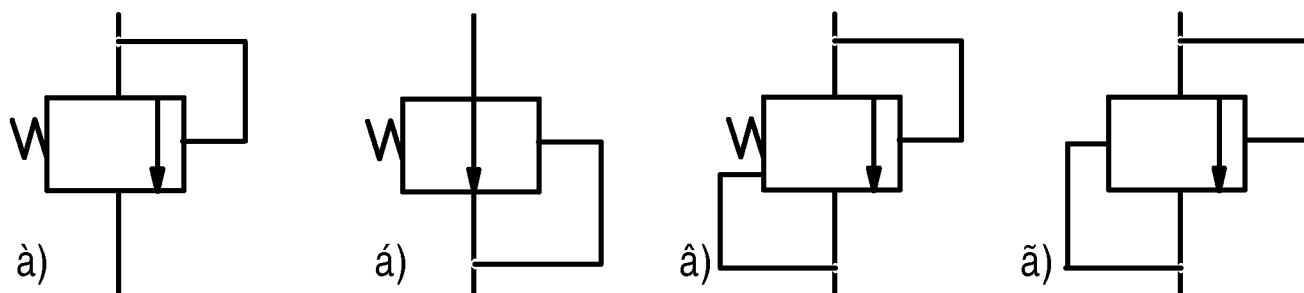


Рис. 34. Условные обозначения различных клапанов на гидравлических схемах.

В машиностроительных гидросистемах используются также обратные клапаны. Они обеспечивают движение жидкости только в одном направлении. На рис. 35,а приведена конструктивная схема обратного клапана, а на рис. 35,б – его условное обозначение.

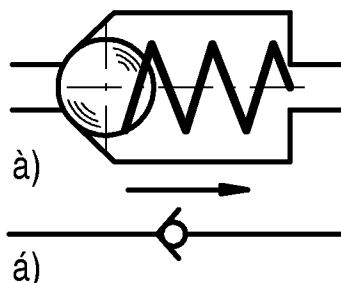


Рис. 35. Условные обозначения обратных клапанов.

Для расчета клапанов используют два основных уравнения:

- уравнение равновесия запорно-регулирующего элемента;
- уравнение истечения жидкости через дросселирующее отверстие (по формуле (29)).

13.3.3. Гидравлические распределители.

Гидрораспределители - гидроаппараты, предназначенные для изменения направления потоков жидкости. Наибольшее распространение получили крановые и золотниковые распределители.

На рис. 36,а приведена конструктивная схема кранового распределителя, запорно-регулирующий элемент которого (пробка) 1 может совершать поворотные движения относительно корпуса 2. В рабочей позиции, изображенной на рисунке, жидкость от насоса (p_n) направляется в гидросистему по каналу 3, а возвращается по каналу 4 и направляется на слив ($p_{сл}$). Если пробку 1 повернуть на 90 градусов, то гидролиния нагнетания соединится с каналом 4, а слив - с каналом 3, т.е. направление потока жидкости через гидросистему измениться. Такой распределитель, имеющий две рабочих позиции, называется двухпозиционным.

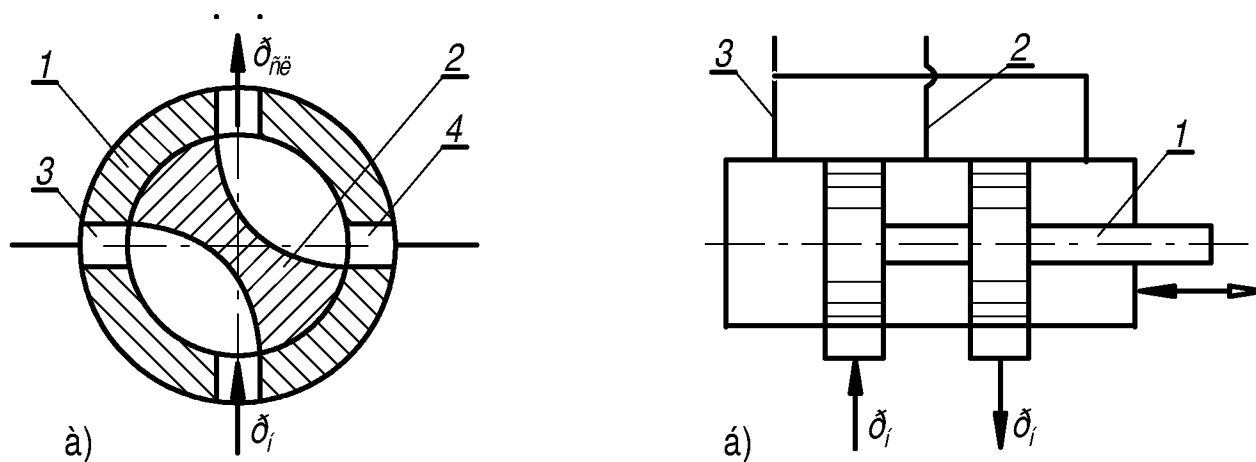


Рис. 36. а) Крановый распределитель; б) Золотниковый распределитель.

