

ГИДРАВЛИКА

лекции

Лекция 1. Предмет и методология гидравлики

Раздел "Гидравлика" учебного курса "Основы машиноведения" изучает гидравлические и пневматические системы.

Системой называется совокупность каких либо объектов, связанных определенными формами взаимодействия или взаимозависимости (например – электрические системы, информационные системы и т.п.). Устройства, взаимодействие которых осуществляется с помощью жидкости, называется гидравлической системой или сокращенно гидросистемой (ГС). Устройства, взаимодействие которых осуществляется с помощью газа (воздуха), называется пневматической системой или сокращенно пневмосистемой (ПС). Эти системы подразделяются следующим образом.



В системах перекачки жидкость и газ являются объектом транспортировки. В силовых же гидросистемах она является энергоносителем (как например ток в электрических системах).

Раздел механики, в котором изучают равновесие и движение жидкости, а также силовое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми ею телами или ограничивающими ее поверхностями, называется гидромеханикой. Раздел механики, в котором помимо жидкостей изучают движение газов и обтекание ими тел, называют аэро – гидромеханикой.

Прикладную часть гидромеханики, для которой характерен определенный круг технических вопросов, задач и методы их разрешения, называют гидравликой.

Гидравлика

Гидравлика – это раздел механики, в котором изучаются законы равновесия и движения жидкости, а также способы приложения этих законов к решению практических инженерных задач.

Краткая история развития гидравлики

Исторически гидравлика является одной из самых древних наук в мире. Археологические исследования показывают, что еще за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем в других странах древнего мира найдены описания устройства различных гидравлических сооружений, представленные в виде ри-

сунков (первых чертежей). Естественно, что никаких расчетов этих сооружений не производилось, и все они были построены на основании практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических задач относятся к 250 году до н.э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Потом на протяжении 1500 лет особых изменений гидравлика не получала. Наука в то время почти совсем не развивалась, образовался своего рода застой. И только в XVI-XVII веках нашей эры в эпоху Возрождения, или как говорят историки Ренессанса, появились работы Галилея, Леонардо да Винчи, Паскаля, Ньютона, которые положили серьезное основание для дальнейшего совершенствования гидравлики как науки.

Роль гидравлики в современном машиностроении трудно переоценить. Любой автомобиль, летательный аппарат, морское судно не обходится без применения гидравлических систем. Добавим сюда строительство плотин, дамб, трубопроводов, каналов, водосливов. На производстве просто не обойтись без гидравлических прессов, способных развивать колоссальные усилия.

Гидравлика преследует человека повсюду: на работе, дома, на даче, в транспорте. Сама природа подсказала человеку устройство гидравлических систем. Сердце – насос, печень – фильтр, почки – предохранительные клапаны, кровеносные сосуды – трубопроводы, общая длина которых в человеческом организме около 100 000 км. Наше сердце перекачивает за сутки 60 тонн крови (целая железнодорожная цистерна!).

Для приемов и методов исследования этой науки характерно преимущественное использование экспериментальных и приближенных методов. Объясняется это тем, что задачи, которые перед гидравликой выдвигает практика, оказываются, как правило, чрезвычайно сложными. По этой причине решить некоторые из них строго теоретически не удастся (*например – до сих пор нет полного теоретического решения для турбулентного режима движения жидкости*). Тем не менее, гидравлика дает ответы, практически на все выдвигаемые практикой вопросы.

Жидкость

Термину “жидкость” в гидромеханике часто придают более широкий смысл, чем это принято в обыденной жизни. В понятие “жидкость” включают все тела, для которых характерно свойство текучести, т.е. способность сколь угодно сильно изменять свою форму под действием сколь угодно малых сил. Таким образом, в это понятие включают как жидкости обычные, называемые каплевыми, так и газы.

Несмотря на различие физических свойств законы движения каплевых жидкостей и газов при определенных условиях можно считать одинаковыми. Основным из этих условий является малое значение скорости течения газа по сравнению со скоростью распространения в нем звука.

В данном курсе лекций рассмотрены только каплевые жидкости, которые в дальнейшем будем для простоты называть – жидкость.

Жидкость – физическое тело, способное изменять свою форму при воздействии на нее сколь угодно малых сил.

В состоянии покоя жидкость не оказывает сопротивления. Если опустить в воду руку и очень медленно ее перемещать, то никакого сопротивления не почувствуется. В этом состоит свойство текучести жидкостей и их основное отличие от твердых тел.

Капельные жидкости ведут себя как упругие тела только в отношении изменения объема. При этом при сжатии они очень мало деформируются (в отличие от газов) и при решении подавляющего большинства гидравлических задач капельную жидкость считают не сжимаемой. В тоже время, она практически не работает на растяжение и мы в дальнейшем будем считать, что жидкость не сопротивляется силам растяжения. Однако можно искусственно создать такие условия, при которых жидкость будет работать на растяжение как твердое тело. Для этого из жидкости необходимо удалить твердые частицы и газы.

В гидравлике рассматриваются *реальная и идеальная жидкости*. Идеальная жидкость в отличие от реальной жидкости не обладает внутренним трением, а также трением о стенки сосудов и трубопроводов, по которым она движется. Идеальная жидкость также обладает абсолютной несжимаемостью. Такая жидкость не существует в действительности, и была придумана для облегчения и упрощения ряда теоретических выводов и исследований.

Для количественной оценки сжимаемости реальной жидкости используется понятие модуля объемной упругости жидкости:

$$K = \frac{\Delta p \rho}{\Delta \rho} = \frac{\Delta p V}{\Delta V}, \quad (1)$$

где, Δp – изменение давления; $\frac{\Delta \rho}{\rho}$ и $\frac{\Delta V}{V}$ – относительное изменение плотности и объема.

Одним из важнейших свойств жидкости является вязкость. *Вязкость – свойство жидкости оказывать при своем движении сопротивление относительному скольжению соприкасающихся слоев.* Силу взаимодействия между слоями, возникающую при их относительном скольжении, будем называть силой вязкости, а часть ее, приходящуюся на единицу площади соприкасающихся слоев – будем называть *напряжением силы вязкости* и обозначать буквой τ .

Вязкость жидкости обусловлена взаимодействием ее молекул. Вскрыть механизм этого взаимодействия полностью не удалось. На сегодня общепризнанной теории вязкости жидкостей нет. Закон внутреннего трения в жидкости установлен экспериментально еще в прошлом веке отечественным ученым Петровым Н.П.. Суть его опытов заключается в следующем. Была сконструирована и изготовлена установка, схема которой изображена на рис. 1.

Цилиндр 1 (внутренний) подвешен к неподвижной опоре со шкалой 6 на стальной проволоке 4 и находится во втором цилиндре 2 (наружном). Угол закручивания проволоки 4 отмечается стрелкой 5 на неподвижной шкале 6.

Наружный цилиндр 2 может независимо от внутреннего цилиндра вращаться с заданной угловой скоростью.

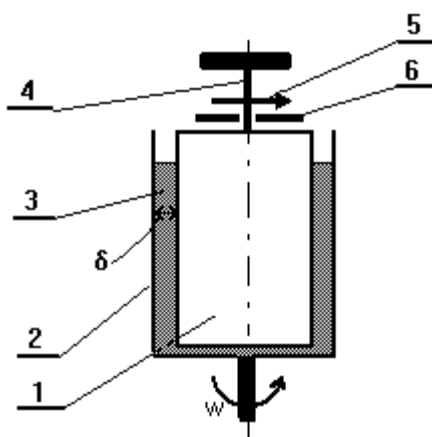


Рис. 1. Схема установки для изучения сил вязкости

Перед проведением экспериментов стальная нить тарируется (определяют зависимость угла поворота стрелки 5 от величины касательной силы, приложенной к внутреннему цилиндру), а узкий кольцевой зазор между цилиндрами заполняется жидкостью 3, вязкость которой хотят исследовать.

При вращении наружного цилиндра под влиянием сил вязкости жидкости внутреннему цилиндру передается вращательный момент, который уравнивается напряжениями, возникающими в закрученной стальной проволоке. По замеренному в опытах углу скручивания проволоки можно судить о величине передаваемого момента и, следовательно, определять напряжения силы вязкости. Если результаты опытов, полученные на этой установке, представить в графической форме, как функцию напряжения силы вязкости τ от отношения окружной скорости вращения наружного цилиндра u_δ к толщине слоя жидкости δ , то график выглядит следующим образом (рис. 2).

Уравнением этой прямой является зависимость

$$\tau = \mu \frac{u_\delta}{\delta}. \quad (2)$$

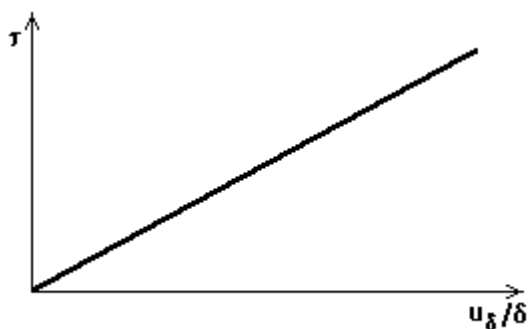


Рис. 2. Зависимость касательных напряжений от градиента скорости

Как оказалось, коэффициент пропорциональности μ различен для разных жидкостей. Поэтому, его приняли за характеристику вязкости жидкостей и назвали — *динамический коэффициент вязкости*.

В гидравлике жидкость считается сплошной средой и, при условии допущения, что скорости, давления и плотности в жидкости являются непрерывными (изменяются плавно, без скачков), уравнение для напряжения сил вязкости можно записать в дифференциальной форме:

$$\tau = \mu \frac{du}{d\delta}. \quad (3)$$

Это соотношение и представляет собой математическое выражение закона вязкого трения.

Динамический коэффициент вязкости (на практике его называют просто – коэффициент вязкости) в общем случае зависит не только от рода жидкости, но и от ее температуры и давления. Температура существенно влияет на величину коэффициента вязкости (с ростом температуры μ – уменьшается). Что касается давления, то его влияние на коэффициент вязкости становится заметным только при больших значениях (вязкость минеральных масел при давлении 15 МПа может возрасти на 25 ... 30 %). Коэффициент вязкости размерная величина. В системе СИ единицей измерения его является $[(\text{Н с})/\text{м}^2]$.

Отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости называется кинематическим коэффициентом вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (4)$$

Величина ν (произносится «ню») имеет размерность $\text{м}^2/\text{с}$. $1 \text{ см}^2/\text{с}$ называется стоксом (Ст), а $0,01 \text{ Ст}$ – сантистоксом (ССт)

В настоящее время вязкость жидкостей определяют экспериментально. Для этого используют приборы более простые, чем прибор описанный выше. Эти приборы называются *вискозиметрами*. Все вискозиметры определяют вязкость в условных единицах. Для перехода от условных единиц к вязкости жидкости (μ) существуют соответствующие формулы.

У нас в стране, вязкость жидкостей, более вязких, чем вода, (сюда относятся почти все виды масел используемых в гидроприводе) определяют по вискозиметру Энглера и выражают в условных градусах Энглера ($^{\circ}E$).

Вискозиметр Энглера состоит из подогреваемого резервуара, в днище которого установлена калиброванная трубка с запорным краном. В процессе определения вязкости в резервуар заливается 200 см^3 дистиллированной воды при температуре 20°C и замеряется время полного ее истечения из резервуара. Затем заливают такой же объём исследуемой жидкости. Доводят ее температуру до требуемого значения и также замеряют время ее истечения. Отношение времени истечения исследуемой жидкости t к времени истечения дистиллированной воды t_0 и дает число условных градусов Энглера:

$$^{\circ}E = \frac{t}{t_0}.$$

Зная вязкость в условных градусах Энглера, можно по формулам, приводимым в справочной литературе, определить величину вязкости μ . Например, по формуле Фогеля:

$$\mu = 7,6 \text{ } ^{\circ}E(1 - ^{\circ}E^{-3})10^{-6}$$

Силы поверхностного натяжения – эти силы стремятся придать сферическую форму жидкости. Силы поверхностного натяжения обусловлены поверхностными силами и направлены всегда внутрь рассматриваемого объема перпендикулярно свободной поверхности жидкости. Рассмотрим бесконечно малый объем жидкости на свободной поверхности (*пример*). На него будут действовать силы со стороны соседних объемов. В результате, если сложить вектора всех сил действующих на рассматриваемый объем, то суммарная составляющая сила будет направлена перпендикулярно внутрь рассматриваемого объема. Поэтому, если действующие на жидкость силы притяжения и инерции уравниваются (например в космосе), то любая жидкость принимает форму шара.

Растворимость газов в жидкостях характеризуется объемом растворенного газа в единице объема жидкости и определяется по закону Генри:

$$V_z = V_{ж} k \frac{P}{P_a}; \quad (5)$$

где V_z – объем растворенного газа: $V_{ж}$ – объем жидкости, k – коэффициент растворимости: P – давление: P_a – атмосферное давление.

(*Пример*)

Лекция 2. Основы гидростатики

Гидростатика - раздел гидравлики, который изучает законы равновесия жидкости, а также способы приложения этих законов к решению практических инженерных задач.

Начнем изучение гидростатики с понятия о гидростатическом давлении, которое является основным в этом разделе. Выясним смысл этого понятия. Для этого сначала рассмотрим вопрос о силах, действующих на выделенный объём покоящейся жидкости.

Силы, действующие на какой-то объём жидкости, не могут быть сосредоточенными (иначе жидкость придет в движение). Они должны быть непрерывно распределены по объему и по поверхности ограничивающей выделенный объём.

*Силы, непрерывно распределенные по объему, называются **массовыми**, а по поверхности – **поверхностными**.*

Наиболее характерными массовыми силами являются силы притяжения и силы инерции. На земле на жидкость постоянно действуют силы земного притяжения. При ускоренном и криволинейном движении жидкости добавляются силы инерции.

Для количественной характеристики массовых сил используется понятие о единичной массовой силе. *Единичной массовой силой называют силу, приходящуюся на единицу массы жидкости (F)*. Проекции единичной массовой силы на декартовы оси координат принято обозначать буквами X , Y , Z . (доп. рисунок)

В тех случаях, когда из массовых сил действует одна сила тяжести, проекции единичной массовой силы имеют следующие значения:

$$X = Y = 0, Z = -\frac{mg}{m} = -g,$$

где, m – масса выделенного объема жидкости, кг;
 g – ускорение силы земного притяжения.

К числу поверхностных сил относятся: сила действия поршня, реакция стенок бака, силы действия окружающей жидкости на выделенный жидкий объём.

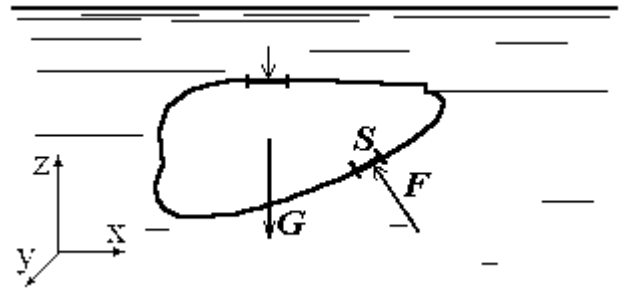


Рис. 3. Схема сил, действующих на выделенный объем жидкости

Во всех случаях покоя жидкости поверхностные силы не могут быть касательными, поскольку, как мы уже упоминали ранее, изучая свойства жидкости, она не оказывает сопротивления таким силам. Значит, поверхностные силы могут быть направлены только по нормальям к поверхности (рис. 3). Поскольку жидкость практически не сопротивляется разрывным усилиям, то поверхностные силы направлены по внутренним нормальям к элементам поверхности.

В общем случае поверхностные силы не одинаковы (с увеличением расстояния от свободной поверхности – растут). Поэтому, для их количественной оценки введена величина p , характеризующая действие этих сил в каждой точке поверхности жидкого объема. Она представляет собой предел отношения равнодействующей поверхностных сил F , действующих на площадку, к площади S , при стягивании контура площадки к точке приложения равнодействующей. Математически это выражается так:

$$p = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{F}{S}$$

Величина p называется **гидростатическим давлением**. Ее также называют давлением в точке, так как это скалярная величина.

Гидростатическое давление обладает свойствами.

Свойство 1. В любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует внутрь рассматриваемого объема жидкости.

Для доказательства этого утверждения обратимся к рис. 4а. Выделим на боковой стенке резервуара площадку $S_{бок}$ (заштриховано). Гидростатическое давление действует на эту площадку в виде распределенной силы, которую можно заменить одной равнодействующей, которую обозначим P . Предположим, что равнодействующая гидростатического давления P , действующая на эту площадку, приложена в точке A и направлена к ней под углом φ (на рис. 4а обозначена штриховым отрезком со стрелкой). Тогда сила реакции стенки R на жидкость будет иметь ту же самую величину, но противополо-

ложное направление (сплошной отрезок со стрелкой). Указанный вектор R можно разложить на два составляющих вектора: нормальный R_x (перпендикулярный к заштрихованной площадке) и касательный R_t к стенке.

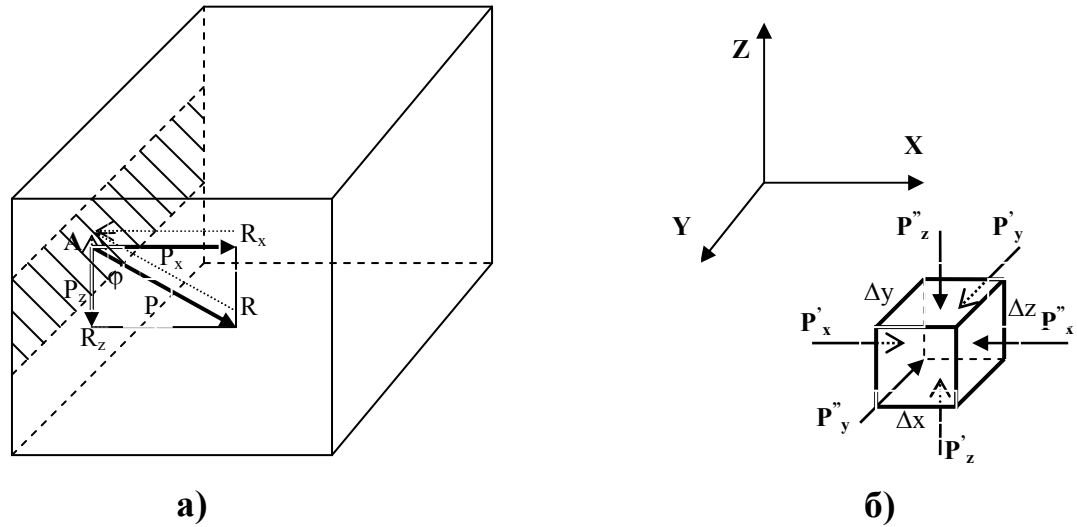


Рис. 4. Схема, иллюстрирующая свойства гидростатического давления:
 a - первое свойство; b – второе свойство

Сила нормального давления R_n вызывает в жидкости напряжения сжатия. Этим напряжениям жидкость легко противостоит. Сила R_t действующая на жидкость вдоль стенки, должна была бы вызвать в жидкости касательные напряжения вдоль стенки и частицы должны были бы перемещаться вниз. Но так как жидкость в резервуаре находится в состоянии покоя, то составляющая R_t отсутствует. Отсюда можно сделать вывод первого свойства гидростатического давления.

Свойство 2. Гидростатическое давление в точке неизменно во всех направлениях.

В жидкости, заполняющей резервуар, выделим элементарный кубик с очень малыми сторонами Δx , Δy , Δz (рис. 4б). На каждую из боковых поверхностей будет давить сила гидростатического давления, равная произведению соответствующего давления p_x , p_y , p_z на элементарные площади. Обозначим вектора сил, действующие в положительном направлении (согласно указанным координатам) как P'_x , P'_y , P'_z , а вектора сил, действующие в обратном направлении соответственно P''_x , P''_y , P''_z . Поскольку кубик находится в равновесии, то можно записать равенства:

$$p'_x \Delta y \Delta z = p''_x \Delta y \Delta z,$$

$$p'_y \Delta x \Delta z = p''_y \Delta x \Delta z,$$

$$p'_z \Delta y \Delta x + \rho g \Delta x \Delta y \Delta z = p''_z \Delta y \Delta x,$$

где ρ – плотность жидкости.

Сократив полученные равенства, получим:

$$p'_x = p''_x ; p'_y = p''_y ; p'_z + \rho g \Delta z = p''_z .$$

Членом третьего уравнения $\rho g \Delta z$, как бесконечно малым по сравнению с p'_z и p''_z , можно пренебречь и тогда окончательно

$$p'_x = p''_x ; p'_y = p''_y ; p'_z = p''_z .$$

Вследствие того, что кубик не деформируется (не вытягивается вдоль одной из осей), надо полагать, что давления по различным осям одинаковы:

$$p'_x = p''_x = p'_y = p''_y = p'_z = p''_z .$$

Это доказывает второе свойство гидростатического давления.

Свойство 3. Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

Это положение не требует специального доказательства, так как ясно, что по мере увеличения погружения точки давление в ней будет возрастать, а по мере уменьшения погружения уменьшаться. Третье свойство гидростатического давления может быть записано в виде

$$p = f(x, y, z)$$

Различают *абсолютное, избыточное, атмосферное давление и вакуум*. Для наглядного пояснения смысла этих понятий обратимся к рисунку (рис. 5).

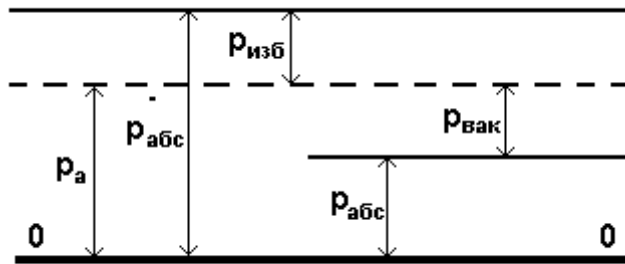


Рис. 5. Соотношение избыточного и абсолютного давлений

Избыточным давлением называется разность абсолютного давления ($p_{абс}$) и атмосферного давления (p_a)

$$p_{изб} = p_{абс} - p_a$$

Другими словами – *избыточное давление это избыток абсолютного давления над атмосферным давлением* Его называют также манометрическим,

поскольку манометры (манометр – прибор для измерения давления) показывают величину избыточного давления.

Вакуумом называется разность атмосферного давления и абсолютного

$$p_{вак} = p_a - p_{абс} .$$

Вакуум – это недостаток абсолютного давления до атмосферного давления.

Связь давления с силой F , действующей на какую-то площадь S , выражается зависимостью:

$$p = \frac{F}{S} . \quad (6)$$

Единицей измерения давления в системе СИ является $[Н/м^2]$. Она называется *Паскалем* и обозначается Па. В технике до сих пор широко используется единица измерения давления, которая в России называется технической атмосферой и обозначается сокращенно [ат], а за рубежом – баром [bar]:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 1 \text{ ат} = 1 \text{ бар} = 9.81 \cdot 10^4 \text{ Па} \approx 10^5 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}.$$

Дифференциальное уравнение равновесия жидкости.

В разных точках поверхности жидкого объема давление может быть разным. Поэтому, общим выражением для него является функциональная зависимость:

$$p = f(x, y, z)$$

Выведем дифференциальные уравнения, которым должна удовлетворять эта функция. Обратимся к рис. 6.

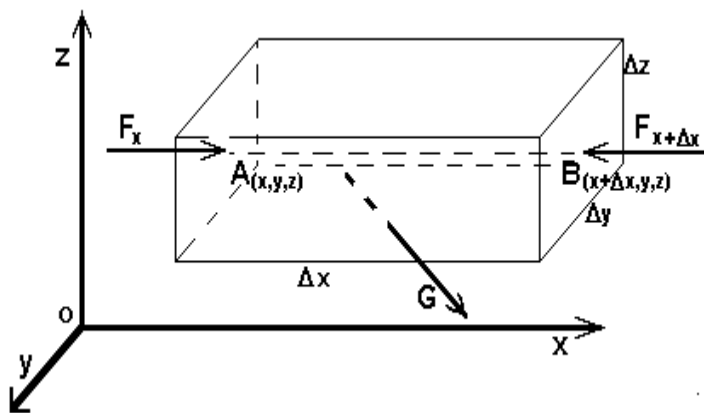


Рис. 6.

При точке А с координатами (x, y, z) выделим жидкий объем в виде прямоугольного параллелепипеда. Действие на него окружающей жидкости заменим поверхностными силами. Обозначим через F_x и $F_{(x+\Delta x)}$ равнодействующие сил, действующих на грани параллельные координатной плоскости yoz и через G – равнодействующую массовых сил, действующих на выделенный жидкий объем. Поскольку жидкий объем находится в равновесии, то можем записать, что сумма проекций всех сил, приложенных к выделенному объему, на ось ox равна нулю:

$$F_x - F_{(x+\Delta x)} + G_x = 0,$$

где, G_x – проекция равнодействующей массовых сил на ось x , Н.

Перенесем слагаемое G_x в правую часть и разделим каждый член уравнения на массу выделенного объема $\rho \Delta x \Delta y \Delta z$. Получим:

$$\frac{F_{x+\Delta x}}{\rho \Delta x \Delta y \Delta z} - \frac{F_x}{\rho \Delta x \Delta y \Delta z} = \frac{G_x}{\rho \Delta x \Delta y \Delta z}.$$

Запишем это уравнение в эквивалентной форме

$$\frac{\frac{F_{x+\Delta x}}{\Delta y \Delta z} - \frac{F_x}{\Delta y \Delta z}}{\Delta x} = \rho \frac{G_x}{\rho \Delta x \Delta y \Delta z}.$$

Будем уменьшать размеры жидкого объема, стягивая его сначала к линии АВ, а затем к точке А. В пределе получим:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left(\frac{\lim_{\Delta y \Delta z \rightarrow 0} \frac{F_{x+\Delta x}}{\Delta y \Delta z} - \lim_{\Delta y \Delta z \rightarrow 0} \frac{F_x}{\Delta y \Delta z}}{\Delta x} \right) = \rho \left[\lim_{\Delta x \Delta y \Delta z \rightarrow 0} \left(\frac{G_x}{\rho \Delta x \Delta y \Delta z} \right) \right]$$

или

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left(\frac{p_B - p_A}{\Delta x} \right) = \rho X,$$

где, p_B и p_A – гидростатическое давление в точках **В** и **А**; X – проекция единичной массовой силы на ось x .

Последнее соотношение можно записать в виде:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{p_{(x+\Delta x, y, z)} - p_{(x, y, z)}}{\Delta x} = \rho X$$

или

$$\frac{\delta p}{\delta x} = \rho X.$$

Приравнявая нулю сумму проекций на оси oy и ox сил, действующих на выделенный объём, получим (после соответствующих предельных переходов) еще два аналогичных уравнения. В результате, получаем систему дифференциальных уравнений равновесия жидкости:

$$\frac{\delta p}{\delta x} = \rho X,$$

$$\frac{\delta p}{\delta y} = \rho Y,$$

$$\frac{\delta p}{\delta z} = \rho Z.$$

Эта система была получена Эйлером в 1755 г. Запишем её в другой форме.

Умножим первое уравнение на dx , второе на dy , третье на dz и сложим. Получим:

$$\frac{\delta p}{\delta x} dx + \frac{\delta p}{\delta y} dy + \frac{\delta p}{\delta z} dz = \rho (X dx + Y dy + Z dz).$$

Поскольку давление p зависит только от координат точки $x y z$, то левая часть этого уравнения представляет собой полный дифференциал гидростатического давления dp . Следовательно, можно записать:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (7)$$

И так, имеем дифференциальное уравнение, которое характеризует изменение гидростатического давления в окрестности любой точки пространства, занятого покоящейся жидкостью. В случае, когда $dp = 0$ (то есть давление одинаково), уравнение принимает вид:

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) = 0.$$

Данное уравнение описывает геометрическое место точек, в которых гидростатическое давление одинаково. Это геометрическое место точек называют поверхностью равного давления. *Поверхность равного давления, совпадающая с поверхностью жидкой среды, называется свободной поверхностью жидкости.*

Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила – сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется основным уравнением гидростатики.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рис. 7) и на ее свободную поверхность действует давление p_0 . Найдём гидростатическое давление p в произвольно взятой точке М, расположенной на глубине h . Выделим около точки М элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общего объема жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх.

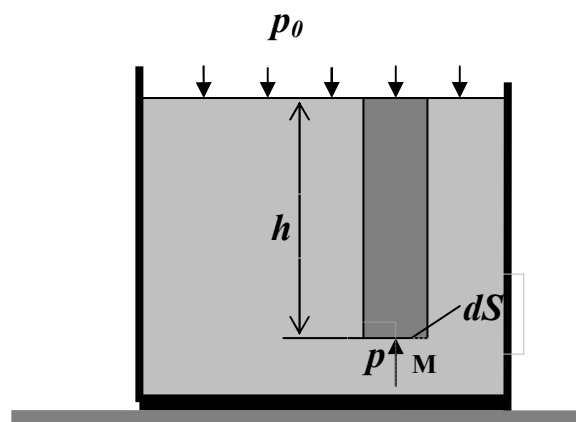


Рис. 7. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$p dS - p_0 dS - \rho g h dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом $h dS$. Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т.к. они перпендикулярны к этой поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем:

$$p = p_0 + \rho g h. \quad (8)$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности p_0 . Другими словами *давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково*. Это положение известно под названием **закона Паскаля**.

Если полученное уравнение для расчета гидростатического давления разделить на ρg , то имеем:

$$Z + \frac{p}{\rho g} = \text{const} \quad (9)$$

Это соотношение также называется основным уравнением гидростатики, поскольку имеет тот же смысл, что и предыдущее уравнение. Оно выражает закон сохранения потенциальной энергии жидкости. Первое слагаемое выражает удельную потенциальную энергию положения, второе – удельную потенциальную энергию давления.

Основное уравнение гидростатики можно также вывести из ранее полученного дифференциального уравнения ($dp = \rho(X dx + Y dy + Z dz)$). Проделаем этот вывод

На практике чаще всего приходится иметь дело с равновесием жидкости при действии на нее только одного вида массовых сил – силы тяжести. В этом случае проекции единичных массовых сил на оси координат будут равны:

$$X = Y = 0, \quad Z = -\frac{mg}{m} = -g.$$

Подставив эти значения проекций единичных массовых сил в дифференциальное уравнение равновесия жидкости, имеем:

$$dp = \rho(-g dz) = -\rho g dz.$$

Проинтегрировав это уравнение, получим:

$$p = -\rho g z + \text{const}.$$

Для определения константы ($const$) необходимо подставить в него известные значения p и z в точках какой-либо горизонтальной плоскости. Обычно известны эти параметры в точках свободной поверхности жидкости (обозначим их p_0, z_0). Подставив их в предыдущее уравнение и выразив $const$ в явном виде, имеем:

$$const = p_0 + \rho g z_0.$$

Заменяя значение $const$ в формуле для p ее выражением, после некоторых преобразований получим:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z).$$

Обозначив через $h = z_0 - z$ глубину погружения рассматриваемой точки под свободную поверхность, получим формулу для расчета давления в каждой точке жидкости находящейся в поле действия сил тяжести (основное уравнение гидростатики):

$$p = p_0 + \rho g h.$$

Сила давления жидкости на плоскую стенку

При решении практических задач по определению давления на плоские стенки необходимо знать величину силы и место ее приложения. Для их определения выведем расчетные формулы.

Пусть стенка наклонена к горизонту под углом α и контур ее имеет произвольную форму (рис. 8). Обозначим через S площадь стенки. Ось Ox проведем на линии пересечения стенки и свободной поверхности жидкости, а ось Oy – в плоскости стенки.

Согласно закону Паскаля, сила внешнего давления равна:

$$F_0 = p_0 S. \quad (10)$$

Эта сила приложена в центре тяжести стенки, поскольку давление p_0 одинаково во всех ее точках.

Сила давления F , обусловленная весомостью жидкости, определяется интегралом

$$F = \int_S p dS,$$

где p – разность абсолютных давлений на глубине h и на поверхности жидкости $p_{абс} - (p_0)_{абс}$, действующая на элементарную площадку dS . Здесь учтено, что элементарные силы $p dS$ в случае плоской стенки параллельны друг другу. В соответствии с основным уравнением гидростатики для давления p можем написать:

$$p = \rho g h = \rho g y \sin \alpha$$

и для силы F –

$$F = \rho g \sin \alpha \int_S y dS.$$

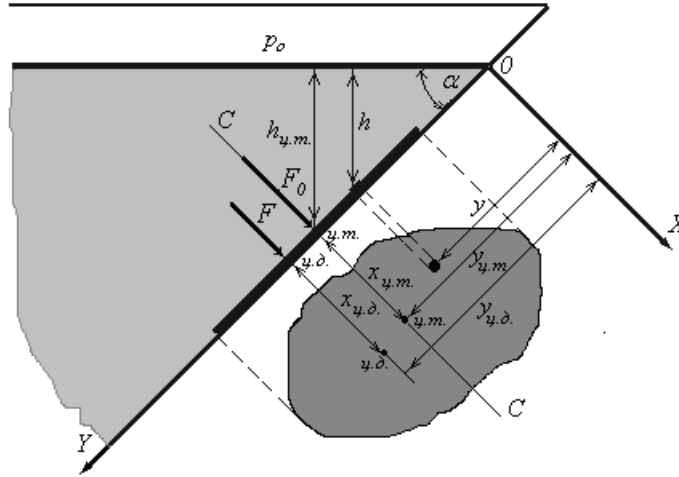


Рис. 8.

Интеграл, входящий в это выражение, представляет собой статический момент площади стенки относительно оси ox :

$$\int_S y dS = y_{ц.м.} S.$$

где $y_{ц.м.}$ – координата центра тяжести стенки. Следовательно:

$$F = \rho g \sin \alpha y_{ц.м.} S,$$

или

$$F = \rho g h_{ц.м.} S. \quad (11)$$

Из этого выражения видно, что сила давления, обусловленная весом жидкости, равна произведению гидростатического давления в центре тяжести стенки на площадь стенки.

Найдем выражения для координат центра давления. Для этого составим уравнения моментов относительно осей ox и oy . Имеем

$$F y_{ц.д.} = \int_S p dS y = \rho g \sin \alpha \int_S y^2 dS = \rho g \sin \alpha J_x,$$

$$F x_{ц.д.} = \int_S p dS x = \rho g \sin \alpha \int_S x y dS = \rho g \sin \alpha J_{xy},$$

где $J_x = \int_S y^2 dS$ – момент инерции площади стенки относительно оси ox ;

$J_{xy} = \int_S x y dS$ – центробежный момент инерции площади стенки.

Учитывая, что $F = \rho g \sin \alpha y_{ц.м.} S$, из уравнений моментов получаем:

$$y_{ц.д.} = \frac{J_x}{y_{ц.м.} S}, \quad x_{ц.д.} = \frac{J_{xy}}{y_{ц.м.} S}.$$

Для координаты $y_{ц.д.}$ можно дать другое, более употребительное выражение. В теоретической механике доказывается следующая теорема: мо-

мент инерции системы относительно данной оси равен ее моменту инерции относительно оси, параллельной данной и проходящей через центр тяжести системы, увеличенному на произведение всей массы на квадрат расстояния между обеими осями. Применяя эту теорему к площади стенки, находим

$$J_x = J_c + S y_{ц.м.}^2,$$

где J_c – момент инерции площади стенки относительно оси $c - c$ (см. рис. 8), проходящей через центр тяжести площади стенки и параллельной оси ox .

С учетом этого соотношения получаем окончательное выражение для $y_{ц.д.}$ в следующем виде:

$$y_{ц.д.} = y_{ц.м.} + \frac{J_c}{y_{ц.м.} S}.$$

Поскольку

$$y_{ц.д.} = \frac{h_{ц.д.}}{\sin \alpha} \quad \text{и} \quad y_{ц.м.} = \frac{h_{ц.м.}}{\sin \alpha},$$

то

$$h_{ц.д.} = h_{ц.м.} + \frac{J_c \sin^2 \alpha}{h_{ц.м.} S}. \quad (12)$$

Из этого выражения видно, что центр давления силы F расположен всегда ниже центра тяжести площади стенки. Этот вывод является естественным следствием увеличения давления p с увеличением глубины.

Чаще всего контур стенки имеет форму прямоугольника. Поэтому полезно запомнить формулу для момента инерции площади такой стенки относительно оси $c - c$:

$$J_c = \frac{bH^3}{12}. \quad (13)$$

В этой формуле b и H – ширина и высота стенки.

Часто встречаются случаи, когда стенка имеет прямоугольную форму и две стороны ее контура расположены горизонтально. В этих случаях задача определения силы давления F и точки ее приложения проще всего решается путем построения эпюры давления p . На рис. 9 изображена эпюра давления на плоскую стенку для наиболее общего случая, когда она наклонена к горизонту и погружена под свободную поверхность жидкости. Поскольку две стороны контура стенки расположены горизонтально, то вид эпюры давления в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа, не изменяется. Благодаря этому решение задачи существенно упрощается. Из выражения $F = \int_S p dS$, видно, что величина силы F численно равна объему эпюры давления. Используя эту связь, можно по виду эпюры давления сразу написать формулу для силы F . По виду эпюры давления легко находится и местоположение центра давления, поскольку сила F должна проходить через центр тяжести объема эпюры давления. Применяя эти положения к случаю, изображенному на рис. 9, получаем выражения для сил:

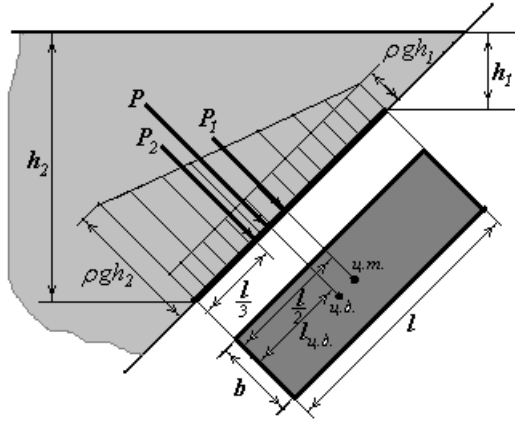


Рис. 9.

$$F_1 = \rho g h_1 l b, \quad F_2 = \frac{1}{2} \rho g (h_2 - h_1) l b$$

и для удаления их точек приложения от нижней стороны контура стенки:

$$l_1 = \frac{1}{2} l, \quad l_2 = \frac{1}{3} l.$$

Искомая сила F равна сумме $F_1 + F_2$, а удаление ее точки приложения от нижней стороны контура стенки находим из уравнения моментов

$$(F_1 + F_2) l_{ц.д.} = \frac{1}{2} l F_1 + \frac{1}{3} l F$$

Выразив расстояние до центра давления в явном виде, получаем

$$l_{ц.д.} = \frac{\frac{1}{2} F_1 + \frac{1}{3} F_2}{F_1 + F_2} l. \quad (14)$$

Сила давления жидкости на цилиндрические стенки

Задачу по определению силы давления покоящейся жидкости на цилиндрические стенки можно свести к рассмотренной выше задаче давления на плоские стенки. Схема решения при этом выглядит следующим образом.

1. Выделяется жидкий объем, ограниченный фрагментом цилиндрической или сферической стенкой и плоскими поверхностями.

На рис. 10 представлены примеры таких объемов. Темным фоном выделены объемы жидкости, ограниченные плоскими и криволинейными стенками (более светлый фон – жидкость).

2. Определяются силы $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ действующие на выделенный жидкий объем по плоским поверхностям (см. рис. 10) (методика расчета этих сил рассмотрена выше).

3. Определяется сила веса жидкого объема $G = \rho g W$.

4. Определяется искомая сила давления жидкости на цилиндрическую стенку из условия равновесия выделенного объема жидкости. В векторной форме -

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n + \vec{G} - \vec{F} = 0$$

или

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n + \vec{G}.$$

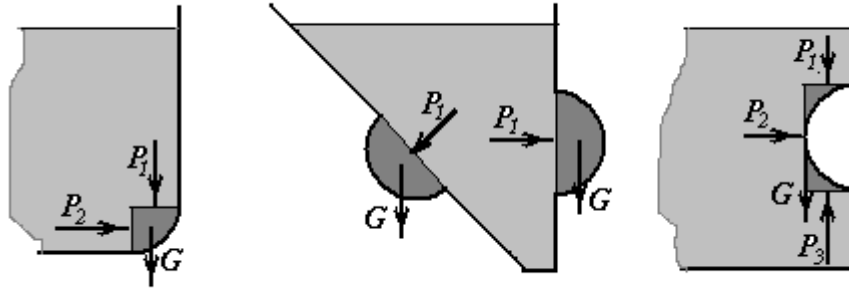


Рис. 10

При расчетах это соотношение заменяют двумя скалярными:

$$F_z = F_{1z} + F_{2z} + \dots + F_{nz},$$

$$F_g = F_{1g} + F_{2g} + \dots + F_{ng} - G,$$

где F_z и F_g – проекции силы \vec{F} соответственно на горизонтальную плоскость и на вертикальную.

После определения F_z и F_g находится величина силы по формуле

$$F = \sqrt{F_z^2 + F_g^2} \quad (15)$$

и угол α наклона ее к горизонту из соотношения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_g}{F_z}. \quad (16)$$

В качестве примера определим силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность AB , представляющую собой четвертую часть боковой поверхности кругового цилиндра, расположенного горизонтально (рис. 11).

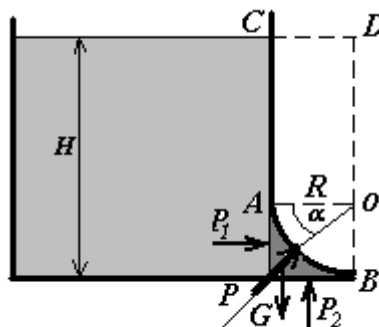


Рис. 11.