На рис.36,б представлена схема золотникового распределителя. Его запорно-регулирующий элемент (золотник) 1 может совершать перемещения вдоль оси. В исходной позиции пояски золотника 1 перекрывают напорную и сливную гид-

ролинии. Такую позицию называют запертой. Если золотник 1 сместить влево, то жидкость от насоса (p_n) будет направляться в гидросистему по каналу 2, а возвращаться по каналу 3 и направляться на слив ($p_{сл}$). При смещении золотника 1 вправо гидролиния нагнетания соединится с каналом 3, а слив - с 2. Такой распределитель называется трехпозиционным.

На рис.37 приведены условные обозначения рассмотренных распределителей. При условном обозначении каждая рабочая позиция распределителя изображается в виде прямоугольника. Внутри них стрелками показывают направления потоков. На схеме распределитель изображается в исходной позиции, к которой подводятся гидролинии. Для того, чтобы представить направления потоков в другой позиции, надо мысленно поставить её на место исходной.

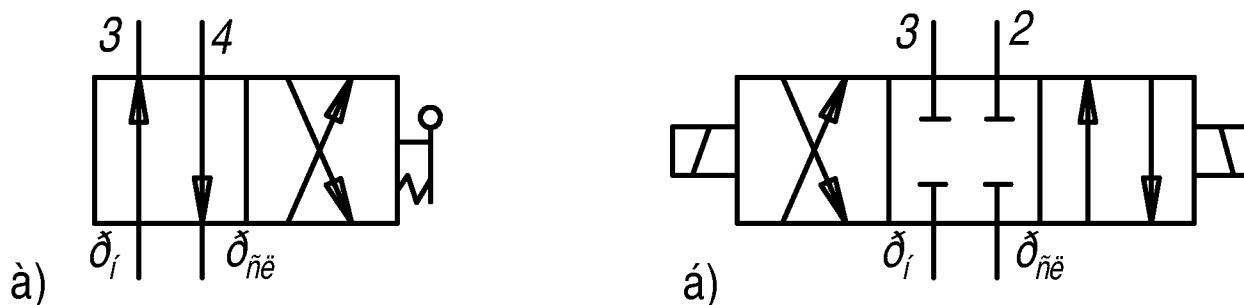


Рис. 37. Условные обозначения распределителей.

В условное обозначение распределителя входит также обозначение устройства, с помощью которого перемещается запорно-регулирующий орган. Например, на рис.37,а приведено обозначение распределителя с ручным управлением, а на рис. 37,б - с электромагнитным.

13.4. Вспомогательные гидравлические устройства.

К вспомогательным гидравлическим устройствам можно отнести элементы гидропривода, не относящиеся к рассмотренным группам, но без которых он не может нормально работать: гидробаки, фильтры, теплообменники, гидравлические аккумуляторы и др.

Гидравлические баки служат для хранения жидкости необходимой для

питания гидропривода. Гидробаки бывают с атмосферным давлением над свободной поверхностью и с избыточным давлением. На рис.38 приведены условные обозначения баков (*а* - с атмосферным давлением в баке; *б* - с избыточным давлением в баке).

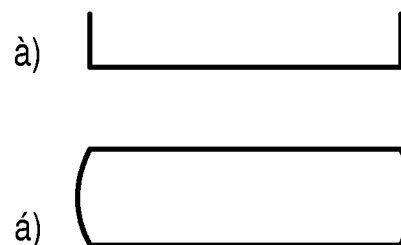


Рис. 38. Обозначения баков.

Фильтры предназначены для очистки рабочей жидкости от механических примесей. По степени фильтрации (величина задерживаемых частиц D) они бывают грубой ($D > 0,1 \text{ мм}$), нормальной ($D > 0,01 \text{ мм}$) и тонкой ($D > 0,005 \text{ мм}$) очистки. Условное обозначение фильтра приведено на рис.39,а.

Теплообменники служат для охлаждения (рис.39,б) или нагрева (рис.39,в) рабочей жидкости. Они, как и фильтры, предназначены для обеспечения определенных свойств рабочей жидкости (кондиции), поэтому их относят к кондиционерам.

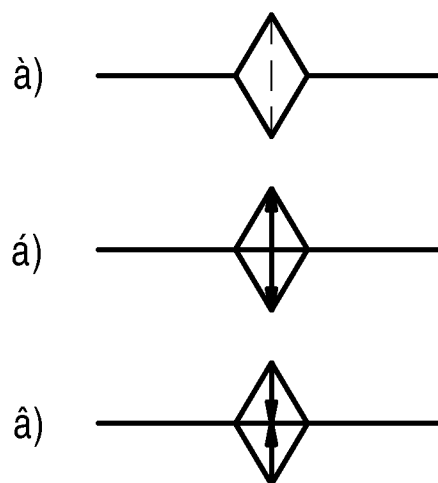
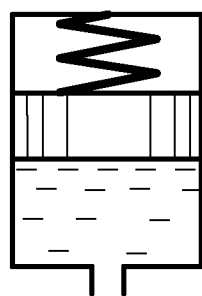


Рис. 39. Обозначения теплообменников.