Протяженность цилиндрической стенки в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, равна b . Выделим жидкий объем. На рис. 11 он обозначен темным фоном. Определяем силы F_1 и F_2 . Используя формулу для расчета силы гидростатического давления $F = \rho g h_{y.m.} S$, получаем

для нашего случая:

$$F_1 = \rho g \left(H - \frac{1}{2} R \right) R b, \quad F_2 = \rho g H R b.$$

Вес жидкого объема G находим как произведение объема (разность площадей квадрата со стороной R и четверти круга радиуса R умноженного на длину цилиндрической поверхности b) на ρg :

$$G = \rho g \left(R^2 - \frac{1}{4} \pi R^2 \right) b.$$

Далее определяем F_1 , F_2 , F и α из соотношений:

$$F_2 = F_1, \quad F_2 = F_2 - G, \quad F = \sqrt{F_1^2 + (F_2 - G)^2}, \quad \alpha = \arctg \frac{F_2 - G}{F_1}.$$

Вертикальную составляющую силы F в ряде случаев можно определить, используя закон Архимеда, по формуле:

$$F_2 = \rho g W,$$

где W – объем жидкости, вытесненный телом. Для случая, показанного на рис. 11, объем W равен произведению площади $BACDB$ на b .

Легко проверить, что результаты определения F_2 двумя указанными способами совпадают.

Относительный покой жидкости

При неравномерном или непрямолинейном движении на частицы жидкости кроме силы тяжести действуют еще и силы инерции, причем если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется относительным покоем.

Рассмотрим два примера такого относительного покоя.

В первом примере определим поверхности уровня в жидкости, находящейся в цистерне, в то время как цистерна движется по горизонтальному пути с постоянным ускорением a (рис. 12).

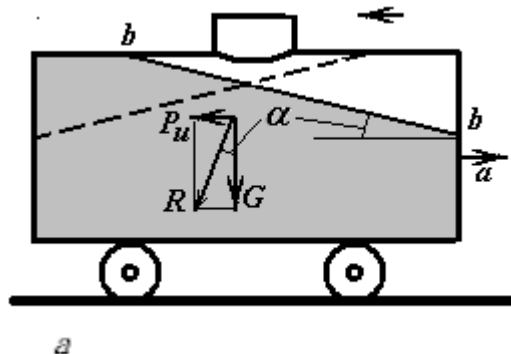


Рис. 12. Движение цистерны с ускорением

К каждой частице жидкости массы m в этом случае приложены ее вес $G = mg$ и сила инерции F_u , равная по величине ma . Равнодействующая

$R = \sqrt{(mg)^2 + (ma)^2}$ этих сил направлена к вертикали под углом α , тангенс которого равен

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}$$

Так как свободная поверхность, как поверхность равного давления, должна быть нормальна к указанной равнодействующей, то она в данном случае представит собой уже не горизонтальную плоскость, а наклонную, составляющую угол α с горизонтом (плоскость $b - b$). Учитывая, что величина этого угла зависит только от ускорений, приходим к выводу, что положение свободной поверхности не будет зависеть от рода находящейся в цистерне жидкости. Любая другая поверхность уровня в жидкости также будет плоскостью, наклоненной к горизонту под углом α . Если бы движение цистерны было не равноускоренным, а равнозамедленным, направление ускорения изменилось бы на обратное, и наклон свободной поверхности обратился бы в другую сторону (см. рис. 12, пункт).

В качестве второго примера рассмотрим часто встречающийся в практике случай относительного покоя жидкости во вращающихся сосудах (например, в сепараторах и центрифугах, применяемых для разделения жидкостей). В этом случае (рис. 13) на любую частицу жидкости при ее относительном равновесии действуют массовые силы: сила тяжести $G = mg$ и центробежная сила $F_u = m w^2 r$, где r – расстояние от оси вращения, а w – угловая скорость вращения сосуда.

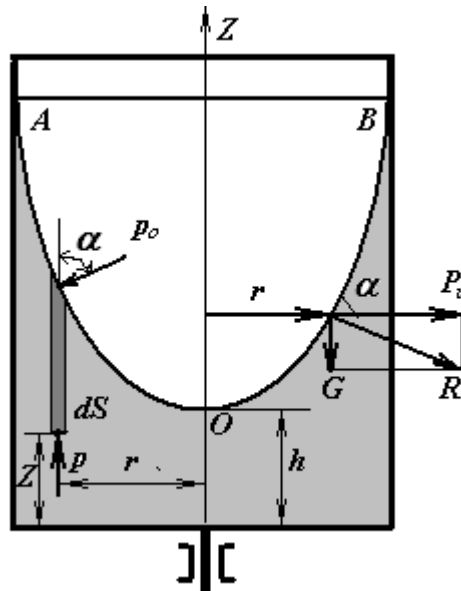


Рис. 13. Вращение сосуда с жидкостью

Поверхность жидкости также должна быть нормальна в каждой точке к равнодействующей этих сил R и представит собой параболоид вращения. Из чертежа находим:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_u}{G} = \frac{m w^2 r}{m g} = \frac{w^2 r}{g}.$$

С другой стороны:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dr},$$

где z – координата рассматриваемой точки. Таким образом, получаем:

$$\frac{w^2 r}{g} = \frac{dz}{dr}$$

откуда

$$dz = \frac{w^2 r}{g} dr,$$

или после интегрирования

$$z = \frac{w^2 r^2}{2g} + \text{const}.$$

В точке пересечения кривой АОВ с осью вращения $r = 0$, $z = h = \text{const}$, поэтому окончательно будем иметь:

$$z = \frac{w^2 r^2}{2g} + h,$$

т.е. кривая АОВ является параболой, а свободная поверхность жидкости параболоидом.

Для определения закона изменения давления во вращающейся жидкости в функции радиуса и высоты выделим вертикальный цилиндрический объем жидкости с основанием в виде элементарной горизонтальной площадки dS на произвольном радиусе r и высоте z и запишем условие его равновесия в вертикальном направлении. С учетом уравнения для z будем иметь

$$p dS - \left[h + \frac{w^2 r^2}{2g} - Z \right] \rho g dS - p_0 \left(\frac{dS}{\cos \alpha} \right) \cos \alpha = 0.$$

После сокращений получим

$$p = p_0 + \left[h + \frac{w^2 r^2}{2g} - Z \right] \rho g.$$

Это значит, что давление возрастает пропорционально квадратам радиуса r и угловой скорости w , а уменьшается пропорционально высоте Z .

Закон Архимеда и его приложение

Тело, погруженное (полностью или частично) в жидкость, испытывает со стороны жидкости суммарное давление, направленное снизу вверх и равное весу жидкости в объеме погруженной части тела.

$$F_{\text{выт}} = \rho g V_{\text{погр}}. \quad (17)$$

Для однородного по плотности тела, плавающего на поверхности, справедливо соотношение:

$$\frac{V_{\text{погр}}}{V} = \frac{\rho_m}{\rho}, \quad (18)$$

где: V , $V_{погр}$ – объем плавающего тела и его погруженной части, м^3 ; ρ_m , ρ – плотность тела и жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$. (Пример)

Существующая теория плавающего тела довольно обширна, поэтому мы ограничимся рассмотрением в общих чертах лишь гидравлической сущности этой теории применительно к надводным судам.

Способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в это состояние называется остойчивостью. Вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна ниже ватерлинии называют объемным водоизмещением, а точку приложения равнодействующей давления (т.е. центр давления) – центром водоизмещения. При нормальном положении судна центр тяжести C и центр водоизмещения d лежат на одной вертикальной прямой $O - O$, представляющей ось симметрии судна и называемой осью плавания (рис. 14а). В центре тяжести приложена равнодействующая сил тяжести G , а в центре водоизмещения – равнодействующая давления R .

Пусть под влиянием внешних сил судно наклонилось на некоторый угол α , часть судна oab вышла из жидкости, а часть okl , наоборот, погрузилось в нее. При этом положение центра тяжести судна C не меняется, а центр водоизмещения d сместится с оси симметрии и займет новое положение (см. рис. 14б). Равнодействующая давления жидкости R (всегда направлена вертикально) пересечет ось симметрии $O - O$ в точке m .

Полученная точка m называется метацентром, а отрезок $mC = h$ называется метацентрической высотой. Будем считать h положительным, если точка m лежит выше точки C , и отрицательным – в противном случае.

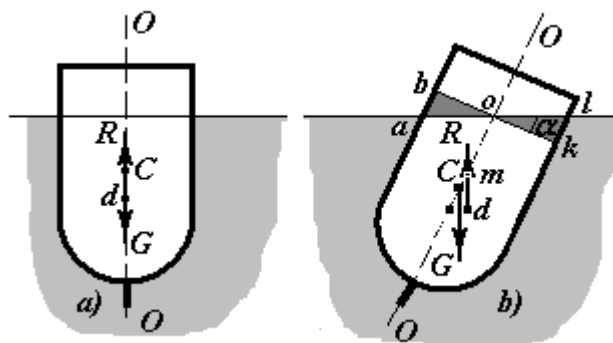


Рис. 14. Поперечный профиль судна

Теперь рассмотрим условия равновесия судна:

- 1) если $h > 0$, то судно (после снятия действия внешних сил) возвращается в первоначальное положение;
- 2) если $h = 0$, то это случай безразличного равновесия.
- 3) если $h < 0$, то это случай нестойчивого равновесия, при котором продолжается дальнейшее опрокидывание судна.

Следовательно, чем ниже расположен центр тяжести и, чем больше метацентрическая высота, тем больше будет остойчивость судна.

Лекция 3. Основы кинематики и динамики капельных жидкостей

Основные понятия о движении жидкости

Жидкость может: обтекать твердые тела; протекать в пространстве ограниченном твердыми стенками (трубы, каналы); протекать в пространстве, занятом жидкостью или газом (струи). В гидравлике наибольшее внимание уделяется изучению движения жидкости в трубах, каналах и естественных руслах. *Движущаяся в них жидкость называется потоком жидкости (или просто потоком). Поверхность в пределах потока, нормальная к направлению скорости жидкости, называется живым сечением потока (или просто сечением потока).*

Потоки могут быть открытыми (безнапорными) и закрытыми (напорными); установившимися и неустановившимися; равномерными и неравномерными.

Закрытые (или напорные) потоки ограничены по всему периметру твердыми стенками. Открытые потоки по части периметра соприкасаются с газообразной средой.

Установившимся называется поток, у которого характеристики остаются неизменными во времени. Например, если открыть кран водопровода и не трогать его, то будем наблюдать установившийся поток. Если будем закрывать кран, то поток станет неустановившимся.

Равномерным называется установившийся поток, у которого скорости движения частиц не изменяются вдоль траектории.

Пример: установившийся поток в длинной трубе одного сечения.

Линия тока (применяется при неустановившемся движении) это кривая, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлены по касательной (рис. 15).

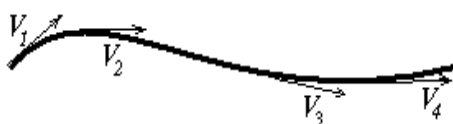


Рис. 15. Линия тока

Трубка тока – трубчатая поверхность, образуемая линиями тока с бесконечно малым поперечным сечением. Часть потока, заключенная внутри трубки тока называется элементарной струйкой (рис. 16). Совокупность движущихся струек называется потоком жидкости.

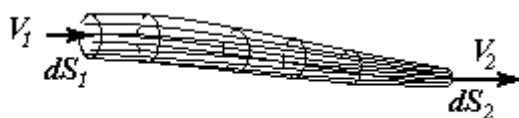


Рис. 16. Элементарная струйка

Потоки по характеру движения могут быть разделены на три группы: напорные, безнапорные и струи. Напорные потоки должны быть ограничены со всех сторон жесткими стенками. Например, течение в трубопроводах с повышенным или пониженным давлением. Безнапорное потоки с одной из сторон ограничены воздушной средой со свободной поверхностью (реки, каналы, лотки). Струи со всех сторон имеют свободную поверхность в виде жидкости или газа. Примером струи является вытекающая из отверстия или брандспойта жидкость.

Гидравлические параметры потока

Гидравлические параметры потока - это величины, характеризующие поток в данном сечении. Их можно объединить в следующие группы: 1) геометрические; 2) кинематические; 3) динамические; 4) энергетические. Выясним их вид и смысл применительно к установившимся потокам, поскольку основные уравнения гидравлики, которые мы будем рассматривать в дальнейшем, применимы только для установившихся потоков.

Геометрические параметры потока.

К этой группе параметров относятся: площадь сечения потока w , смоченный периметр сечения χ , гидравлический радиус R :

$$R = \frac{w}{\chi}. \quad (19)$$

Смоченным периметром называется та часть периметра сечения потока, по которой он соприкасается с ограничивающими его стенками.

Для круглых труб

$$R = \frac{\pi d^2}{4} / \pi d = \frac{d}{4}.$$

Для естественных русел рек средней глубиной h и шириной B

$$R = \frac{hB}{2h + B} \approx h. \quad (20)$$

Кинематические параметры потока

Кинематические параметры это параметры движения тел, без учета действующих на них сил. Для потоков такими параметрами являются расход жидкости Q и средняя скорость V .

Расход – объем жидкости протекающий сквозь сечение потока в единицу времени.

Средняя скорость – фиктивная, одинаковая во всех точках сечения скорость движения жидкости, при которой получается расход, равный фактическому расходу потока.

Средняя скорость и расход связаны между собой соотношением:

$$Q = V w. \quad (21)$$

Понятие средней скорости используется в гидравлике для упрощения при расчетах. На самом деле, – скорости в разных элементах сечения потока различны.

При течении жидкости в трубе (рис. 17а), мы имеем следующую картину. У стенки трубы жидкость покоится – скорость ее равна нулю. В центре же трубы – она максимальна. Эти скорости (разные по сечению) называются *местными скоростями* и обозначаются буквой u . Если по концам векторов местных скоростей провести в плоскости чертежа линию, то получим так называемую *эпюру местных скоростей*.

В открытых потоках (рис. 17б) распределение местных скоростей несколько иное. На дне потока местная скорость равна нулю. Максимальная местная скорость располагается вблизи поверхности. На поверхности потока выделяют поверхностную скорость, которая примерно на 25% больше средней скорости течения V .

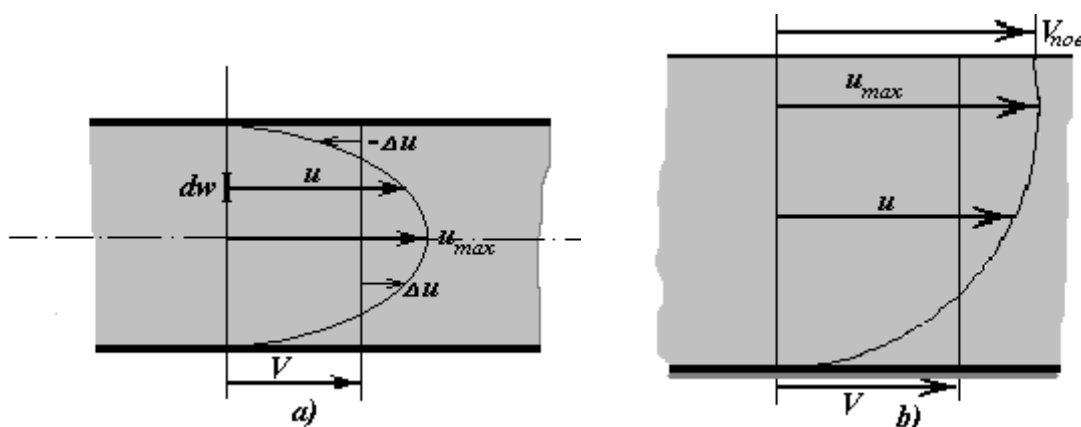


Рис. 17. Эпюра местных скоростей при движении жидкости в трубе (а) и в открытых потоках (б)

Выразим расход и среднюю скорость через местную скорость. Для этого выделим в сечении потока элементарную площадку dw . В единицу времени через эту площадку протекает жидкость, объем которой равен $u dw$ (ввиду малости dw , местные скорости в ее пределах можно считать одинаковыми). Расход потока представляет сумму таких элементарных объемов:

$$Q = \int_w u dw, \text{ поскольку } V = \frac{Q}{w}, \text{ то}$$

$$V = \frac{\int_w u dw}{w}. \quad (22)$$

(На рисунке (см. рис. 17) среднюю скорость V можно изобразить как скорость одинаковую по всему сечению, и образующую прямоугольную эпюру).

Динамические параметры потока.

Важным динамическим параметром потока является количество движения жидкости K , протекающей через сечение в единицу времени.

Получим выражение для K , считая поток установившимся. Для этого снова обратимся к вышерасположенному рисунку.

Количество движения в механике – это произведение массы тела на скорость. В нашем случае масса жидкости, протекающей сквозь элемент сечения dw в единицу времени, равна $m = \rho dw u$, а её количество движения $\rho dw u u = \rho u^2 dw$. Следовательно, через все сечение количество движения жидкости будет равно сумме элементарных количеств движения, или

$$K = \rho \int_w u^2 dw$$

Как уже отмечалось ранее, в гидравлике принято параметры потока выражать через среднюю скорость. Ориентируясь на среднюю скорость, получаем для количества движения величину:

$$K_V = \rho V^2 w$$

Фактическое количество движения не равно количеству движения рассчитанного по средней скорости. Используя поправочный коэффициент β , можно представить выражение для K в виде $K = \beta K_V = \beta \rho V^2 w$. Из этого равенства можно получить формулу для определения поправочного коэффициента, так как:

$$\rho \int_w u^2 dw = \beta \rho V^2 w,$$

то

$$\beta = \frac{\int_w u^2 dw}{V^2 w}$$

Убедимся, что $\beta \geq 1$. Имеем:

$$\begin{aligned} \int_w u^2 dw &= \int_w (V \pm \Delta u)^2 dw = \int_w (V^2 \pm 2V \Delta u + \Delta u^2) dw = \\ &= V^2 w \pm 2V \int_w \Delta u dw + \int_w \Delta u^2 dw. \end{aligned}$$

Но $\int_w \Delta u dw = 0$, поскольку расход, рассчитанный по местным скоростям равен расходу по средней скорости. Следовательно:

$$\int_w u^2 dw = V^2 w + \int_w \Delta u^2 dw.$$

Поскольку $\int_w u^2 dw \geq 0$, то $\int_w u^2 dw \geq V^2 w$ и значит $\beta \geq 1$. Величина β тем больше превосходит единицу, чем больше эпюра скоростей отличается от равномерной.

Энергетические параметры потока

Энергетическими параметрами потока являются: 1) Удельная (отнесенная к единице веса) механическая энергия жидкости в данном сечении H ; 2) Ее слагаемые – удельная кинетическая энергия H_k и удельная потенциальная энергия H_n . Получим выражения этих параметров через среднюю скорость потока и давление.

Кинетическая энергия, вычисленная по средней скорости, определяется формулой:

$$(E_k)_V = \frac{mV^2}{2} = \rho Q \frac{V^2}{2} = \frac{\rho}{2} V^3 w$$

Однако, $(E_k)_V$ не равна фактической кинетической энергии, так как вместо местных скоростей мы используем среднюю фиктивную скорость.

Фактическая кинетическая энергия равна:

$$E_k = \rho \int_w u dw \frac{u^2}{2} = \frac{\rho}{2} \int_w u^3 dw.$$

Фактическую кинетическую энергию можно определить и через среднюю скорость, если ввести поправочный коэффициент α :

$$E_k = \alpha (E_k)_V = \alpha \frac{\rho}{2} V^3 w.$$

Из равенства кинетических энергий определенных по u и V получим формулу для определения поправочного коэффициента α :

$$\alpha = \frac{\int_w u^3 dw}{V^3 w}$$

Как и β этот коэффициент больше единицы. В гидравлике можно встретить различные названия поправочного коэффициента α : коэффициент кинетической энергии; корректив скорости; коэффициент Кориолиса. Мы будем использовать наиболее распространенное название - коэффициент Кориолиса.

После деления величины E_k на вес $\rho g Q = \rho g V w$ жидкости, протекающей сквозь сечение в единицу времени, получаем выражение для H_k :

$$H_k = \frac{\alpha V^2}{2g}. \quad (23)$$

Потенциальная энергия жидкости E_n , протекающей через сечение потока в единицу времени представляет собой сумму потенциальной энергии

давления E_∂ и потенциальной энергии положения $E_{пол}$. Для их определения рассмотрим поток в трубе оборудованной пьезометрической трубкой (рис. 18) (*пьезометрическая трубка – прозрачная трубка, присоединяемая к отверстию в стенке канала или трубопровода для измерения давления жидкости*).