Гидроаккумуляторы - устройства для накапливания энергии рабочей жидкости с целью дальнейшего её использования. По способу накапливания энергии они бывают:

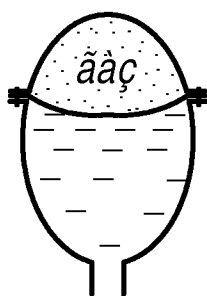
- пневматические (аккумулирование энергии за счет сжатия газа);
- пружинные (аккумулирование энергии за счет сжатия пружины);
- грузовые (аккумулирование энергии за счет изменения потенциальной энергии груза) - применяются редко.

По конструкции гидроаккумуляторы можно разделить на поршневые и мембранные. На рис.40 приведены упрощенные схемы гидравлических аккумуляторов: *а* - пружинный (поршневой); *б* - пневматический (мембранный). А на рис.41 –

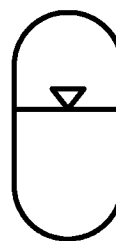


à)

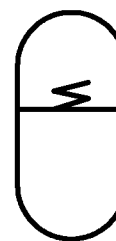
Đèñ. 40. Æèäđî àêêóî óëÿòî ðû.



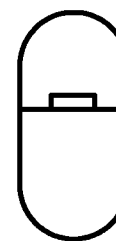
á)



à)



á)



â)

Đèñ. 41. Óñëî âí ûâ î âí çí à÷âí èÿ
æèäđî àêêóî óëÿòî ðî â.

их условные обозначения: *а* - пневматический; *б* - пружинный; *в* - грузовой. Следует отметить, что в отдельных гидроприводах гидроаккумулятор может использоваться как основной источник гидравлического питания (вместо насоса).

14. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ.

14.1. Гидропривод возвратно-поступательного движения с параллельно-дроссельным регулированием (управлением).

На рис. 42 представлена принципиальная схема регулируемого гидропривода возвратно-поступательного движения с параллельным включением дросселя.

Силовая часть гидропривода (гидропередача) состоит из насоса 1, гидроцилиндра 2 и соединительных трубопроводов с рабочей жидкостью. Для управления гидропередачей в систему введены гидроаппараты: трехпозиционный распределитель с ручным управлением 3, регулируемый дроссель 4 и предохранительный клапан 5. Кроме них в рассматриваемый гидропривод включены вспомогательные гидравлические устройства: бак 6 и фильтр 7.

Регулирование (изменение скорости движения выходного звена) обеспечивается за счет изменения проходного сечения дросселя 4. При его увеличении

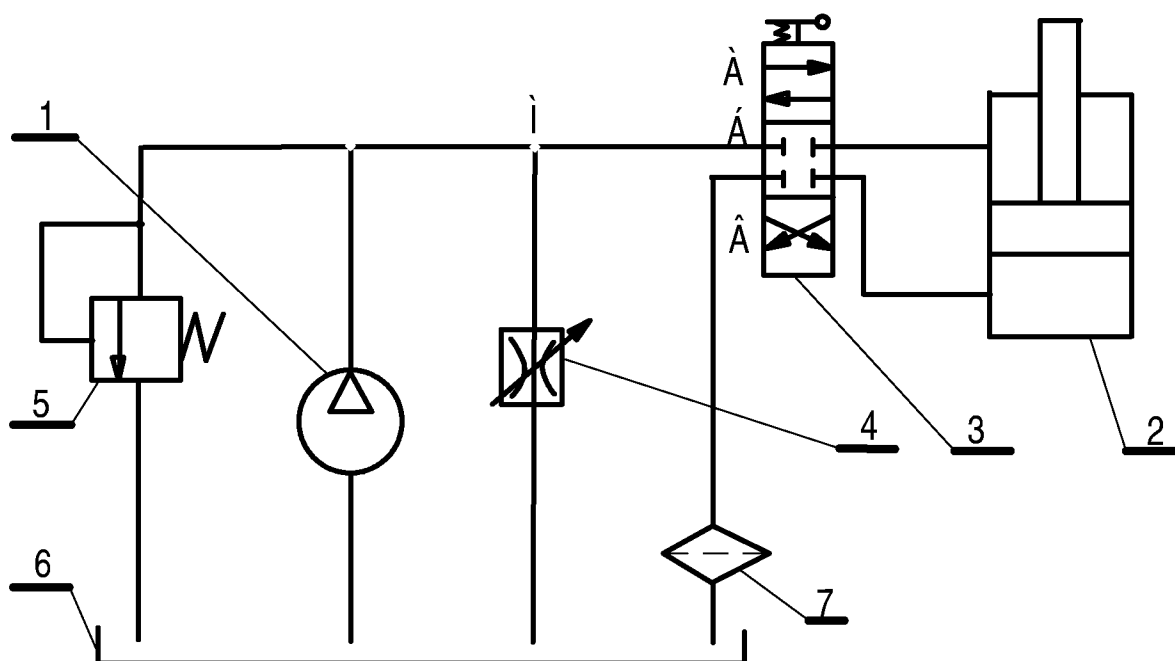


Рис. 42. Схема гидравлической системы с трехпозиционным распределителем 3 и дросселем 4.