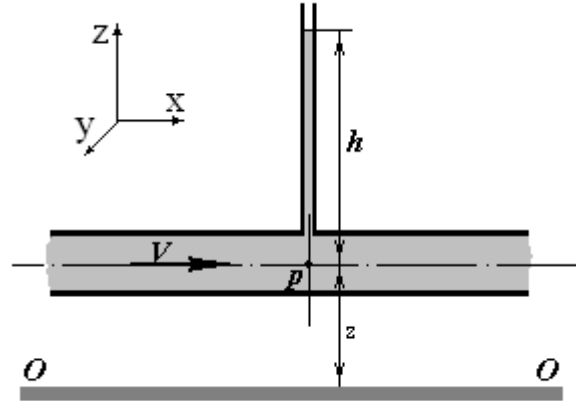


Рис. 18. Схема к расчету потенциальной энергии напорных потоков

Потенциальная энергия положения выражает возможность совершения жидкостью работы при ее снижении до условного уровня $O - O$, который называется *плоскостью сравнения*. По аналогии с потенциальной энергией тела поднятого на высоту h , которая равна $m g h$, потенциальная энергия положения жидкости протекающей через сечение в единицу времени будет равна:

$$E_{пол} = m g z = \rho V w g z ,$$

а потенциальная энергия давления –

$$E_\partial = m g h = \rho Q g h = \rho V w g h ;$$

так как $p = \rho g h$ или $h = \frac{p}{\rho g}$, то

$$E_\partial = V w p .$$

Общее выражение для потенциальной энергии жидкости будет иметь вид:

$$E_n = E_{пол} + E_\partial = V w (\rho g z + p) .$$

После деления величины потенциальной энергии жидкости на вес жидкости, протекающей через сечение в единицу времени $\rho V w g$, получаем выражение для удельной потенциальной энергии:

$$H_n = z + \frac{p}{\rho g} . \quad (24)$$

Поскольку $H = H_n + H_\kappa$, то

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} . \quad (25)$$

В гидравлике параметр H называется *напором потока* в данном сечении, H_n – *пьезометрическим напором*, H_k – *скоростным напором*.

Напор H представляет собой механическую энергию жидкости, отнесенную к единице веса. Поскольку единицей измерения механической энергии является *Ньютон-метр*, а веса *Ньютон*, то единицей измерения напора является метр.

Основные уравнения гидравлики

Уравнение расхода

Уравнение расхода выражает закон сохранения массы применительно к потокам жидкости, удовлетворяющим двум условиям: 1) Поток является установившимся; 2) На рассматриваемом участке поток не обменивается жидкостью с окружающей средой (не имеет ответвлений).

Установим вид этого уравнения. Для этого представим себе контрольную поверхность, состоящую из сечения 1 – 1, боковой поверхности потока и сечения 2 – 2 (рис. 19).

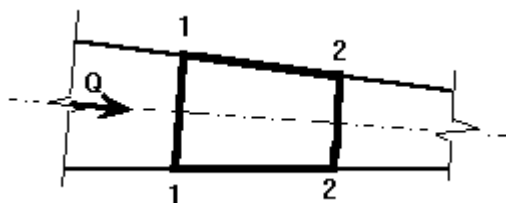


Рис. 19.

В единицу времени в объем 1 – 2, ограниченный контрольной поверхностью, втекает жидкость, масса которой равна $\rho_1 Q_1$ (через боковую поверхность потока жидкость согласно исходному условию не протекает).

В любой фиксированной точке установившегося потока плотность жидкости не изменяется с течением времени. Поэтому и масса жидкости в неизменном объеме 1 – 2 также должна оставаться неизменной. Но, согласно закону сохранения массы (*При любых процессах, происходящих в изолированной системе, которая не обменивается с внешней средой ни энергией, ни веществом, масса этой системы не изменяется*), это возможно только в том случае, если в единицу времени через сечение 2 – 2 из объема 1 – 2 вытекает жидкость, масса которой равна $\rho_1 Q_1$. Поскольку через сечение 2 – 2 в единицу времени протекает жидкость, масса которой $\rho_2 Q_2$, то получается, что должно выполняться равенство:

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2.$$

В установившихся потоках давление в разных сечениях различается не столь сильно, чтобы это могло привести к заметному изменению плотности жидкости (жидкость мало изменяет плотность при изменении давления). Поэтому, на практике допустимо принимать $\rho_1 = \rho_2$. Тогда уравнение сохранения массы принимает вид:

$$Q_1 = Q_2 = \text{const}.$$

Это уравнение в гидравлике называют уравнением расхода. Так как $Q = wV$, то его можно записать в другой форме, в виде:

$$V_1 w_1 = V_2 w_2 = \text{const}$$

или

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{w_2}{w_1}. \quad (26)$$

Как видно из этого уравнения, которое называют *уравнением неразрывности потока*, средняя скорость изменяется вдоль потока обратно пропорционально изменению площади сечения.

Уравнение Бернулли

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения и превращения энергии применительно к потокам жидкости, удовлетворяющим следующим условиям: 1) поток установившийся, 2) на рассматриваемом участке поток не обменивается с окружающей средой жидкостью (не имеет ответвлений) и механической энергией (нет турбины или насоса), 3) из массовых сил на жидкость действует только сила тяжести.

Установим вид этого уравнения. Для этого обратимся к рисунку (рис. 20). Имеется участок трубопровода ограниченный сечениями 1 – 1 и 2 – 2. В сечении 1 – 1 давление p_1 и средняя скорость V_1 . Как было установлено ранее удельная механическая энергия жидкости, проходящей через это сечение в единицу времени, равна:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}.$$

В процессе протекания жидкости через пространство между сечениями, часть ее механической энергии необратимо превращается в тепловую

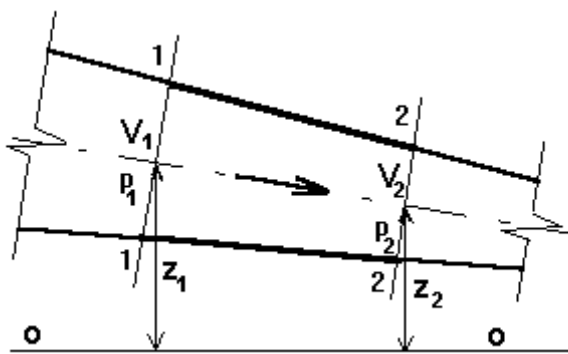


Рис. 20

энергию (из-за трения о стенки трубы и трения между частицами, движущимися с различными скоростями). Вследствие этого, удельная энергия жидкости, проходящей в единицу времени через сечение 2 – 2 H_2 , будет меньше, чем H_1 , на величину потерь напора h_w , и выражаться зависимостью:

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}.$$

Согласно закона сохранения и превращения энергии (*Энергия любой замкнутой системы при всех процессах, происходящих в системе, сохраняется. При этом энергия может только превращаться из одной формы в другую и перераспределяться между частями системы.*) можем записать:

$$H_1 = H_2 + h_w$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w, \quad (27)$$

где z_1, z_2 – удельная потенциальная энергия соответствующего сечения, м; p_1, p_2 – давление в центре сечения 1 – 1 и 2 – 2, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения м/с²; α_1, α_2 – коэффициенты Кориолиса для соответствующих сечений; V_1, V_2 – средние скорости в сечениях 1 – 1 и 2 – 2, м/с; h_w – потери напора при движении жидкости от сечения 1 – 1 к 2 – 2, м.

Величина h_w складывается из *потерь по длине* h_L и *местных потерь* h_m . Потери по длине обусловлены действием сил трения по поверхности контакта потока с твердыми стенками. Местные потери возникают на тех участках потока, где утрачивается равномерность (резкое изменение формы русла, направления потока).

Это уравнение принято называть уравнением Д. Бернулли для реальных потоков жидкости – в знак глубокого уважения к его трудам в области гидродинамики. Оно широко используется при решении практических задач. Приведем несколько простых примеров его применения.

Пример 1.

Для измерения скорости в точках открытого потока широко используется трубка Пито. Она представляет собой трубку, конец которой направлен навстречу потоку (рис. 21).

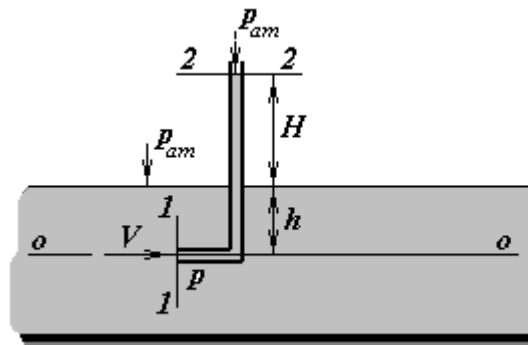


Рис. 21.

Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместим конец трубки в указанную точку и присоединим её к пьезометру. Жидкость в пьезометре поднимется на высоту H . Составим уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2 относительно плоскости сравнения $O - O$. При этом учтем, что, так как жидкость в трубке неподвижна, то потери напора между сечениями h_w равны нулю. Тогда уравнение Бернулли для рассматриваемого случая будет иметь вид:

$$\frac{p_{am} + \rho gh}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = H + h + \frac{p_{am}}{\rho g}.$$

После преобразований этого уравнения и выражения скорости в явном виде имеем:

$$V = \sqrt{2gH} = \sqrt{\frac{2(p - p_{\text{ат}})}{\rho}}.$$

Это уравнение позволяет по высоте столба жидкости в трубке H или по давлению p , которое может быть измерено манометром, рассчитать скорость набегающего на трубку потока. Данный метод широко используется в авиации и мореплавании для измерения скоростей самолетов и кораблей относительно среды, в которой они перемещаются.

Пример 2.

Для непрерывного измерения расхода жидкости или газа в трубе используются расходомеры Вентури. Расходомер представляет собой отрезок трубы с плавным сужением сечения, оборудованный манометрами для измерения давления в широком и суженном сечении (рис. 22).

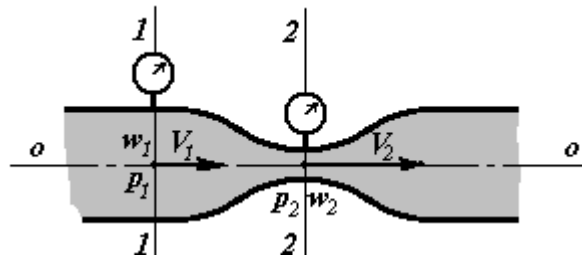


Рис. 22. Расходомер Вентури

Составим уравнение Бернулли для сечений $1 - 1$ и $2 - 2$. Плоскость сравнения $O - O$ проведем через ось симметрии трубы. Потерями напора пренебрежем так как расстояние между сечениями незначительно, а сужение сечения трубы плавное. Тогда уравнение будет иметь вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g}.$$

Умножим числитель и знаменатель слагаемых с V на квадраты площадей соответствующих сечений w^2 , сократим g и с учетом, что $w_1 V_1 = w_2 V_2 = Q$ получим:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha Q^2}{2w_1^2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha Q^2}{2w_2^2}.$$

Выразив Q в явном виде, получим уравнение для расчета расхода жидкости в трубе:

$$Q = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\alpha \rho} \left(\frac{1}{w_2^2} - \frac{1}{w_1^2} \right)} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\alpha \rho} \left(\frac{1}{w_2^2} - \frac{1}{w_1^2} \right)}$$

Расходомеры Вентури широко применяются в трубопроводном транспорте жидкостей и газов. Так как площади сечений, коэффициент Кориолиса и плотность жидкости заранее известны, то для определения расхода необходимо фиксировать только разность давлений. При этом для измерения разно-

сти давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ обычно применяют такой прибор как диффманометр.

Из уравнения Бернулли вообще, и в частности для рассмотренной схемы движения жидкости в расходомере Вентури (см. рис. 22), следует очень важный вывод. **При установившемся движении с ростом скорости потока давление в сечении падает, а при уменьшении скорости – повышается**, хотя на первый взгляд кажется, что должно быть наоборот. Объясняется этот [парадокс](#) действием закона сохранения энергии. При увеличении скорости в суженном сечении увеличивается удельная кинетическая энергия жидкости $\frac{\alpha V_2^2}{2g}$. Чтобы общий баланс энергии остался неизменным, уменьшается

удельная потенциальная энергия $\frac{p_2}{\rho g}$. Так как плотность жидкости ρ и ускорение свободного падения g величины постоянные, то уменьшается давление p_2 . Рассмотрим проявление этого «парадокса» на двух примерах (рис. 23).

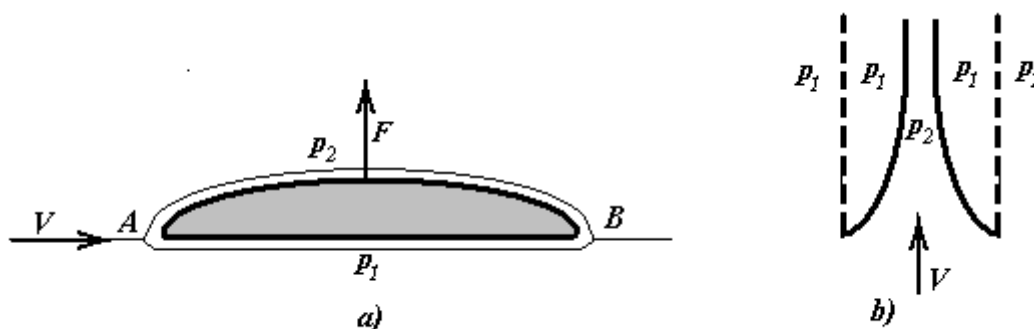


Рис. 23.

Пример *a*. При обтекании профиля крыла самолета (рис. 23 *a*) набегающий со скоростью V поток в точке A разделяется, а в точке B вновь соединяется. По условию неразрывности потока частицы воздуха одновременно подошедшие к точке A должны одновременно встретиться в точке B . Но чтобы выполнить это условие при обтекании профиля они должны двигаться с разной скоростью. Путь по верхней образующей длиннее, следовательно скорость обтекания будет больше, чем по нижней. А где больше скорость, там меньше давление, значит $p_2 < p_1$. В результате разности давлений появляется подъемная сила F .

Пример *b*. Если взять два листа бумаги, расположить их параллельно (см. рис. 23 *b*) и дунуть между ними, то вопреки ожиданию листы не разойдутся, а наоборот сблизятся (объяснение такое же как и в примере *a*).

Уравнение равномерного потока

Это уравнение выражает закон сохранения количества движения применительно к равномерным потокам при условии, что из массовых сил на жидкость действует только сила тяжести. Для его вывода обратимся к рис.24.

Выделим объем жидкости длиной L , ограниченный сечениями 1 - 1, 2 - 2 и стенками трубы. Согласно закона сохранения количества движения (*Количество движения замкнутой системы в процессе ее движения не изменяется*) сумма проекций на ось потока всех сил, действующих на жидкость в процессе протекания ее через указанный объем, равна нулю.

В нашем случае, на жидкость, находящуюся в выделенном объеме, действуют силы:

1) Сила давления на плоскости сечений со стороны окружающей жидкости, равные произведению соответствующего давления p на площадь сечения потока w .

2) Вес жидкости G .

3) Сила трения жидкости о стенки трубы, равная произведению напряжения силы трения жидкости о стенки τ_0 на смоченный периметр сечения χ и на длину участка L , $-\tau_0 \chi L$.

Поэтому, можем записать:

$$p_1 w + G \sin \alpha - p_2 w - \tau_0 \chi L = 0.$$

Поскольку $G = \rho g w L$, $\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{L}$, то после деления членов уравнения на $\rho g w L$ и замены $\sin \alpha$ на его выражение получаем:

$$\frac{p_1}{\rho g L} + \frac{z_1 - z_2}{L} - \frac{p_2}{\rho g L} - \frac{\tau_0 \chi}{\rho g w} = 0$$

или, после некоторых преобразований:

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = \frac{w}{\chi} \left(\frac{(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}) - (z_2 + \frac{p_2}{\rho g})}{L} \right).$$

Величина

$$\left(\frac{(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}) - (z_2 + \frac{p_2}{\rho g})}{L} \right) = I$$

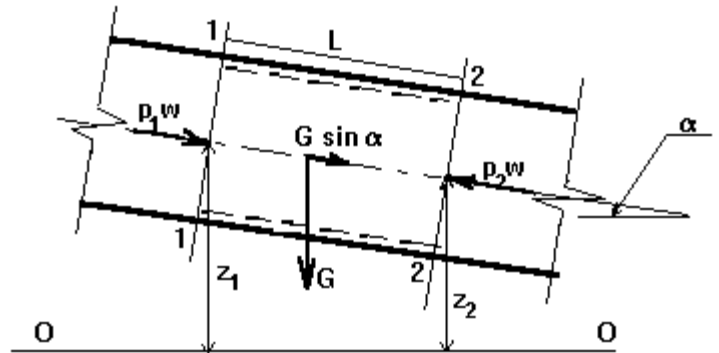


Рис. 24.

характеризует изменение пьезометрического напора H_n на единицу длины равномерного потока. Она называется *пьезометрическим уклоном*. Используя это понятие и учитывая, что $w/\chi = R$, получаем:

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = R I. \quad (28)$$

Это соотношение принято называть основным уравнением равномерного потока. Это уравнение применяется при расчетах безнапорных потоков.

Лекция 4. Режимы движения жидкости и гидродинамические сопротивления. Расчет напорных трубопроводов

Рассмотрим равномерный поток в горизонтальной трубе оборудованной пьезометрическими трубками (*пьезометрическая трубка - стеклянная трубка, присоединенная к трубе*) (рис. 25). Плоскость сравнения проведем через ось трубы,

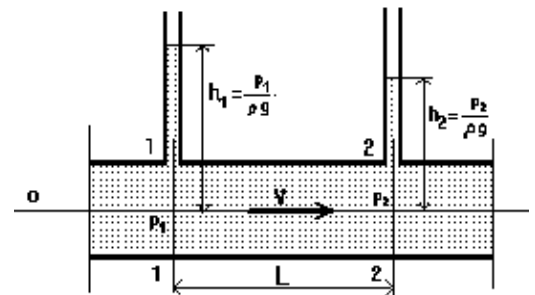


Рис. 25.

Так как между сечениями нет местных сопротивлений и труба горизонтальная, то уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2 будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_L,$$

где h_L - потери напора по длине, м.

Так как поток равномерный, то $\alpha_1 = \alpha_2$, $V_1 = V_2$ и слагаемые с V можно сократить. Поэтому можем записать, что потери напора по длине между сечениями 1 – 1 и 2 – 2 равны разности пьезометрических напоров:

$$h_L = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h_1 - h_2,$$

где, h_1 и h_2 – высота столба жидкости в пьезометрах, м.

Таким образом, для горизонтальных труб величина потери напора h_L легко может быть определена с помощью двух пьезометров, как разность уровней в них.

Для изучения потерь напора в трубах на установке, оборудованной пьезометрами проведены эксперименты. Опыты сделанные с разными трубами, жидкостями и скоростями, показали, что зависимость потерь напора или уклона жидкости в трубе $I = h_L / L$ от средней скорости V имеет вид, показанный на рис. 26.

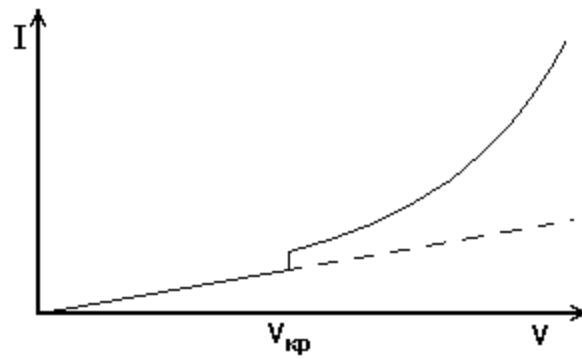


Рис. 26. График зависимости уклона жидкости в трубе от средней скорости

Как видно из графика при $V < V_{кр}$ эта зависимость имеет линейный характер, а при $V > V_{кр}$ — нелинейный. Величина критической скорости $V_{кр}$ у разных потоков разная, но указанная особенность зависимости $I = f(V)$ обнаруживается у всех равномерных потоков. Объяснение этому факту было дано английским ученым О. Рейнольдсом, который в 1883г. провел весьма наглядные опыты на установке, схема которой представлена на рис. 27. Эта установка позволяла по поведению струйки подкрашенной жидкости судить о характере движения частиц жидкости в трубе 2. Результаты оказались

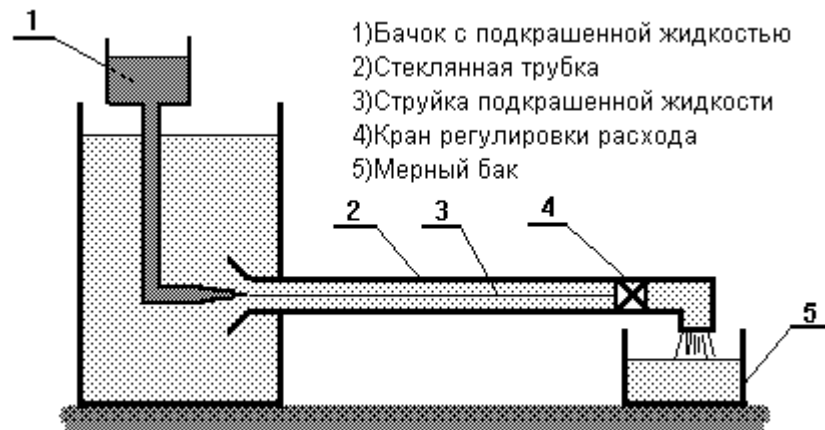


Рис. 27. Установка для изучения режимов движения жидкости

следующими.

При $V < V_{кр}$ струйка подкрашенной жидкости сохраняет вид тонкой прямой нити на всём протяжении потока, что свидетельствует об упорядоченном движении всех частиц жидкости в направлении оси трубы. Такой режим движения частиц жидкости в потоке был назван ламинарным (от латинского слова "Lamina", означающего "слой").