увеличивается расход жидкости через дроссель 4, следовательно, уменьшается расход через гидроцилиндр 2 и скорость движения поршня.

Поток жидкости, нагнетаемый насосом 1, в точке М разветвляется на два. Один из них через распределитель 3 (при установке в рабочее положение позиций А или В) поступает в гидроцилиндр 2 и, перемещая поршень (выходное звено гидропривода), совершает полезную работу. Второй поток через дроссель 4 сливается в бак 6. Трехпозиционный распределитель 3 изображен на схеме в нейтральной позиции Б. Установка в рабочее положение позиции распределителя А обеспечивает движение поршня вниз, установка позиции В - вверх.

В рассмотренной схеме могут быть использованы дешевые нерегулируемые гидромашины. Однако, имеют место существенные потери энергии, так как часть жидкости сливается через дроссель 4 в бак 6, не совершая полезной работы.

14.2. Гидропривод возвратно-поступательного движения с последовательно-дрессельным регулированием (управлением).

Схема гидропривода возвратно-поступательного движения с последовательно-дрессельным регулированием представлена на рис. 43.

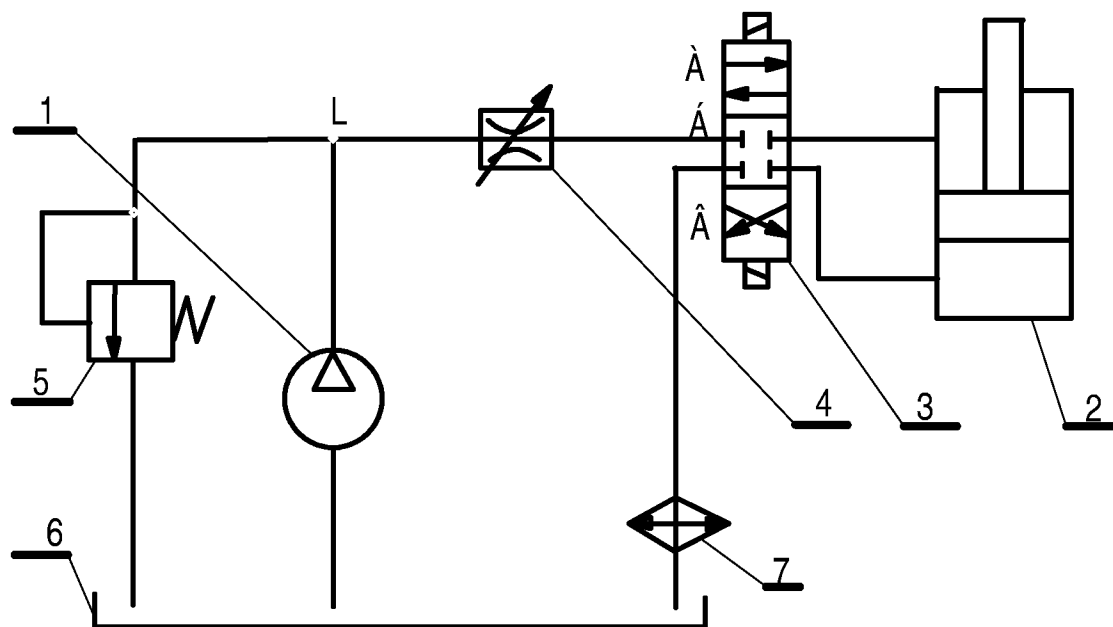


Рис. 42. Схема гидропривода возвратно-поступательного движения с последовательно-дрессельным регулированием (управлением).

Схема данного гидропривода во многом повторяет предыдущую. Гидропередача также включает насос 1, гидроцилиндр 2 и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью. Для управления гидропередачей в системе установлены: трехпозиционный распределитель с электромагнитным управлением 3, регулируемый дроссель 4 и переливной клапан 5. А также введены вспомогательные гидравлические устройства: бак 6 и теплообменник 7 (для охлаждения жидкости).

Поток рабочей жидкости, нагнетаемый насосом 1, в точке L разделяется на два потока. Один из них, как и в ранее рассмотренном случае, через распределитель 3 поступает в гидроцилиндр 2 и перемещает поршень. Второй поток сливается в бак 6 через постоянно работающий переливной клапан 6. Распределитель 3 аналогичен предыдущему, но имеет не ручное, а электромагнитное управление.

Регулирование (изменение скорости поршня) в данном гидроприводе обеспечивается за счет совместной работы дросселя 4 и клапана 5. Так, при уменьшении величины проходного сечения дросселя 4 возрастает давление в точке L . Увеличение этого давления влечет за собой увеличение проходного сечения клапана 5 и, следовательно, величины расхода через него. Что приводит к уменьшению расхода через гидроцилиндр 2 и скорости поршня.

В рассмотренном гидроприводе также используются нерегулируемые гидромашины, а потери энергии могут быть несколько больше, чем в предыдущем случае. Но характеристика данного гидропривода более стабильна, т.е. изменение нагрузки в меньшей степени оказывает влияние на скорость выходного звена.

14.3. Гидропривод вращательного движения с объемным (машинным) регулированием (управлением).

Схема гидропривода вращательного движения с объемным регулированием приведена на рис. 44.

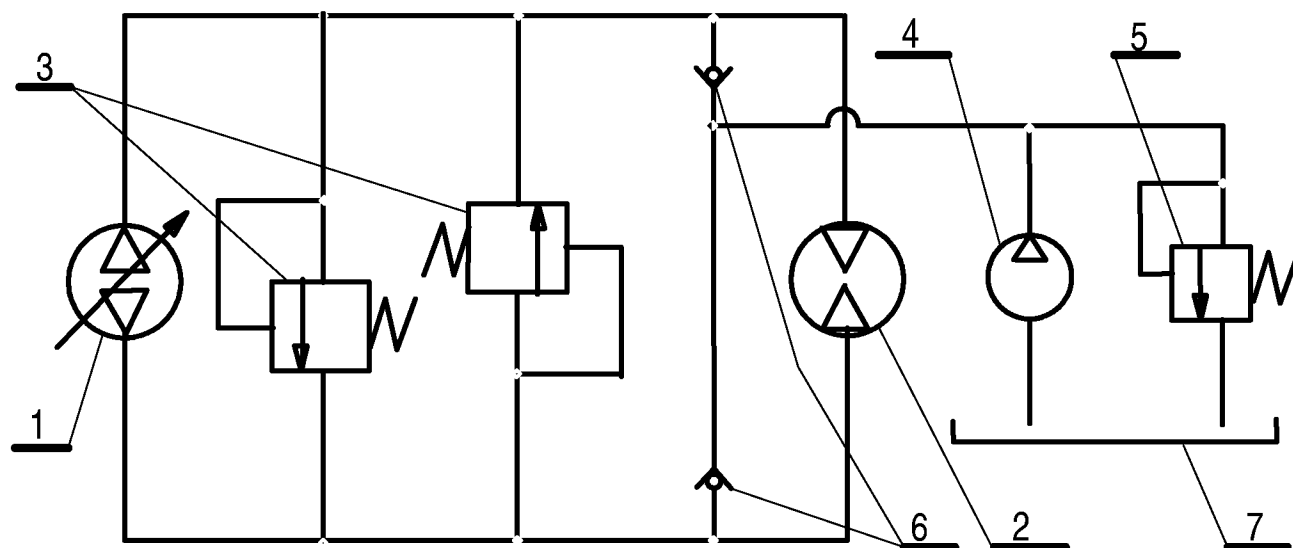


Рис. 44. Гидропривод вращательного движения с объемным регулированием

Силовая часть гидропривода (гидропередача) состоит из регулируемого реверсивного насоса 1, реверсивного гидромотора 2 и соединительных трубопрово-

дов с рабочей жидкостью. Кроме гидромашин основной гидропривод включает два предохранительных клапана 3.

Поток рабочей жидкости от насоса 1 направляется к гидромотору 2 и, отдав ему свою энергию, вновь возвращается к насосу.

Изменение направления вращения гидромотора осуществляется изменением направлением подачи жидкости насосом. Следовательно, любая из гидролиний, соединяющих насос и гидромотор, может оказаться как напорной, так и всасывающей. Поэтому каждая из них защищена от превышения предельно допустимого давления своим предохранительным клапаном 3.

В отличие от ранее рассмотренных схем, данный гидропривод является замкнутым и не требует бака больших размеров. Но в эксплуатации необходимо компенсировать возможные потери объема жидкости из замкнутого контура. Для этого в схему включена вспомогательная система подпитки. Она состоит из насоса малой мощности 4, предохранительного клапана 5, двух обратных клапанов 6 и бака 7. Клапаны 6 предохраняют гидролинии основной системы от выброса жидкости через систему подпитки.

Регулирование (управление скоростью выходного звена) обеспечивается изменением подачи насоса за счет изменения его рабочего объема (см. раздел 11.4). Например, при уменьшении рабочего объема насоса его подача уменьшается, уменьшается расход жидкости через гидромотор и, следовательно, частота вращения вала.