При $V > V_{кр}$ струйка подкрашенной жидкости уже на начальном участке потока размывается, и вся жидкость в трубе оказывается равномерно окрашенной. Это значит, что частицы жидкости помимо движения в главном направлении (вдоль оси трубы) совершают дополнительные перемещения в поперечном направлении. Более наглядную картину движения жидкости

можно получить при помощи подмешивания в поток мелких частиц с плотностью, равной плотности жидкости. При подобных наблюдениях можно обнаружить, что при $V > V_{кр}$ частицы жидкости движутся по весьма сложным зигзагообразным траекториям, сталкиваясь друг с другом и со стенками трубы. Такой режим движения жидкости был назван турбулентным, что соответствует русскому слову "беспорядочный".

Итак, установлено, что имеется прямая связь между видом зависимости потери напора по длине h_L от средней скорости потока и характером движения частиц жидкости в потоке (режимом движения жидкости). Потери напора при $V < V_{кр}$, что соответствует ламинарному режиму, растут с увеличением средней скорости линейно и медленнее, чем при $V > V_{кр}$ (турбулентный режим). Но это значит, что расчетные формулы для потери напора по длине при ламинарных и турбулентных режимах должны быть различными и (для правильного выбора формулы) необходимо перед началом расчета определять режим движения жидкости в каждом рассматриваемом случае. Для этого надо располагать соответствующим критерием режима. Установим его вид.

В результате анализа факторов, влияющих на режим движения жидкости, а также экспериментов установлено, что характер потока зависит от сочетания следующих четырех характеристик потока: коэффициента вязкости μ , характеризующего вязкость жидкости; плотности ρ , характеризующей инерционность жидкости; средней скорости потока V , характеризующей продольные скорости движения частиц жидкости; диаметра трубы d , характеризующего эффективность направляющего действия стенок трубы. Поскольку увеличение V , d , ρ содействует установлению турбулентного режима, а увеличение μ – установлению ламинарного режима, то можно утверждать, что большим значениям комплекса $(V d \rho)/\mu$ должны отвечать турбулентные режимы, а малым – ламинарные. Этот комплекс называется числом Рейнольдса. Поскольку ориентируясь на его величину можно судить о режиме, то он может служить критерием режима.

Критерий режима первоначально был получен Рейнольдсом на базе качественного анализа движения жидкости аналогичного приведенному выше. Однако, его можно также получить, используя теорию размерности. Для потока в круглой трубе критерий режима движения жидкости имеет вид

$$Re = \frac{V d \rho}{\mu}$$

или

$$Re = \frac{V d}{\nu}, \quad (29)$$

где, $\nu = \mu/\rho$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости, m^2/s .

Чтобы можно было воспользоваться указанным критерием режима на практике, необходимо знать величину критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$, соответствующего границе между ламинарным и турбулентным режимами.

Эта величина может быть определена только из опытов. Опыты показали, что критическое число Рейнольдса не является определенным, а зависит от условий опыта. В лабораторных условиях (создав плавный вход жидкости в трубу, устранив вибрации трубы и т.п.) удавалось сохранить ламинарный режим до весьма больших значений критерия Рейнольдса (до $Re > 13000$). Однако такая неопределенность величины $Re_{кр}$ не может служить основанием для отказа практического использования числа Рейнольдса в качестве критерия режима движения жидкости. В технических системах отсутствуют условия для сохранения ламинарных режимов до больших чисел Re . Практика показывает, что для потоков в круглых трубах можно принимать:

$$Re_{кр} = 2300. \quad (30)$$

Следует отметить, что, для других форм сечения потока, величины критического числа Рейнольдса иные.

Таким образом установлено, что существуют два режима движения жидкости – ламинарный и турбулентный. Рассмотрим каждый из них более подробно.

Ламинарное движение жидкости в трубах и зазорах

Ламинарное движение жидкости в трубах.

Уравнение Бернулли для реальных потоков в том виде, в каком мы его получили, не является расчетным, поскольку вопрос об определении входящих в него величин коэффициента Кориолиса α и общих потерь напора h_w остался открытым. В этом разделе мы дадим ответ об их определении применительно к ламинарному потоку жидкости в трубах.

Начнем с коэффициента Кориолиса α . Для этого сначала получим выражение для эпюры местных скоростей, причем на таком удалении от начала трубы, где она имеет стабильный вид. Выделим объём жидкости в виде цилиндра, у которого радиус равен r и длина L (рис. 28).

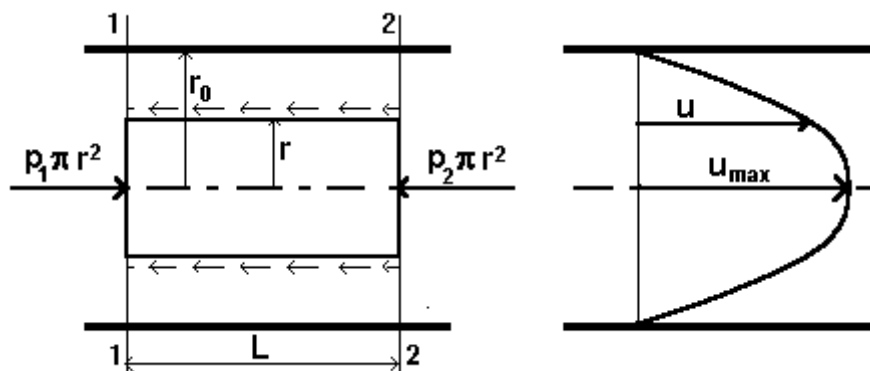


Рис. 28.

Движение жидкости равномерное. Поэтому можно считать, что сумма проекций на ось трубы всех сил, действующих на выделенный объём жидкости, равна нулю. Так как на выделенный объём действуют только силы, обу-

словленные давлениями на торцах (p_1, p_2) и напряжением сил вязкости τ , то можем записать:

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 = \tau 2\pi r L$$

Поскольку рассматривается ламинарное движение, то:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}.$$

Подставив вместо τ выражение для него, получим после замены $(p_1 - p_2) = \Delta p$ и некоторых преобразований:

$$du = -\frac{\Delta p}{2\mu L} r dr.$$

После интегрирования этого выражения получаем:

$$u = -\frac{\Delta p}{2\mu L} \frac{r^2}{2} + const.$$

Так как при $r = r_0$ $u = 0$ (местная скорость у стенки трубы равна нулю), то, подставив эти граничные условия в уравнение, получим:

$$const = \frac{\Delta p}{2\mu L} r_0^2.$$

Следовательно, выражение для эпюры местных скоростей имеет вид:

$$u = \frac{\Delta p}{4\mu L} (r_0^2 - r^2).$$

Как видно, она представляет собой параболу. Максимальную скорость, находящуюся на оси трубы, можно определить по формуле полученной из предыдущей при $r = 0$:

$$u_{\max} = \frac{\Delta p}{4\mu L} r_0^2.$$

Сравним u_{\max} со средней скоростью потока V . Для сравнения рассмотрим ранее полученное выражение для средней скорости через местные скорости

$$V = \frac{\int u dw}{w}.$$

Возьмем за элемент площади сечения трубы dw площадь кольца, заключенного между окружностями, имеющими радиусы r и $(r+dr)$ (рис. 29).

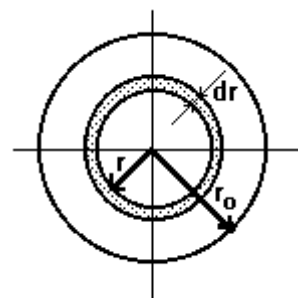


Рис. 29.

При этом $dw = 2\pi r dr$. Тогда

$$\begin{aligned} \int_w u dw &= \int_0^{r_0} u 2\pi r dr = \frac{\Delta p}{4\mu L} \int_0^{r_0} 2\pi (r_0^2 - r^2) r dr = \\ &= \frac{\Delta p}{4\mu L} 2\pi \left\{ r_0^2 \left[\frac{r^2}{2} \right]_0^{r_0} - \left[\frac{r^4}{4} \right]_0^{r_0} \right\} = \frac{\Delta p}{4\mu L} 2\pi \left(\frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4} \right) = \end{aligned}$$

$$= \frac{\Delta p}{4\mu L} 2\pi \frac{r_0^4}{4} = \frac{\Delta p}{8\mu L} w r_0^2$$

Подставляя результат в выражение для средней скорости, получаем

$$V = \frac{\Delta p}{8\mu L} r_0^2.$$

Сравнивая выражения для u_{\max} и V находим, что $u_{\max} = 2V$.

Теперь определим величину поправочного коэффициента α . Из предыдущего материала, где мы рассматривали энергетические параметры потока, имеем:

$$\alpha = \frac{\int u^3 dw}{V^3 w}.$$

Решим интеграл, стоящий в числителе этого выражения, используя расчетную схему из предыдущего вывода (см. рис. 29):

$$\begin{aligned} \int_w u^3 dw &= \int_w \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 (r_0^2 - r^2)^3 dw = \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2)^3 2\pi r dr = \\ &= \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 2\pi \int_0^{r_0} (r_0^6 - 3r_0^4 r^2 + 3r_0^2 r^4 - r^6) r dr = \\ &= \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 2\pi \left\{ r_0^6 \left[\frac{r^2}{2}\right]_0^{r_0} - 3r_0^4 \left[\frac{r^4}{4}\right]_0^{r_0} + 3r_0^2 \left[\frac{r^6}{6}\right]_0^{r_0} - \left[\frac{r^8}{8}\right]_0^{r_0} \right\} = \\ &= \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 2\pi r_0^8 \left\{ \frac{1}{2} - \frac{3}{4} + \frac{1}{2} - \frac{1}{8} \right\} = \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^3 2\pi r_0^8 \frac{1}{8} = \\ &= \left(\frac{\Delta p}{8\mu L} r_0^2\right)^3 2w = V^3 2w, \end{aligned}$$

$$\alpha = \frac{V^3 2w}{V^3 w} = 2. \quad (31)$$

Таким образом, истинное значение кинетической энергии ламинарного потока жидкости в трубе в два раза больше того, которое получается при замене местных скоростей средней скоростью потока.

Следует отметить, что на начальном участке потока (при входе в трубу) эпюра местных скоростей отличается от рассмотренной нами. Как установлено экспериментально, эпюра местных скоростей формируется в параболическую при длине начального участка

$$L_{\text{нач}} = 0,029 \text{Re} d.$$

Поэтому, выведенные зависимости и значение $\alpha = 2$ справедливы только при $L > L_{\text{нач}}$.

Получим расчетную формулу для потери напора по длине трубы (h_L) при ламинарном движении жидкости. Для этого воспользуемся ранее полученной зависимостью для средней скорости при ламинарном режиме:

$$V = \frac{\Delta p}{8\mu L} r_0^2$$

отсюда

$$\Delta p = \frac{8\mu L}{r_0^2} V.$$

Разделим левую и правую часть уравнения на ρg -

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = h_L = \frac{8\mu L}{\rho g r_0^2} V$$

и заменим радиус r_0 на диаметр трубы, получаем:

$$h_L = \frac{32\mu L}{\rho g d^2} V. \quad (32)$$

Величину h_L можно выразить через расход. Поскольку $V = Q/w$, а $w = \pi d^2/4$, то

$$h_L = \frac{128\mu L}{\pi \rho g d^4} Q. \quad (33)$$

Из полученных соотношений для h_L вытекают следующие важные для практики выводы.

1. При ламинарном режиме движения жидкости в трубе потери напора по длине пропорциональны средней скорости и расходу.

2. При фиксированном расходе на потерю напора оказывает весьма большое влияние диаметр трубы. Например, - если диаметр уменьшить в 2 раза, то потери напора увеличатся в 16 раз.

Ламинарное движение жидкости в кольцевом зазоре

Изучение ламинарного движения в кольцевом зазоре представляет большой практический интерес в связи с необходимостью определения утечек рабочей жидкости через зазоры в плунжерных парах объёмных насосов, в распределителях золотникового типа и т.п., используемых в гидроприводе. Ввиду малых размеров зазоров и относительно большой вязкости рабочей жидкости, утечки происходят при ламинарном режиме. Таким образом, нам предстоит получить формулу для определения расхода жидкости через кольцевой зазор, образованный соосными цилиндрами, при малой величине зазора и ламинарном режиме движения жидкости (рис. 30а).

Так как величина зазора $\delta \ll d$, то движение жидкости в кольцевом зазоре можно уподобить ее движению в плоской щели высотой δ . Элемент такой щели в увеличенном масштабе изображен в правой части рисунка (см. рис.30б). Выделим в кольцевом зазоре объём жидкости в виде параллелепипеда, ширина которого равна единице. Обозначим половину высоты параллелепипеда за y , давление на торцах p_1 и p_2 . На выделенный объём действуют силы: с левой стороны сила $p_1 2y$; с правой – $p_2 2y$; касательная сила $\tau 2L$. Движение жидкости равномерное, ламинарное, поэтому:

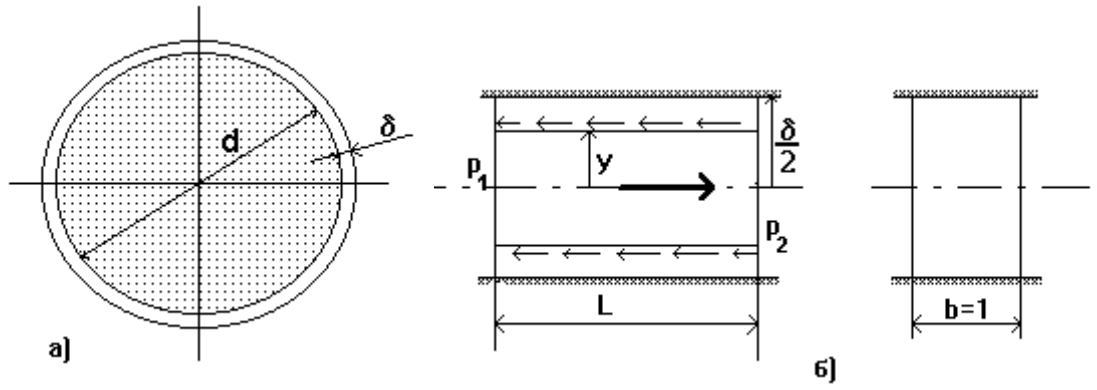


Рис. 30.

$$p_1 2y - p_2 2y = \tau 2L, \quad \tau = -\mu \frac{du}{dy}.$$

Из этих соотношений получаем:

$$du = -\frac{(p_1 - p_2)}{\mu L} y dy.$$

После интегрирования и замены $(p_1 - p_2) = \Delta p$ имеем:

$$u = -\frac{\Delta p}{\mu L} \frac{y^2}{2} + const.$$

Поскольку при $y = \delta/2$ скорость $u = 0$, то:

$$const = \frac{\Delta p}{2\mu L} \frac{\delta^2}{4}$$

и, следовательно, эпюра местных скоростей описывается выражением:

$$u = \frac{\Delta p}{2\mu L} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2 \right).$$

Расход выражается через местные скорости с помощью соотношения:

$$Q = \int_w u dw.$$

Для решения интеграла подставим вместо u полученное нами выражение местной скорости через y , а вместо dw возьмем за элемент площади сечения прямоугольник шириной πd и высотой dy . При этом $dw = \pi d dy$. Тогда

$$\begin{aligned} Q &= \int_w u dw = 2 \int_0^{\frac{\delta}{2}} \frac{\Delta p}{2\mu L} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2 \right) \pi d dy = \frac{\pi d \Delta p}{\mu L} \left[\int_0^{\frac{\delta}{2}} \frac{\delta^2}{4} dy - \int_0^{\frac{\delta}{2}} y^2 dy \right] = \\ &= \frac{\pi d \Delta p}{\mu L} \left[\frac{\delta^2}{4} \frac{\delta}{2} - \left(\frac{\delta}{2} \right)^3 \frac{1}{3} \right] = \frac{\pi d \Delta p}{\mu L} \left[\frac{1}{8} - \frac{1}{24} \right] \delta^3 = \frac{\pi d \Delta p}{12\mu L} \delta^3 \\ Q &= \frac{\pi d \Delta p}{12\mu L} \delta^3. \end{aligned} \quad (34)$$

Как видно из полученной формулы, расход (утечка) через зазор существенно зависит от величины зазора δ . Например, при увеличении зазора в два раза (вследствие износа поверхности плунжерных пар) утечка (при прочих равных параметрах) увеличивается в восемь раз. Утечки растут пропорционально Δp и обратнопропорционально вязкости и длине канала. Поэтому, у насосов, которые должны работать при больших давлениях нагнетания, зазоры в плунжерных парах должны быть очень малыми.

При эксцентричном расположении плунжера и цилиндра утечки возрастают до 2,5 раз по сравнению с осесимметричным расположением.

Формула для момента жидкостного трения в подшипнике

Будем считать, что между шипом и подшипником находится жидкость (масло) под давлением. Шип имеет радиус r_1 и вращается, а подшипник – радиус r_2 и неподвижен (рис. 31). Нагрузка на подшипник слабая, ее можно не учитывать и считать, что шип и подшипник расположены концентрично. Угловую скорость вращения шипа обозначим через w . Отметим, что зазор между шипом и подшипником мал по сравнению с диаметром шипа.

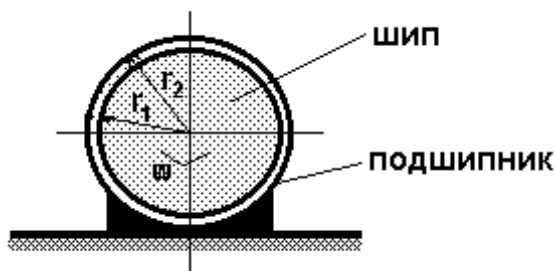


Рис. 31.

В рассматриваемом случае движение жидкости между шипом и подшипником вызывается вязким трением (так называемое фрикционное движение). Также движение является ламинарным. Поскольку скорость частиц жидкости изменяется по линейному закону от нуля на подшипнике до $w r_1$ на подпятнике, то напряжение

силы трения для всех слоев одинаково и равно

$$\tau = \mu \frac{u}{\delta} = \mu \frac{w r_1}{r_2 - r_1}.$$

Сила трения равна $\tau 2\pi r_1 L$, где L – протяженность подшипника. При известной силе трения момент трения определяется следующим выражением:

$$M_{кр} = \tau 2\pi r_1 L r_1 = \mu \frac{w r_1}{r_2 - r_1} 2\pi r_1^2 L$$

или

$$M_{кр} = \mu \frac{w r_1^3}{r_2 - r_1} 2\pi L. \quad (35)$$

Равномерное турбулентное движение жидкости в трубах.

Отличительным признаком турбулентных потоков является дополнительное (к основному движению в направлении оси потока) пульсационное перемещение частиц жидкости по всем направлениям. Эта особенность обуславливает их существенное отличие от ламинарных потоков как в отноше-

нии закона распределения местных скоростей по сечению, так и связанного с ним закона сопротивления (вида расчетных формул для потери напора).

Рассмотрим сначала вопрос о распределении местных скоростей. Предварительно уточним само понятие местной скорости. Мгновенное значение скорости в данной точке турбулентного потока имеет три составляющих: u_x , u_y , u_z (ось x совпадает с осью потока). Осреднённые за конечный промежуток времени значения пульсаций скорости u_y и u_z равны нулю, поскольку в поперечном направлении переносное движение жидкости отсутствует. Напротив, осреднённая по времени составляющая u_x не равна нулю. Она как раз и представляет местную скорость в данной точке сечения. В дальнейшем будем ее обозначать как и при ламинарном режиме u .

На закон распределения местных скоростей по сечению турбулентного потока существенное влияние оказывают поперечные пульсационные перемещения частиц жидкости. Частицы жидкости с большей местной скоростью перемещаются в зону меньших местных скоростей, тем самым увеличивают местную скорость на периферии потока. И наоборот, частицы из зоны малых скоростей, попадая в зону больших местных скоростей, тормозят поток в центре трубы. Происходит заметное выравнивание местных скоростей по сечению потока. В результате, эпюра местных скоростей при турбулентном движении резко отличается от эпюры при ламинарном (рис. 32).

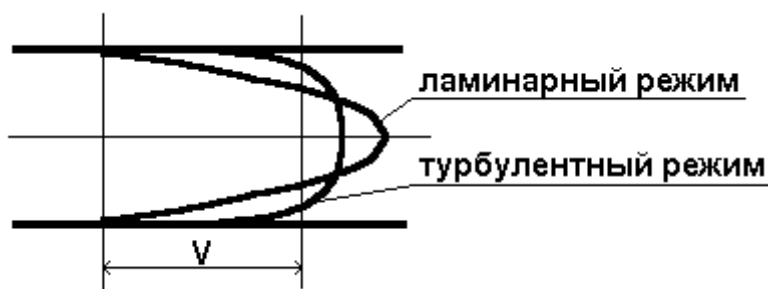


Рис. 32.

Эпюры местных скоростей в сечении трубы

С распределением местных скоростей по сечению связана величина поправочного коэффициента Кориолиса α в уравнении Бернулли. Мы уже знаем, что у ламинарных потоков $\alpha = 2$. Что касается турбулентных потоков, то диапазон возможных значений коэффициента α имеет следующие границы:

$$1 < \alpha < 1.12$$

Большее значение соответствуют числу $Re = 3000$. В практике гидравлических расчетов чаще всего приходится иметь дело с турбулентными потоками, у которых число Рейнольдса значительно превышает 3000. Поэтому при практических расчетах потерь напора при турбулентном режиме принимают $\alpha = 1$.