Рассматриваемый гидропривод требует применение регулируемых гидромашин, которые существенно дороже нерегулируемых. Однако, он обеспечивает наименьшие потери энергии и стабильную скорость выходного звена (она практически не зависит от нагрузки).

14.4. Следящий гидропривод.

Под следящим понимается регулируемый гидропривод, в котором величина перемещения выходного звена пропорциональна величине задающего воздействия. Другими словами, это гидропривод, в котором выходное звено повторяет (точно или пропорционально) движения звена управления. При этом коэффициент усиления гидропривода, равный отношению силы на выходном звене к силе приложенной к звену управления, может достигать весьма значительных величин (до 10^5).

На рис.45 приведена упрощенная схема следящего гидропривода.

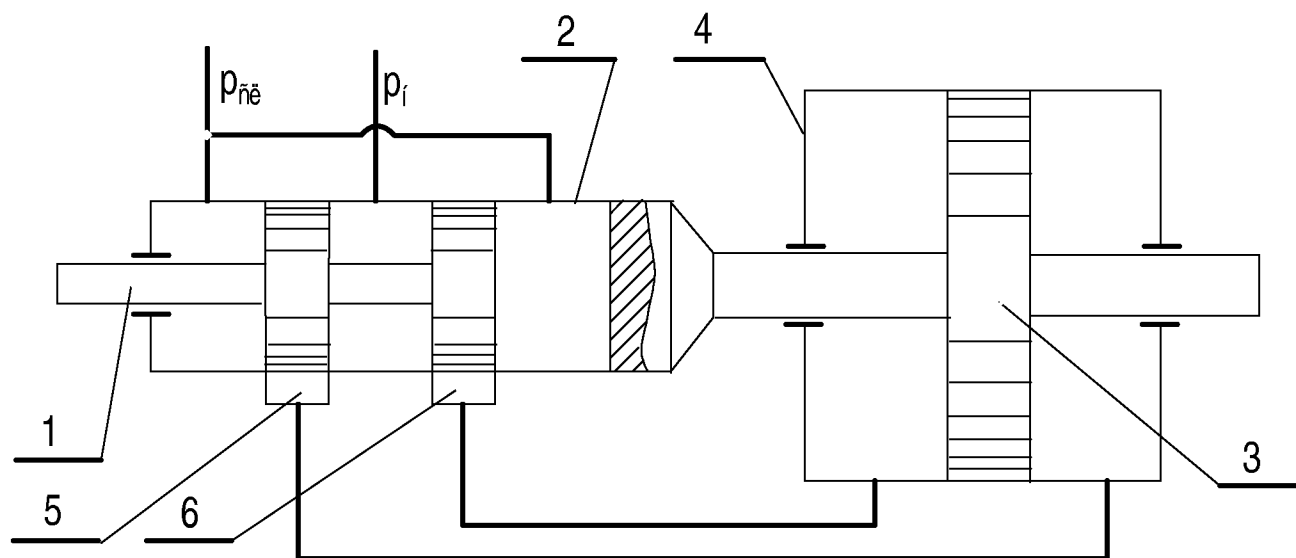


Рис. 45. Упрощенная схема следящего гидропривода.

Управляющим звеном представленного гидропривода является золотник 1, перемещающийся в корпусе управляющего распределителя 2. Последний имеет жесткую связь с выходным звеном - поршнем 3 силового гидроцилиндра 4 (в данном случае они являются одной деталью).

Рассмотрим на данном примере принцип работы любого следящего привода. При смещении золотника 1 вправо на произвольную величину x , жидкость от насоса через центральную полость распределителя 2 и окно 6 начнет поступать в ле-

вую полость силового гидроцилиндра 4 и поршень 3 начнет движение вправо. При этом жидкость из правой полости гидроцилиндра 4 будет вытесняться через окно 5 в левую полость распределителя 2 и далее на слив.

Перемещаясь вправо, поршень 3 тянет за собой корпус распределителя 2. При смещении последнего на величину x щель, соединяющая центральную полость распределителя 2 и окно 6, перекрывается. Перекрывается также щель связывающая окно 5 и левую полость распределителя 2. Движение поршня прекращается. Таким образом, обеспечивается обратная связь между выходным и управляющим звеньями.

При смещении золотника 1 влево жидкость от насоса через окно 5 будет поступать в правую полость гидроцилиндра 4 и движение всех элементов происходит в обратном направлении, а жидкость вытесняется из левой полости гидроцилиндра в бак через окно 6.

15. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

Гидродинамическая передача - это гидропередача, составленная из двух лопастных (динамических) гидромашин предельно сближенных друг с другом. У неё отсутствуют трубопроводы, и она выполняется в едином корпусе. Гидродинамические передачи разделяют на гидромуфты и гидротрансформаторы.

15.1. Гидромуфты.

Гидромуфты передают мощность, не изменяя величины момента.