Расчет потери напора в равномерном турбулентном потоке.

Хотя для ламинарного режима движения жидкости имеется теоретическая зависимость (31) расчет потерь напора по длине трубопровода для обоих режимов движения принято проводить по формуле Дарси–Вейсбаха.

Зависимость Дарси–Вейсбаха может быть получена в частности из теоретической зависимости для потерь по длине при ламинарном режиме -

$$h_L = \frac{32\mu L}{\rho g d^2} V. \text{ Умножим числитель и знаменатель на } 2V \text{ и определенным об-}$$

разом сгруппируем, получим
$$h_L = \frac{64}{V d \rho} \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}. \text{ Так как } \frac{V d \rho}{\mu} = Re, \text{ то}$$

$$h_L = \frac{64}{Re} \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}. \text{ Заменяя } \frac{64}{Re} \text{ на } \lambda, \text{ окончательно получаем формулу Дарси-}$$

Вейсбаха:

$$h_L = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}. \quad (36)$$

Коэффициент λ называется коэффициентом гидравлического трения. Величина его зависит от режима движения жидкости. При ламинарном режиме величина коэффициента гидравлического трения зависит только от числа Re и определяется зависимостью:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (37)$$

При турбулентном режиме коэффициент гидравлического трения зависит не только от числа Re , но и от шероховатости трубы Δ . Обусловлено это сложным строением таких потоков (рис. 33). Центральную часть занимает так называемое турбулентное ядро. Непосредственно у стенок образуется ламинарный подслой. Местные скорости в турбулентном ядре соизмеримы со средней скоростью потока, местные же скорости в ламинарном подслое значительно меньше. Толщина ламинарного подслоя уменьшается с ростом средней скорости потока, а следовательно и числа Рейнольдса. Потери напора и λ при такой особенности потока зависят от соотношения высоты бугорков шероховатости и толщины ламинарного подслоя. Если ламинарный подслой полностью покрывает бугорки шероховатости (см. рис. 33а), то они находятся в зоне малых местных скоростей и практически не оказывают влияния на сопротивление, а следовательно и на коэффициент гидравлического трения. При увеличении средней скорости, а следовательно и числа Re , слой утончается, бугорки шероховатости частично попадают в турбулентное ядро (в зону высоких местных скоростей) и начинают влиять на общее сопротивление (см. рис. 33б). При дальнейшем увеличении Re бугорки шероховатости полностью выходят из ламинарного подслоя и оказывают преобладающее влияние на сопротивление движению потока (см. рис. 33с),.

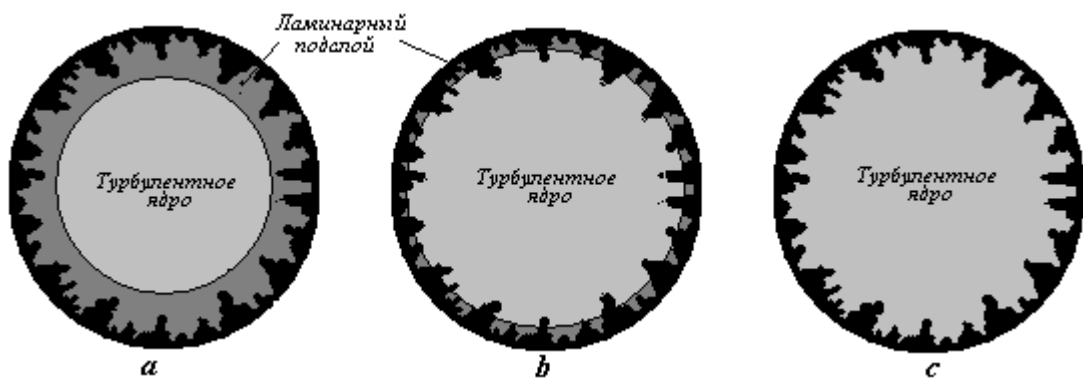


Рис. 33.

В зависимости от степени влияния Re и Δ , турбулентный режим движения жидкости можно разбить на три характерные области:

1. Область гладкого сопротивления, в которой $\lambda = f(Re)$;
2. Область смешанного сопротивления, в которой $\lambda = f(\Delta \text{ и } Re)$;
3. Область шероховатого сопротивления, в которой $\lambda = f(\Delta)$.

Последнюю область обычно называют областью квадратичного сопротивления, поскольку в ней, как видно из зависимости Дарси–Вейсбаха, при $\lambda = f(\Delta) = const$ потери напора пропорциональны квадрату средней скорости.

Формул для расчета коэффициента гидравлического трения много. В разные годы, разными авторами получены расчетные зависимости, которые в той или иной мере удовлетворяют требованиям практики и могут быть использованы при расчетах. Однако предпочтение следует отдавать формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (38)$$

Эта формула универсальна. Она пригодна для всех областей турбулентного движения.

В случае, когда шероховатость не влияет на сопротивление, второе слагаемое пренебрежительно мало по сравнению с первым и формула принимает вид:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re}. \quad (39)$$

Зависимость (39) справедлива в области гладкого сопротивления. Она называется формулой Блазиуса и иногда также применяется при расчетах.

Шероховатость трубы Δ , используемая в зависимости для расчета λ , является условной характеристикой высоты бугорков. Дело в том, что степень влияния шероховатости зависит не только от высоты бугорков, но и их формы, взаимного расположения на поверхности трубы. Это обстоятельство сильно усложняет учет влияния шероховатости на потери напора. Снятие профилограммы с внутренней поверхности труб бесполезно, поскольку для выражения полученных результатов потребуется слишком большое число определяющих величин. Поэтому, пошли по другому пути. Приняли за характеристику шероховатости условную высоту бугорков, которая для каждого класса труб (труб изготовленных из одного и того же материала, по одина-

ковой технологии, прослуживших одинаковый срок) подобрана по опытным данным. Таким образом, величина Δ отражает влияние на потери напора не только высоты бугорков, но и их формы и взаимного расположения на поверхности трубы. Она определена по данным гидравлических испытаний труб и по этой причине ее часто называют *гидравлической шероховатостью трубы*.

Местные потери напора

В ранее выведенном уравнении Бернулли имеется слагаемое, которое учитывает общие потери напора при движении жидкости между рассматриваемыми сечениями h_w

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w.$$

Величина h_w складывается из *потерь по длине* h_L и *местных потерь* h_m .

Местными потерями напора h_m называются *потери, которые возникают на участках потока, где утрачивается равномерность (изменяется сечение или направление потока)*.

При протекании жидкости через местные сопротивления, вследствие проявления свойств инерции, поток не может в точности следовать очертанию стенок русла. Происходит отрыв основного потока от стенок русла и образование областей, в которых поддерживается постоянное интенсивное вихреобразное движение (рис. 34).

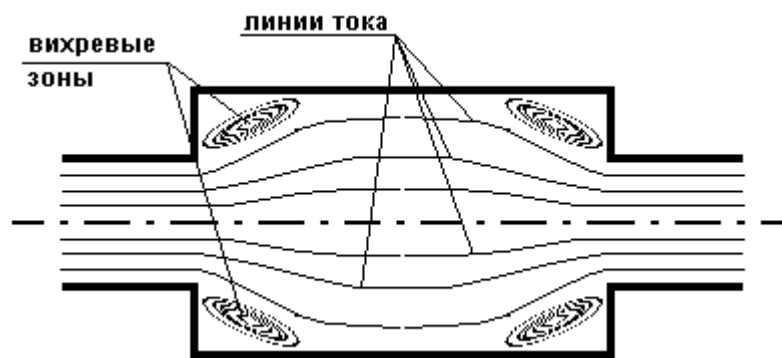


Рис. 34.

Образование вихревых зон при внезапном расширении и внезапном сжатии потока

На поддержание движения в вихревых зонах затрачивается значительная работа, которая совершается за счет механической энергии потока. Эта утраченная часть механической энергии потока и составляет величину h_m . В гидравлике принято выражать величину местных потерь напора в долях удельной кинетической энергии (скоростного напора) потока $V^2/2g$, а коэффициент пропорциональности обозначать буквой ζ (дзэта), то-есть:

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}. \quad (40)$$

Коэффициент пропорциональности ζ принято называть коэффициентом местной потери (его также называют коэффициентом местного сопротивления). В общем случае он зависит от формы местного сопротивления и от числа Рейнольдса. Эксперименты показали, что зависимость ζ от числа Re быстро ослабевает с его ростом. Значение Re , начиная с которого с его влиянием можно не считаться, зависит от формы местного сопротивления. Для каждого из них этот вопрос должен решаться опытным путем. Ориентировочно можно считать, что независимость коэффициентов местной потери от Рейнольдса при резких изменениях формы сечения наступает при $Re > 3000$, а при плавных изменениях – при $Re > 10000$. Данные о значениях ζ , для наиболее часто встречающихся на практике местных сопротивлений, можно найти в гидравлических справочниках. При пользовании этими данными следует помнить, что те из них, в которых коэффициент местных сопротивлений дается в зависимости только от формы местного сопротивления, можно применять при условии, если число Рейнольдса превышает указанные граничные значения.

При использовании справочных данных о величинах коэффициентов ζ следует помнить о возможном влиянии местных сопротивлений друг на друга. Метод простого суммирования местных потерь можно применять только в тех случаях, когда расстояние между ними больше длины влияния $L_{вл}$, которая определяет удаление от местного сопротивления сечения с нормальной эпюрой местных скоростей. Если расстояние между местными сопротивлениями меньше $L_{вл}$, то их следует рассматривать как одно местное сопротивление, имеющее свою характерную форму. При больших числах Re для оценки длины влияния ориентировочно можно использовать соотношение

$$L_{вл} = (30 \dots 40)d.$$

Кавитация

Практический интерес к явлению кавитации возник давно, поскольку с ней иногда связаны тяжелые последствия. Так например в процессе эволюции судовых двигателей и перехода от колесных к винтовым проявился негативный фактор, в результате которого лопасти судовых винтов по непонятным причинам разрушались. Исследования показали, что причина этого – кавитация.

Кавитация - образование в потоке жидкости пузырьков, заполненных паром, в тех местах, где давление снижается до некоторого критического значения.

Величина критического давления зависит от рода жидкости, ее температуры (в значительной степени) и от наличия в ней твердых частиц и микроскопических пузырьков воздуха (в меньшей степени). На практике оказалось возможным за критическое давление принимать давление насыщенных

паров жидкости $p_{н.п.}$. Величина $p_{н.п.}$ для данной жидкости зависит от ее температуры. Для воды эта зависимость характеризуется следующей таблицей

Т а б л и ц а 1

Температура	$^{\circ}\text{C}$	0	10	20	30	100
Давление насыщенных паров	Па	600	1180	2060	4200	101300
	Бар	0,006	0,012	0,021	0,042	1

Образование кавитационной зоны (зона потока, в которой имеет место образование пузырьков с паром) можно наглядно продемонстрировать на примере протекания воды через трубу с местным плавным сужением (рис. 35). В месте сужения средняя скорость жидкости увеличивается. Следовательно, увеличивается кинетическая энергия потока. Так как полная энергия потока остается практически неизменной (потери напора при плавном сужении незначительны), то должна уменьшиться потенциальная энергия - давление. Таким образом, если сужать сечение трубы, то давление будет уменьшаться (по сравнению с обычным сечением). Чем меньше сечение, тем меньше давление. Эффекта изменения давления можно достичь и другим путем - при постоянной площади сжатого сечения менять среднюю скорость потока. В этом случае - *чем больше скорость, тем меньше давление*. В случае, если давление в суженном сечении достигнет давления насыщенных паров, то возникнет кавитационная зона. При дальнейшем увеличении средней скорости кавитационная зона будет расти, а давление в сжатом сечении останется постоянным и равным давлению насыщенных паров $p_{н.п.}$.

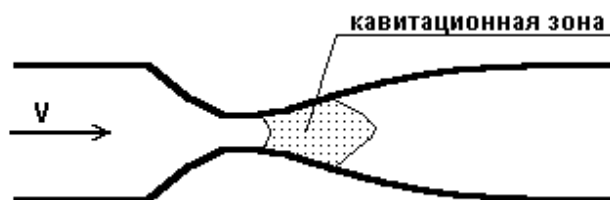


Рис. 35.

Развитие кавитационной зоны в суженном сечении трубы

Другим классическим примером является возникновение кавитации в области минимального давления при обтекании жидкостью профиля крыла. Поскольку в лопастных машинах (насосах и турбинах), у гребных винтов и подводных крыльев обтекание жидкостью рабочих поверхностей имеет аналогичный характер, то и у них на некоторых режимах работы возникает кавитация.

Одним из самых опасных последствий кавитации является разрушение поверхности, ограничивающей поток, в том месте, где пузырьки схлопываются. Это разрушение называется кавитационной эрозией. Повреждения рабочих органов гидравлических машин в результате кавитационной эрозии могут за относительно короткий срок достигнуть размеров, затрудняющих их эксплуатацию и даже делающих ее практически невозможной. Несмотря на

большое количество теоретических и экспериментальных исследований, механизм такого разрушения до сих пор окончательно не выяснен. В качестве рабочей теории принимают так называемую гидромеханическую теорию. Согласно этой теории, кинетическая энергия массы жидкости, движущаяся с большой скоростью к центру пузыря при его схлопывании, преобразуется в сферическую ударную волну, которая механически воздействует на стенку и приводит к разрушению ее поверхности.

Другим опасным следствием кавитации является ухудшение рабочих характеристик гидромашин. Кавитационные зоны, возникающие в проточной части гидромашин, изменяют их эффективную форму. Такие изменения нежелательны и, хотя не разрушают лопасти турбин, сопровождаются дополнительными потерями механической энергии потока. В сочетании с затратами энергии на образование, развитие и разрушение кавитационных пузырьков, это приводит к снижению **к.п.д.** гидромашин. Кроме этого из-за воздействия кавитации гибнет зоопланктон (совокупность животных микроорганизмов, живущих в водных глубинах и пассивно переносимых силой течения)

В связи с негативными последствиями кавитации, возникает необходимость ее прогнозирования и предупреждения.

В простейших устройствах, таких как рассмотренное выше (это устройство в гидравлике называют расходомером Вентури, так как оно позволяет по разности давления в сжатом и обычном сечениях определять расход жидкости), можно расчетным путем установить безопасный режим работы, если выполнять условие $-p_c > p_{н.п.}$. Что касается более сложных устройств, например насосов, то здесь предсказать начало кавитации, используя расчетные методы, не удастся. В этом случае прибегают к определению экспериментальным путем так называемых кавитационных характеристик и обязательно приводят их в паспорте насоса.

Кроме перечисленных отрицательных эффектов кавитация имеет и положительное применение. Так например она используется при очистке поверхностей от загрязнений и стирке с использованием ультразвука.

Гидравлический расчет трубопроводов

Гидравлический удар.

На практике уже давно столкнулись с явлением резкого повышения давления жидкости в трубопроводе после быстрого срабатывания запорного устройства. Это явление называли гидравлическим ударом (возможно потому, что оно сопровождается звуком, сходным со звуком при ударе молотком по твердому телу, и сильным сотрясанием трубы). Возникновение гидроудара часто приводило к аварии трубопровода и, поэтому, его исследованием занимались многие. Однако, только Н.Е. Жуковскому удалось в 1898 году в полной мере выяснить существо физического процесса гидроудара и вывести необходимые расчетные формулы.

Его исследования показали, что в этом процессе можно выделить четыре характерных фазы. Для ознакомления с ними рассмотрим простейший случай гидроудара, возникающего при мгновенном закрытии клапана на конце трубы длиной L , по которой под действием избыточного давления p со скоростью V течет жидкость (рис. 36).

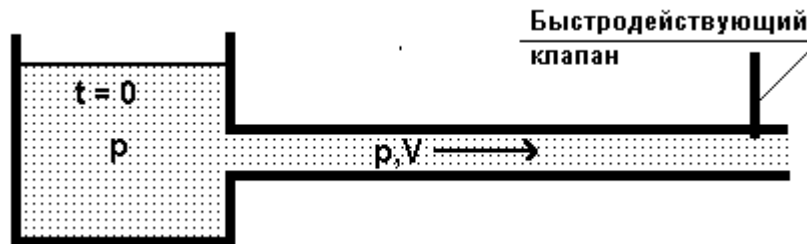


Рис. 36.

Объём напорного бака будем считать настолько большим, что давление p в месте подсоединения к нему трубы можно принимать неизменным в процессе всего гидроудара. Потери давления вдоль потока (из-за трения жидкости о стенки трубы) также учитывать не будем.

В момент закрытия быстродействующего клапана, первыми останавливаются частички жидкости, подходящие к клапану. За ними - частицы соседнего слоя, затем следующего и т.д.. Граница, на которой происходит потеря скорости от V до 0 , меняет свое положение, удаляясь от клапана с некоторой скоростью C , которую называют скоростью распространения ударной волны. На этом участке давление резко возрастает от p до $p + \Delta p$, то-есть на величину ударного давления Δp , которую называют скачком давления или ударной волной (рис. 37).

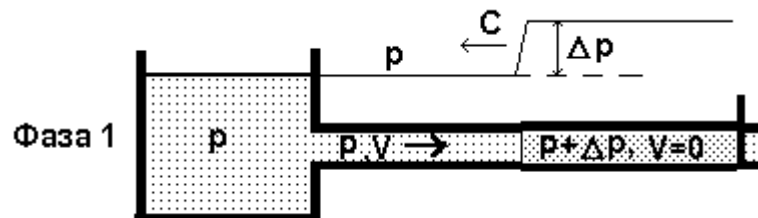


Рис. 37. Первая фаза гидроудара

В момент $\tau = L/C$ ударная волна подходит к баку. Первая фаза гидроудара заканчивается. Жидкость в трубе покоится. Она сжата, труба – растянута (диаметр трубы увеличивается под действием повышенного давления).

Состояние системы, соответствующее концу первой фазы, не является устойчивым, поскольку давление в жидкости заполняющей трубу, больше давления в баке. Под действием этой разности давлений жидкость из трубы начинает вытекать в бак. Волна спада перемещается от бака к клапану (рис. 38).

Это вторая фаза гидроудара.

паров, то, как и при кавитации, в жидкости образуются полости, заполненные паром. В четвертой фазе гидроудара давление в жидкости растет от p_{min} до p , пар конденсируется и в полости с очень большой скоростью устремляется жидкость. Возникают местные гидроудары с очень большим повышением давления, что обычно приводит к разрушению трубопровода. Такие случаи возникают, например, при остановке насоса.

Величина скачка давления в первой фазе гидроудара может быть рассчитана по формул:

$$\Delta p = \rho V C. \quad (41)$$

Используемая в этой зависимости скорость распространения ударной волны C близка по величине к скорости распространения звука в жидкости (для воды она составляет порядка 1500 м/с). Точное ее значение можно определить по формуле Н.Е.Жуковского:

$$C = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K d}{E \delta}}}, \quad (42)$$

где, K – модуль объемной упругости жидкости, Па; E – модуль упругости материала трубы, Па; δ – толщина стенки трубы, м; d – диаметр трубы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Приведенная расчетная зависимость для скачка давления справедлива только для первой фазы прямого гидроудара (*прямым, называется гидроудар, при котором время закрытия клапана меньше времени движения ударной волны от клапана к баку и обратно*).

При непрямых гидроударах расчет Δp сложен, но возможен. Определить же величину скачка давления, возникающего в третьей и четвёртой фазе, не представляется возможным.

Наиболее эффективным способом снижения прироста давления при гидроударе является устранение возможности возникновения прямого гидроудара. Для этого запорные элементы выполняются так, что их закрытие может осуществиться только в течении достаточно большого времени ($\tau > 2L/C$). Аналогичный эффект достигается установкой перед запорными устройствами гидроаккумуляторов (например, воздушных колпаков, в которых, при повышении давления, сжимается воздух и таким образом амортизируется гидроудар) или предохранительных клапанов, открывающихся при повышении давления в трубе выше допустимого.

Кроме перечисленных негативных случаев, гидроудар может быть использован в некоторых устройствах для производства полезной работы. Одним из примеров этого может служить так называемый *гидравлический таран* (рис. 41). При помощи этого устройства вода из низконапорного резервуара 1 может автоматически нагнетаться в резервуар 6, находящийся на более высоких отметках. Оно работает следующим образом.