Гидромуфта (рис.46) состоит, из соосно расположенных насосного колеса 1 (выполняет функции насоса) и турбинного колеса 2 (выполняет функции гидродвигателя), расположенных в едином корпусе 3. Лопатки 4 насосного и турбинного колес гидромуфты обычно выполняются плоскими и располагаются по радиусу. Внутренние поверхности рабочих колес образуют рабочую полость, в которой циркулирует поток жидкости, обтекающий лопатки 4.

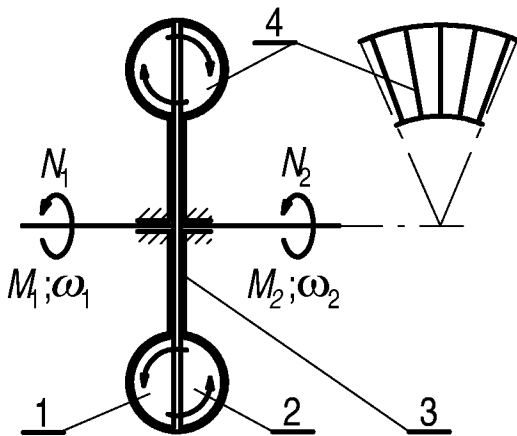


Рис. 46. Гидромуфта.

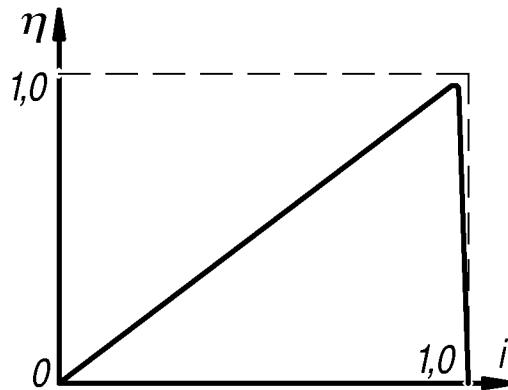


Рис. 47. Характеристика гидромуфты.

Насосное колесо 1 получает мощность N_1 от ведущего вала. Его лопатки сообщают полученную мощность потоку жидкости, который вращается вместе с насосным колесом и под действием центробежных сил отбрасывается от оси вращения к периферии колес. Затем циркулирующий поток жидкости переходит с лопаток насосного колеса 1 на лопатки турбинного колеса 2. Далее он движется вдоль лопаток турбинного колеса и отдает ему полученную мощность, которая используется на ведомом валу (N_2).

Гидромуфта связана лишь с ведущим и ведомым валами и не имеет внешней опоры. Поэтому на установившемся режиме работы сумма моментов (M_1 и M_2), приложенных к ней извне, должна быть равна нулю, т.е. без учета потерь на трение

$$M_1 = M_2 \quad . \quad (61)$$

Характеристика гидромуфты, представляющая собой зависимость крутящего момента $M = M_1 = M_2$ от передаточного отношения $i = \omega_2 / \omega_1$ при постоянной скорости вращения ведущего вала $\omega_1 = \text{const}$, имеет вид падающей кривой (рис.47).

Характеристика включает также зависимость к.п.д. η от передаточного отношения i . Так как в гидромуфте выполняется равенство (61), то величина её к.п.д. η равна передаточному отношению i :

$$\eta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \quad (62)$$

Зависимость (62) имеет линейный характер (рис. 47), однако при $i \rightarrow 0$ линейность нарушается. Так как момент M , передаваемый муфтой, в этой зоне быстро стремится к нулю и его величина становится соизмеримой с потерями на трение.

15.1. Гидротрансформаторы.

Гидротрансформатор в отличие от гидромуфты не только передает мощность, но и способен автоматически изменять крутящий момент.

Гидротрансформатор (рис. 48) кроме насосного 1 и турбинного 2 колес имеет дополнительное колесо 3, неподвижно закрепленное на корпусе между ними (таких колес может быть несколько). Это дополнительное колесо 3 называется реактивным или реактором. Лопатки всех колес гидротрансформатора, в отличие от колес гидромуфты, имеют сложный профиль.

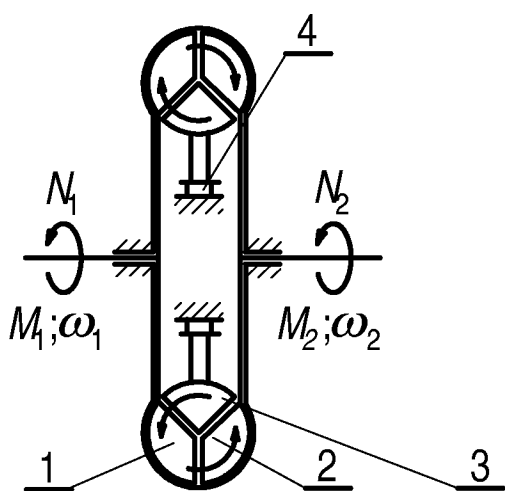


Рис. 48. Гидротрансформатор.