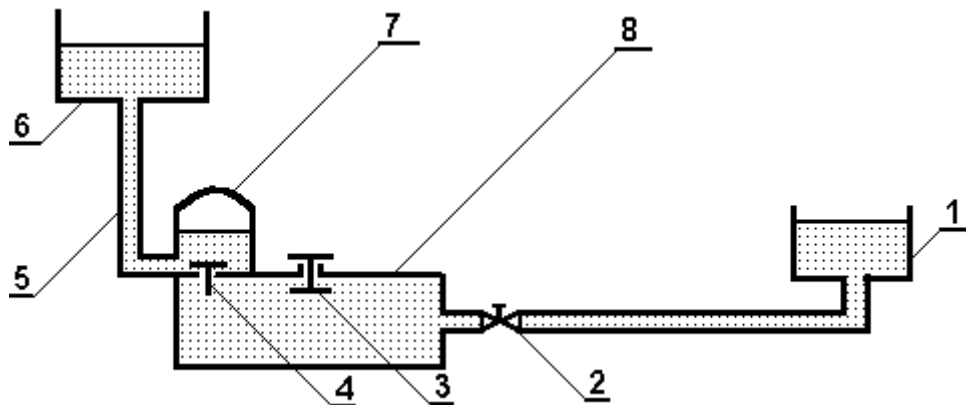


Рис. 41. Гидротаран

Подвижные клапаны 3 и 4, если кран 2 закрыт, под действием силы тяжести перекрывают верхним грибком выпускные отверстия. Если открыть кран 2, то вода под действием напора в баке 1 заполнит камеру 8, откроет клапан 3 и будет выливаться наружу. Под действием потока жидкости клапан 3 переместится вверх и закроет выпускное отверстие нижним грибком. Вследствие этого, возникнет явление гидравлического удара и в камере 8 поднимется давление. Под действием повышенного давления откроется клапан 4 и часть жидкости устремится в воздушный колпак 7. Как известно, за волной давления в камере 8 последует волна разрежения. Клапаны 3 и 4 опустятся вниз. Это приведет к тому, что через клапан 3 снова начнет изливаться жидкость, которая, набрав определенную скорость, опять закроет его. Процесс нагнетания жидкости в воздушный колпак 7 повторится. И так до "бесконечности". Из воздушного колпака жидкость будет поступать в резервуар 6. Воздушная подушка в колпаке 7 выравнивает подачу, уменьшая ее пульсацию. Таким образом устройство будет автоматически работать до тех пор, пока расход поступает в камеру 8.

Гидравлический расчет насосной системы для перекачки жидкостей

Гидравлические расчеты насосных систем (рис. 42) подразделяют на проектировочный и проверочный.

Проектировочный расчет

Проектировочный расчет производится в том случае, если гидравлическая система проектируется "с нуля", впервые.

В расчетах данного типа должны быть заданы: требуемая подача жидкости Q , общая длина трубопроводов L , геометрическая высота подъема перекачиваемой жидкости h_z , класс труб, род жидкости и ее температура (рис. 42).

В расчете требуется: определить диаметры нагнетательного и всасывающего трубопроводов, подобрать насос (определить его типоразмер), оп-

ределить допустимую высоту всасывания, определить потребляемую насосом мощность.



Рис. 42.

Схема насосной системы перекачки жидкости

Порядок расчета следующий.

1. Определяем диаметр напорного трубопровода d .

Диаметр напорного трубопровода определяется расчетным путем либо по справочной литературе в зависимости от требуемой подачи Q и средней скорости движения жидкости V . Так для водопроводных систем имеются таблицы значений предельных расходов и расходных характеристик, по которым можно определить оптимальный диаметр трубы. Также можно воспользоваться формулой В.Г.Лобачева:

$$d = xQ^{0,42}, \quad (43)$$

где d – диаметр трубопровода в м; x – коэффициент, задаваемый в пределах 0,8...1,2; Q – расход в м³/с.

При расчете гидроприводов ориентируются на рекомендуемые предельные скорости и по этим данным определяют примерный диаметр трубы. Предельные скорости в напорных трубопроводах обычно ограничиваются величиной 8...15 м/с. Как исключение (в авиационных установках и др.) – до 30 м/с. В общем случае в проектных организациях нашей страны и за рубежом скорость движения рабочих жидкостей по трубопроводам рекомендуется выбирать в пределах (табл. 2)

Т а б л и ц а 2

	$V, \text{ м/с}$
Для всасывающих трубопроводов	до 1,2
Для нагнетательных трубопроводов при давлении до 2,5 мПа	до 3
Для нагнетательных трубопроводов при давлении до 5 мПа	до 4
Для нагнетательных трубопроводов при давлении до 10 мПа	до 5
Для нагнетательных трубопроводов при давлении до 15 мПа	Более 5
Для сливных трубопроводов	2

Следует отметить, что при окончательном установлении величины d необходимо принимать во внимание стандартизацию выпускаемых промышленностью труб данного класса и выбирать ближайший (больший) из рекомендуемых (мм): 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

2. Выбор типоразмера насоса.

Для определения типоразмера насоса необходимо знать требуемую подачу Q и потребный напор насоса H_n .

Потребный напор для данной расчетной схемы можно определить по формуле:

$$H_n = h_z + h_w,$$

где h_z – геометрическая высота подъема жидкости, м.

Потери напора во всём трубопроводе – h_w определяют как сумму потерь по длине h_L и местных потерь h_m . При расчете потерь напора по длине, можно принять, что диаметр всасывающего трубопровода равен диаметру напорного. Если неизвестны значения коэффициентов местных потерь, то для водопроводной сети можно принять, что $h_m = 0.1 h_L$.

По известным Q и H_n выбирают насос.

При этом сначала (в зависимости от функциональных требований) предварительно намечают марки наиболее подходящих насосов. Затем для каждой марки намеченных насосов из каталогов выписывают их характеристики. Сравнивая характеристики, выбирают насос. Критерии выбора различны: наибольший к.п.д., меньшая стоимость, удаленность производителя и т. п.

Пример

Подобрать циркуляционный насос для системы отопления характеризующейся рабочей точкой с параметрами:

расход теплоносителя (подача насоса) – $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$;

потери напора в системе отопления – $\Delta p = 120 \text{ кПа}$.

Для систем отопления наиболее подходящая марка насоса – ТРЕ. Пользуясь сводным графиком полей характеристик насоса (рис. 43) [14] находим подходящий типоразмер насоса – ТРЕ-80-180.

3. Определение диаметра всасывающего трубопровода и высоты всасывания.

Диаметр всасывающего трубопровода можно принять равным диаметру входного патрубка насоса.

При определении высоты всасывания $h_{вс}$ следует иметь в виду, что вакуум на входе в насос не должен превышать допустимое значение $H_{в.д.}$, иначе при обтекании лопастей рабочего колеса возникнет кавитация. Поэтому, сначала определяют допустимое значение вакуума на входе в насос:

$$H_{в.д.} = \frac{p_a - p_{н.н.}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \Delta h, \quad (44)$$

где, p_a – атмосферное давление, Па; $p_{н.п.}$ – давление насыщенных паров жидкости (находится из справочной литературы в зависимости от рода жидкости и ее температуры), Па; V – средняя скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с; Δh – кавитационный запас, определяется по кавитационной характеристике насоса, м.

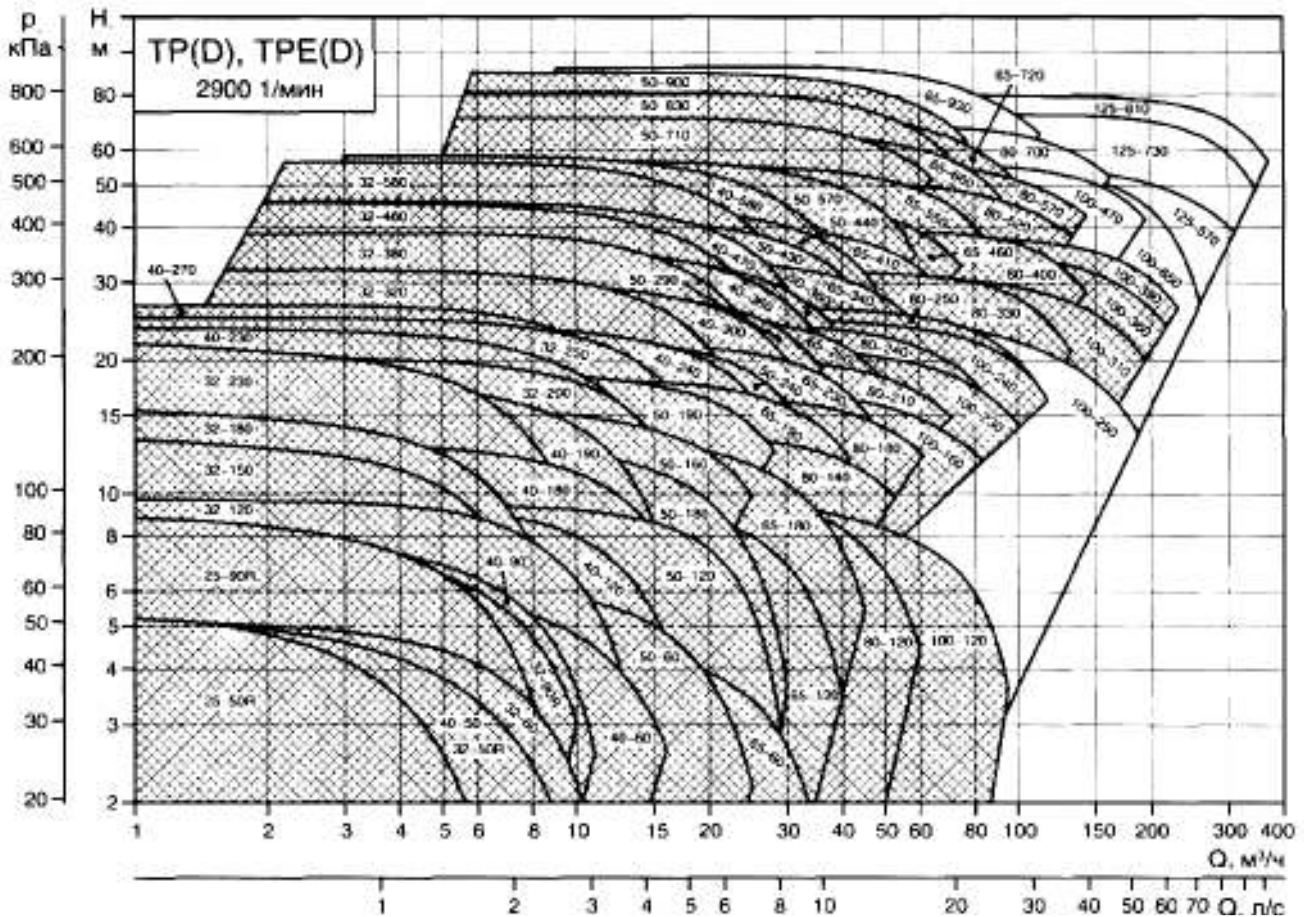


Рис. 43.
Сводный график полей характеристик насосов типа ТРЕ

Затем рассчитывают допустимую высоту всасывания:

$$h_{вс} \leq H_{вак.д.} - \frac{V^2}{2g} - h_w^{1-2}, \quad (45)$$

где, h_w^{1-2} – потери напора между сечениями 1 – 1 и 2 – 2.

4. Определение потребной мощности.

Полезная мощность (мощность – передаваемая от насоса к жидкости) определяется из зависимости:

$$N_n = \rho g Q H_n.$$

Величину затраченной мощности (мощность – передаваемая на вал насоса) определяют по характеристике $N = f(Q)$ приведенной в паспорте насоса.

Проверочный расчет.

В расчете этого типа должна быть известна система для перекачки в целом. Он производится либо с целью уточнения проектировочного расчета, либо в тех случаях, когда все элементы системы известны (известны параметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, типоразмер насоса, геометрия трассы и пр.) и требуется только уточнить, – что от нее можно ожидать.

При проверочном расчете требуется определить: подачу насоса Q ; КПД насоса; потребляемую мощность N ; проверить работу насоса на отсутствие кавитации при этом, порядок расчета следующий.

1. Определение подачи насоса.

Задаваясь рядом значений Q , по зависимости $H_n = h_z + h_w$ (где, h_w – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах) определяют потребный напор насоса и строят график $H_n = f(Q)$. На этом же графике накладывают характеристику насоса $H = f(Q)$ (рис.44).

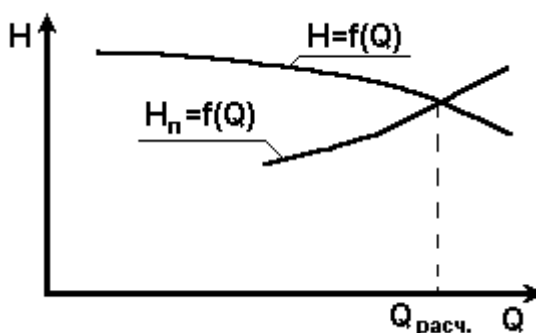


Рис. 44.
Определение подачи насоса

Точка пересечения этих графиков определяет величину расчетного значения подачи $Q_{расч.}$.

2. Определение КПД насоса и затраченной мощности.

По характеристикам $\eta = f(Q)$ и $N = f(Q)$ (см. раздел "Характеристики лопастных насосов") для определенного значения подачи насоса $Q_{расч.}$ определяют соответствующие ей значения затраченной мощности N и коэффициента полезного действия η .

3. Проверка насоса на отсутствие кавитации.

Отсутствие кавитации при работе насоса гарантируется выполнением условия $H_{вак} < H_{вак.д}$. Величина вакуума на входе в насос $H_{вак}$ определяется по уравнению

$$H_{вак} = h_{вс} + \frac{V^2}{2g} + h_w^{1-2}. \quad (46)$$

Расчет $H_{\text{вас}}$ по этой зависимости необходимо проделать не только для $Q_{\text{расч}}$, но и для максимальной подачи для данного насоса.

Лекция 5. Истечение жидкости через отверстия, насадки и водосливы

Изучение истечения жидкости через отверстия и насадки имеет большое практическое значение в связи с разработкой форсунок, аппаратов для создания мощных и дальнобойных струй, устройств для аварийного слива жидкости из емкостей и т.п.

Различают истечение при постоянном и переменном напоре.

Истечение при постоянном напоре

Важнейшими характеристиками истечения при постоянном напоре являются средняя скорость струи V и расход Q . Получим формулы для определения этих величин.

Поскольку при постоянном напоре мы имеем установившееся движение, то, при выводе расчетных зависимостей, можно воспользоваться уравнением Бернулли.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w.$$

Пусть истечение происходит из отверстия в боковой стенке большого бака под действием разности давлений p_1 и p_2 и превышения уровня жидкости в баке над осью струи h (рис. 45). Струя, отрываясь от кромки отверстия, несколько сжимается и имеет площадь сечения w_c (сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке).

Выведем уравнение для определения средней скорости истечения (V), используя специальную методику решения практических задач с использованием уравнения Бернулли.

1. Выберем два сечения. Одно на поверхности жидкости в баке, где известны основные параметры, входящие в уравнение. Второе – сжатое сечение струи, где мы хотим определить скорость истечения.

2. Пронумеруем сечения (по направлению течения жидкости).

3. Зададимся плоскостью сравнения $0-0$, которая должна быть горизонтальной и проходить через ниже расположенное сечение.

4. Обозначим (согласно представленной схеме) для каждого сечения основные параметры:

Сечение 1 – 1 : $V_1 = 0$; $p_1 = p_1$; $z_1 = h$.

Сечение 2 – 2 : $V_2 = V$; $p_2 = p_2$; $z_2 = 0$.

5. Выразим потери напора между выбранными сечениями:

$$h_w = h_l + h_m = 0 + \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

6. Подставим полученные в пунктах 4 и 5 параметры в основное уравнение Бернулли для реальных потоков, получим

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

Решая это уравнение относительно V , получаем для нее следующее выражение:

$$h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = V^2 \left(\frac{\alpha + \zeta}{2g} \right)$$

или

$$V = \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \zeta} \left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)}.$$

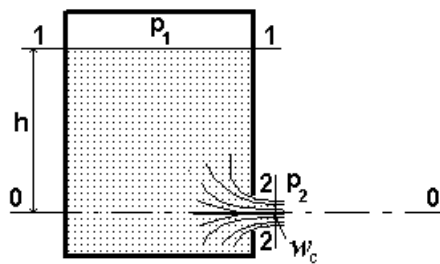


Рис. 45. Расчетная схема истечения жидкости при постоянном напоре

Обозначив через

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad H = h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

получаем

$$V = \varphi \sqrt{2gH},$$

где, φ – коэффициент скорости; H – полный напор, под действием которого происходит истечение, м.

Поскольку $Q = V w_c$, где w_c – площадь сжатого сечения струи, то:

$$Q = \varphi w_c \sqrt{2gH}.$$

В эту формулу не входит важный конструктивный параметр – площадь проходного отверстия w . Поскольку $w_c < w$, то, используя понятие о коэффици-

енте сжатия струи $\varepsilon = \frac{w_c}{w}$, после замены $w_c = \varepsilon w$ получаем окончательный вид формулы для расхода:

$$Q = \varepsilon \varphi w \sqrt{2gH} = \mu w \sqrt{2gH}. \quad (47)$$

Величина μ называется коэффициентом расхода.

Полученные формулы для расчета скорости истечения жидкости и расхода применимы также при истечении струи под уровень жидкости (рис. 46), но напор в этом случае нужно определять по формуле:

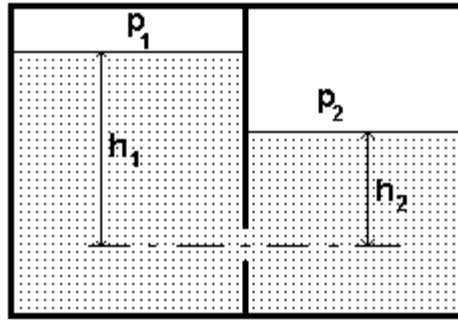


Рис. 46. Истечение жидкости под уровень

$$H = h_1 - h_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}.$$

Приведенные формулы для Q и V являются общими, пригодными для установившегося истечения разных жидкостей через отверстия и насадки разных форм. Учет влияния конкретных условий истечения должен осуществляться за счет соответствующих значений безразмерных коэффициентов φ , ε , μ . Данные о величине этих коэффициентов определены экспериментально и приведены в справочной литературе.

Истечение через отверстие с острой кромкой

Истечение считается происходящим через отверстие с острой кромкой, если $S < 2d$ и входная кромка не имеет закругления или фаски (рис. 47).

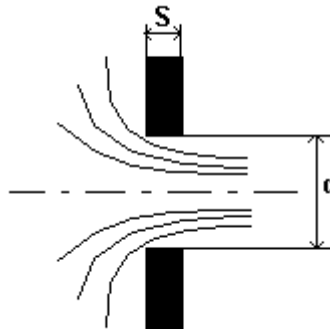


Рис. 47

Истечение из отверстия с острой кромкой

Для истечения через отверстие с острой кромкой характерны два момента: 1. Значительное сжатие струи; 2. Малая величина потери напора.

Сужение струи возникает из-за проявления свойства инерции жидкости. Подтекающие вдоль стенок частицы жидкости могут изменить направление своего движения на угол 90° только двигаясь по некоторой кривой. Различают сужение струи полное и неполное, совершенное и несовершенное. Неполное сужение имеет место в том случае, если отверстие расположено у стенки (рис. 48). Полное сужение струи может быть совершенным и несовершенным. Несовершенным считается сжатие струи вытекающей из отвер-

ствия расположенного близко к стенке (см. рис. 48). Вследствие этого, частицы жидкости подтекают к отверстию не под прямым углом к оси струи.



Рис. 48
Истечение при несовершенном сжатии

Коэффициенты сжатия ε , скорости φ и расхода μ зависят от числа Рейнольдса (рис. 49), которое при истечении из отверстий и насадок определяется по формуле:

$$Re_u = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}.$$

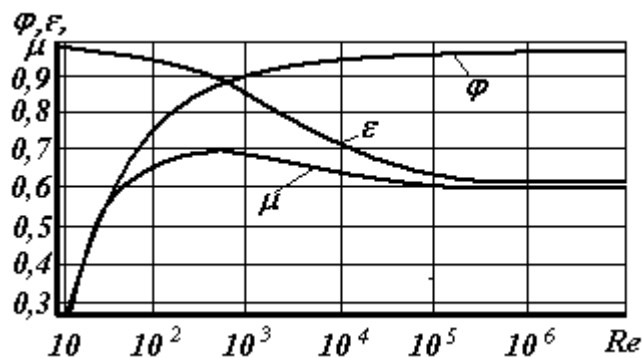


Рис. 49.

Из рисунка видно, что при $Re > 10^5$ влиянием числа Рейнольдса можно пренебречь и при расчетах для случая полного сжатия пользоваться средними значениями:

$$\varphi = 0.97; \quad \varepsilon = 0.63; \quad \mu = 0.6.$$

При истечении струи в атмосферу происходят изменения по длине ее структуры и формы поперечного сечения. Структура изменяется следующим образом. На выходе струя компактная, без воздушных включений. Далее она начинает дробиться на отдельные фрагменты (крупные капли), а затем полностью распыляется. Форма сечения от выхода струи из отверстия до ее распыления меняется в зависимости от формы отверстия. Эти изменения называют инверсией струи. На рис. 50 показано как меняется сечение струи по мере удаления от отверстия. Обуславливается это явление в основном действием сил поверхностного натяжения на вытекающие криволинейные струйки и различными условиями сжатия по периметру отверстия. Инверсия больше всего проявляется при истечении из некруглых отверстий.