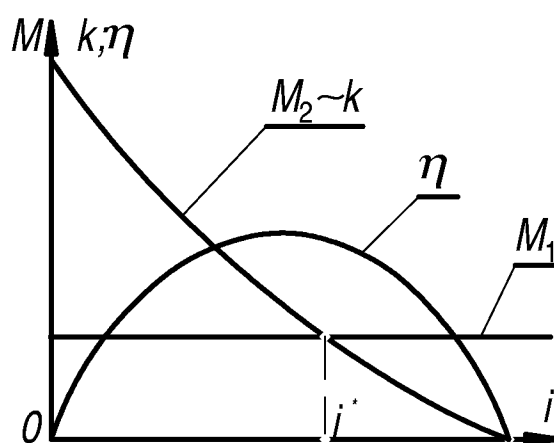


Рис. 48. Характеристики гидротрансформатора.

Работа циркулирующего потока в гидротрансформаторе аналогична работе потока в гидромуфте. Но реактор 3 меняет направление потока жидкости (т.е. скорость) при его движении от турбинного колеса 2 к насосному 1. Поэтому количество движения, уносимое потоком с турбинного колеса 2, и количество движения, приносимое им на насосное колесо 1, различны. А величина крутящего момента на любом из этих колес определяется изменением момента количества движения. Следовательно, различны и крутящие моменты на этих колесах. Таким образом, обеспечивается изменение передаваемого момента.

Гидротрансформатор, в отличие от гидромуфты, имеет дополнительную внешнюю опору - неподвижный реактор 3. Поэтому при записи уравнения баланса моментов на установившемся режиме работы, кроме моментов на насосном колесе M_1 и турбинном колесе M_2 , следует учитывать момент на реакторе M_3 . Тогда, без учета потерь на трение, получим

$$M_2 = M_1 \pm M_3 \quad . \quad (63)$$

Откуда следует, что крутящий момент на ведомом валу может быть как больше, так и меньше момента приложенного к ведущему валу.

Характеристика гидротрансформатора, представляющая собой зависимость крутящего момента на ведомом валу M_2 от передаточного отношения $i = \omega_2 / \omega_1$ при постоянных ω_1 и M_1 , нанесена на рис.49. Из анализа приведенной зависимости следует, что в основной области работы гидротрансформатора ($i < i^*$) момент на ведомом валу M_2 больше, чем на ведущем M_1 , т.е. реактивный момент в уравнении (63) имеет знак +. При некотором значении $i = i^*$ реактор перестает воздействовать на поток, т.е. $M_3 = 0$ и $M_2 = M_1$. Этот режим работы принято называть режимом гидромуфты. При дальнейшем возрастании i момент M_3 меняет свой знак - делается отрицательным.

Формулу для к.п.д. гидротрансформатора получим из отношения мощностей на ведомом и ведущем валах

$$\eta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = k \cdot i, \quad (64)$$

где $k = M_1 / M_2$ - коэффициент трансформации момента. Причем, его изменение по i при $M_1 = \text{const}$ совпадает с изменением M_2 (рис.49). Зависимость $\eta = f(Q)$ также приведена на рис.49.

Анализ зависимости (64), приведенной на рис. 49, показывает резкое снижение к.п.д. при высоких значениях i . К.п.д. гидромуфты при увеличении i наоборот растет (рис.47). Для устранения указанного недостатка гидротрансформатора его можно сделать комплексным, т.е. при $i = i^*$ перевести в режим гидромуфты.

Комплексный гидротрансформатор может быть получен из простого трансформатора, если его снабдить муфтой свободного хода (поз. 4 на рис. 48).

Последняя способна передавать момент только в одном направлении.

Поэтому, когда момент M_3 меняет знак (при $i = i^*$), реактор начинает свободно вращаться в потоке и гидротрансформатор превращается в гидромуфту. Характеристика комплексного гидротрансформатора приведена на рис.50.

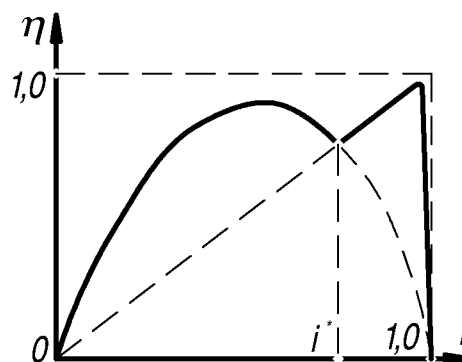


Рис. 50. Зависимость к.п.д. комплексного гидротрансформатора от параметра i .

Для ещё большего повышения к.п.д.

могут иметь несколько реакторов с последовательно срабатывающими муфтами свободного хода.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982 - 424 с.
2. Некрасов Б.Б., Беленков Ю.А. Насосы, гидроприводы и гидропередачи. - М.: МАМИ, 1976. - 128 с.