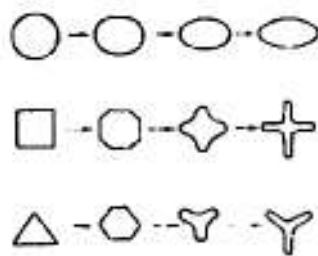


Рис. 50. Инверсия струй

Истечение через внешний цилиндрический насадок.

Насадком называется короткая труба длиной $L=(2...5)d$. Насадки присоединяются к отверстию для увеличения расхода жидкости.

Цилиндрический насадок самый простой по форме проходного сечения (рис. 51). Характер истечения жидкости через него следующий. Струя сначала сужается (как при истечении из отверстия), затем расширяется, заполняя всё проходное сечение насадка. При нормальном истечении через цилиндрический насадок и $Re > 10^5$ в среднем можно принимать:

$$\varphi = 0.82; \quad \varepsilon = 1; \quad \mu = 0.82.$$

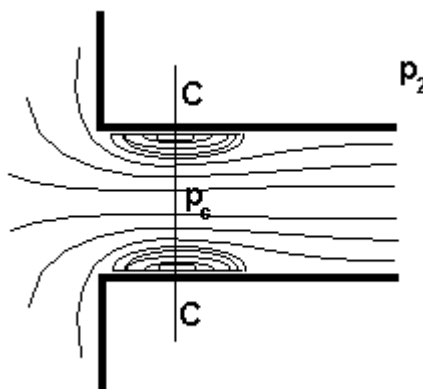


Рис. 51.

Истечение из цилиндрического насадка

Если сравнивать скорости и расходы в случаях истечения через насадок и отверстие, то получим, что насадок уменьшает скорость на 15% и увеличивает расход на 37%. Увеличение расхода обусловлено увеличением скорости в сжатом сечении. Так как с ростом скорости давление падает, то $p_c < p_2$ (см. рис. 51). Возникает вакуум в сечении С – С и эффект дополнительного подсосывания жидкости, увеличивающий расход через отверстие, к которому присоединен насадок.

С возникновением вакуума в сечении С – С связано явление, которое принято называть срывом работы насадка. При неизменном давлении p_2 , с ростом напора H , давление в сжатом сечении уменьшается (вакуум в сечении С – С растет). При некотором предельном напоре H_{np} оно может понизиться

до величины давления насыщенных паров $p_{н.п.}$, при котором, как известно, возникает кавитация. Происходит разрыв сплошности потока и струя отрывается от стенок насадка. Истечение становится таким как в случае, если насадок отсутствует. Это явление и принято называть срывом работы насадка. В случае истечения воды при атмосферном давлении и температуре жидкости 20°C :

$$H_{пр} = 12,8\text{м.}$$

При истечении через цилиндрический насадок под уровень при $H \leq H_{пр}$ режим истечения не будет отличаться от описанного выше. Но при $H > H_{пр}$ срыва работы насадка не происходит, а начинается кавитационный режим.

Истечение через конический сходящийся насадок, сопло и комбинированный насадок.

Конический сходящийся насадок при $Re > 10^5$ (зона независимости от числа Рейнольдса) и оптимальном угле сходимости стенок 13 градусов имеет следующие значения коэффициентов:

$$\varepsilon = 0.98; \quad \varphi = 0.96; \quad \mu = 0.94.$$

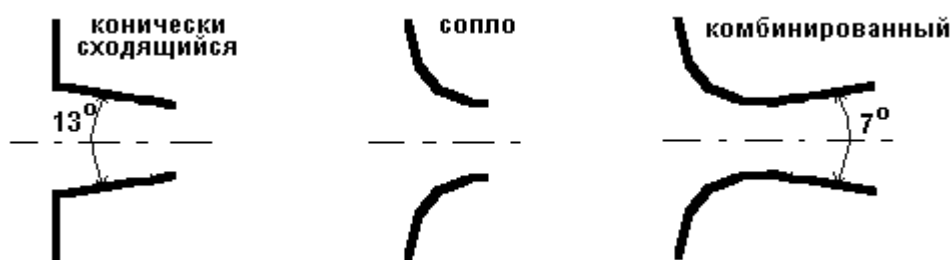


Рис. 52.
Типы насадок

Сопло имеет форму свободно сужающейся струи и, благодаря этому, обеспечивает безотрывное течение жидкости внутри насадка и параллельно-струйность в его выходном сечении. При $Re > 10^5$:

$$\varepsilon = 1; \quad \varphi = \mu = 0.97.$$

Комбинированный насадок представляет собой комбинацию сопла и диффузора. Приставка диффузора к соплу обеспечивает снижение давления в узком месте насадка, а следовательно, увеличение расхода через него. При том же диаметре узкого сечения, что и у сопла, том же напоре и оптимальном угле расходимости стенок конфузора 7 градусов, комбинированный насадок может обеспечить пропуск расхода в $2,5$ раза больше, чем сопло. Однако при использовании такого насадка нужно учитывать, что, в случае понижения давления в узком сечении до давления насыщенных паров, происходит срыв работы насадка и он начинает работать как сопло. Поэтому, такие насадки применяют при небольших напорах $H < 4\text{м.}$

Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре.

Рассмотрим слив жидкости из открытой емкости через отверстие или насадок при следующем ограничении: площадь проходного сечения отверстия или насадка мала по сравнению с площадью свободной поверхности жидкости в баке. Практический интерес представляет величина времени слива заданного объема жидкости τ . Для вывода соответствующей формулы обратимся к рис. 53.

Выделим в баке элементарный объем Ωdz , который сливается за время $d\tau$. Дифференциальное уравнение связи между z и временем слива τ имеет вид

$$\Omega dz = Q_z d\tau.$$

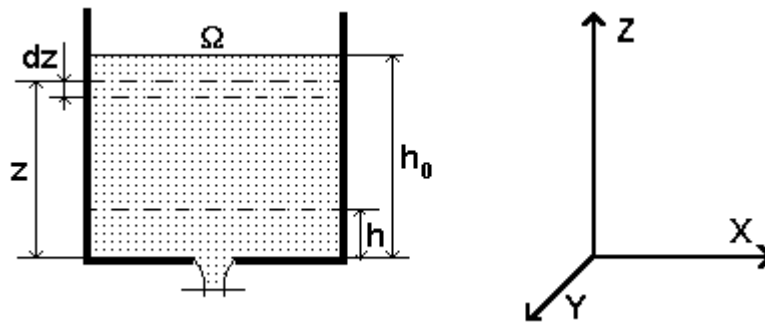


Рис. 53. Истечение при переменном напоре

В этом дифференциальном уравнении $Q_z = f(z)$ и при решении необходимо вместо Q_z подставить его функцию $[Q = \mu w \sqrt{2gz}]$. При этом уравнение принимает вид:

$$\Omega dz = \mu w \sqrt{2gz} d\tau$$

или, после выражения $d\tau$ в явном виде

$$d\tau = \frac{\Omega dz}{\mu w \sqrt{2gz}}.$$

В этом уравнении Ω , w , g являются постоянными. Коэффициент расхода μ в общем случае зависит от z . Однако величина его изменяется незначительно и поэтому будем считать его тоже постоянным. В этом случае решение дифференциального уравнения будет иметь вид:

$$\int d\tau = \frac{\Omega}{\mu w \sqrt{2g}} \int_h^{h_0} \frac{dz}{\sqrt{z}}, \quad \tau = \frac{\Omega}{\mu w \sqrt{2g}} (2\sqrt{z})_h^{h_0}.$$

Окончательно имеем:

$$\tau = \frac{2\Omega}{\mu w \sqrt{2g}} (\sqrt{h_0} - \sqrt{h}). \quad (48)$$

Время полного опорожнения емкости (до $h = 0$):

$$\tau = \frac{2\Omega\sqrt{h_0}}{\mu w\sqrt{2g}}. \quad (49)$$

Истечение через водосливы

Водосливом называется та часть сооружения, преграждающего поток, через которую происходит перелив воды. Область потока перед водосливом называют верхним бьефом, а за ним - нижним бьефом, место перелива порогом.

В основу классификации водосливов целесообразно положить форму порога (профиль водослива), которая определяет характер движения воды на водосливе. С этой позиции их можно разделить на три группы: 1) водосливы с тонкой стенкой (рис. 54а), у которых толщина стенки не влияет на форму струи (самые простые, используются для создания небольших водохранилищ); 2) водосливы с широким порогом (рис. 54б), у которых на пороге в определенных сечениях поток приобретает характер параллельно струйного течения; 3) водосливы практического профиля (рис. 54в), соответствующего профилю свободной струи (используются для аварийного сброса воды на высотных плотинах).

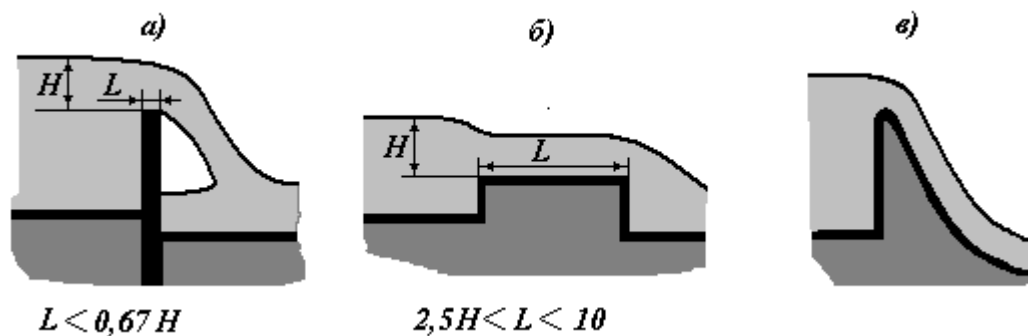


Рис. 54. Классификация водосливов по форме порога (профилю водослива): а) водосливы с тонкой стенкой, б) водосливы с широким порогом, в) водосливы практического профиля

Каждая из этих групп водосливов в свою очередь может быть разделена на подгруппы по следующим общим признакам: а) по расположению порога в плане (прямые (рис. 55а), косые (рис. 55б), боковые (рис. 55в), криволинейные (рис. 55г)); б) по условиям подхода потока к водосливу (без бокового сужения струи и с ее боковым сужением); в) по влиянию нижнего бьефа на расход (неподтопленные, если влияния нет, и подтопленные, если влияние имеет место).

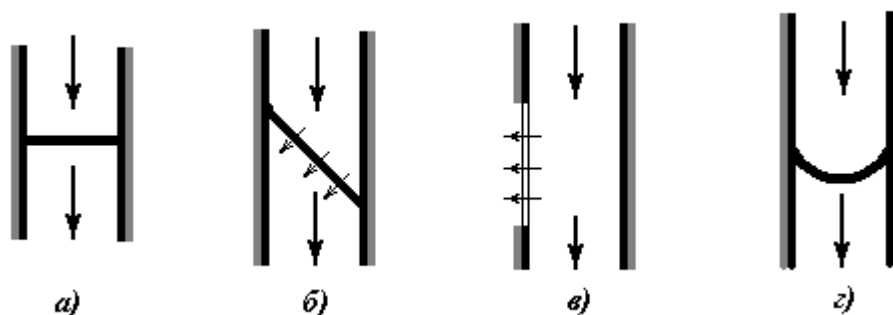


Рис. 55. Классификация водосливов по расположению порогов в плане:
а) прямой; б) косой; в) боковой; г) криволинейный

Наиболее часто встречаются прямые водосливы с прямоугольным вырезом. Именно такие водосливы мы и рассмотрим. Из других типов рассмотрим только водослив с тонкой стенкой с вырезом в виде угла, поскольку такой водослив часто используется как расходомер.

Гидравлический расчет водосливов основывается на базовом уравнении, представляющем собой соотношение между расходом потока Q , параметрами водослива (рис. 56) (ширина выреза b ; ширина русла B , по которому вода подводится к водосливу; высота порога со стороны верхнего бьефа $C_в$; высота порога со стороны нижнего бьефа $C_н$), параметрами потока (превышение отметки потока в верхнем бьефе над отметкой порога H ; превышение отметки потока в нижнем бьефе над отметкой порога $h_н$ и величинами, характеризующими инерцию и весомость воды (плотность и удельный вес $\gamma = \rho g$).

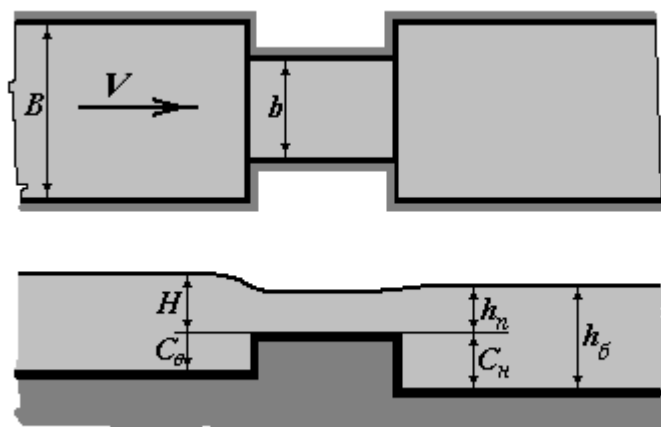


Рис. 56. Водослив с широким порогом

В гидравлике принято базовое уравнение представлять в виде, удобном для определения расхода, т.е. в виде зависимости

$$Q = m b \sqrt{2g} H^{1,5},$$

где в общем случае

$$m = f\left(\frac{C_B}{H}, \frac{B}{b}, \frac{h_n}{H}, \frac{C_H}{h_n}\right).$$

Величина m называется коэффициентом расхода водослива.

Применительно к водосливам с тонкой стенкой (см рис. 54а) в результате обработки опытных данных получено следующее выражение для коэффициента расхода m .

$$m = m_n = 0,402 + 0,054 \frac{H}{C_a}. \quad (50)$$

Эта формула применима для неподтопленных водосливов без бокового сужения струи со свободным доступом воздуха под струю (влияние h_n/H и C_H/h_n отсутствует, $B/b = 1$). Указанный тип водосливов с тонкой стенкой обычно называют нормальным водосливом и для коэффициента расхода используют обозначение m_n .

Водосливы с широким порогом могут быть подтопленными и неподтопленными. Расход в каждом случае рассчитывается по разным формулам.

Для неподтопленных водосливов с широким порогом (в этом случае $h_n/H_0 < 0,8$) формулу расхода принято записывать в виде:

$$Q = m b \sqrt{2g} H_0^{1,5}, \quad (51)$$

где $H_0 = H + \frac{V^2}{2g}$ – полный напор над порогом водослива, м; V – средняя скорость потока в верхнем бьефе, м/с; b – ширина порога, м.

Опыты показали, что для водослива с широким порогом коэффициент расхода m в основном определяется формой входного ребра порога и в зависимости от степени его скругления изменяется в пределах $m = 0,32 \dots 0,36$ (меньшее значение соответствует прямоугольной форме входного ребра порога).

Расход для подтопленных водосливов с широким порогом ($h_n/H_0 > 0,8$.) определяется по формуле:

$$Q = \sigma_n m b \sqrt{2g} H_0^{1,5}. \quad (52)$$

Коэффициент подтопления σ_n в основном зависит от $\frac{h_n}{H_0}$. В табл. 3

приведены опытные данные [6] зависимости $\sigma_n = f\left(\frac{h_n}{H_0}\right)$.

Т а б л и ц а 4

Зависимость $\sigma_n = f\left(\frac{h_n}{H_0}\right)$

$\frac{h_n}{H_0}$	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98
σ_n	1	0,99	0,97	0,95	0,9	0,84	0,78	0,7	0,6	0,4

Более подробные сведения о водосливах с широким порогом и указания по расчету водосливов практического профиля можно найти в учебниках по курсу гидравлики для гидротехнических специальностей [5].

Рассмотрим теперь неподтопленный водослив с тонкой стенкой и вырезом в виде угла. Такой водослив является весьма точным расходомером при сравнительно небольших расходах.

Обычно угол α берется равным 90° . Для таких водосливов исследования Томсона при напорах $H = 0,05 \dots 0,25$ м показали, что формулу расхода можно взять в виде:

$$Q = 1,4H^{5/2} . \quad (53)$$

Здесь напор H в м, расход воды Q в м³/с.

Во многих водозаборных и водопропускных гидротехнических сооружениях расходы воды проходят через отверстия, перекрываемые затворами. Затворы поднимают на определенную высоту над дном и пропускают через отверстия необходимые расходы. Чаще всего на гидромелиоративных сооружениях устраивают отверстия прямоугольного сечения, истечение по которым и рассмотрим.

Отверстия могут быть незатопленными (истечение свободное) и затопленными, когда уровень воды за затвором влияет на истечение.

Если отверстие незатопленное, то вытекающая из-под затвора струя находится под атмосферным давлением (рис. 57). При истечении через затопленное отверстие струя за затвором находится под некоторым слоем воды (рис. 58).

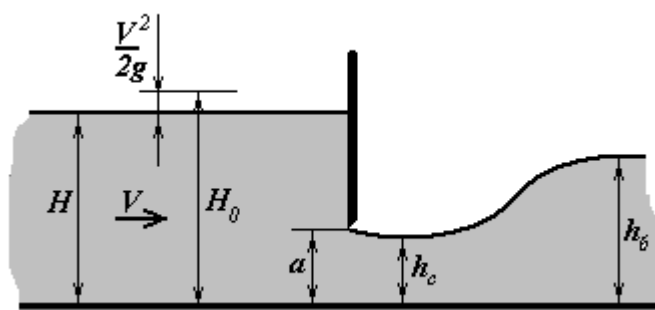


Рис. 57.

Истечение из-под затвора через незатопленное отверстие

Когда затвор приподнят над дном, вытекающая из-под него струя испытывает сжатие в вертикальной плоскости. На расстоянии, примерно равном высоте поднятия затвора a , наблюдается наиболее сжатое сечение. Глубина в сжатом сечении h_c связана с высотой отверстия a следующей зависимостью:

$$h_c = \varepsilon' a, \quad (54)$$

где ε' – коэффициент вертикального сжатия струи; a – высота поднятия затвора (высота отверстия), м.

Коэффициент вертикального сжатия ε' зависит от отношения высоты

отверстия a к напору (глубине воды перед затвором) H . Для ориентировочных расчетов можно принимать $\varepsilon' = 0,64$, более точно – по таблице 4.

Т а б л и ц а 5

Значение коэффициента вертикального сжатия струи,
вытекающей из под затвора, от a/H

a/H	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75
ε'	0.615	0.62	0.625	0.63	0.645	0.65	0.66	0.675	0.69	0.705

Тогда расход при истечении из-под затвора при незатопленном отверстии определяется по формуле:

$$Q = ab\varepsilon'\varphi\sqrt{2g(H_0 - h_c)}, \quad (55)$$

где a – высота поднятия затвора (высота отверстия), м; b – ширина отверстия, м; φ – коэффициент скорости, зависящий от формы нижнего бьефа (в среднем можно принять равным 0,95); $H_0 = H + \frac{V^2}{2g}$ – полный напор, м; h_c – глубина потока в сжатом сечении, м.

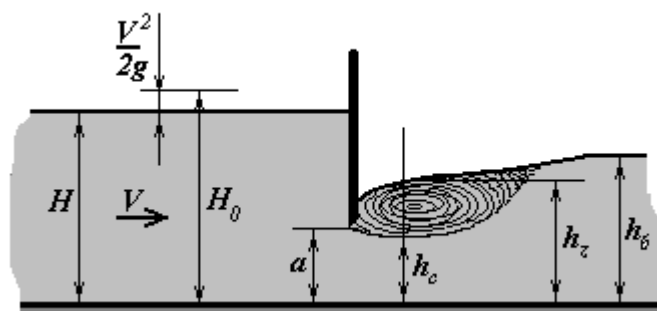


Рис. 58.

Истечение из-под затвора при затопленном отверстии

При истечении через затопленное отверстие (см. рис.58) расход определяется по формуле:

$$Q = ab\varepsilon'\varphi\sqrt{2g(H_0 - h_z)}. \quad (56)$$

где h_z – глубина в том сечении, где наблюдается максимальное сжатие истекающей из-под затвора струи. Глубина h_z определяется из зависимостей

$$h_z = 0,5A + \sqrt{0,25A^2 - AH_0 + h_6^2},$$

$$A = \frac{4\varphi^2(\varepsilon')^2 a^2 (h_6 - h_c)}{h_6 h_c},$$

где h_6 – глубина в отводящем канале (бытовая глубина).

Тема 6. Установившееся движение в открытых руслах

Ранее полученное основное уравнение равномерного движения

($\frac{\tau_0}{\rho g} = RI$) можно преобразовать для открытых русел следующим образом.

Подставим вместо удельного сопротивления трению на граничной поверхности его значение по уравнению

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{4} \frac{\rho V^2}{2},$$

тогда получим

$$R I = \frac{\lambda}{4} \frac{V^2}{2g}.$$

Решив его относительно скорости V получаем уравнение Шези:

$$V = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{R I} = C_0 \sqrt{R I}, \quad (57)$$

где через $C_0 = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ обозначен коэффициент Шези, м^{0,5}/с; R - гидравлический радиус потока

Уравнение Шези используется почти во всех расчетах движения воды в каналах и безнапорных трубах.

Значение коэффициента Шези C_0 , как правило, определяется на основании обработки опытных данных. Как и коэффициент гидравлического сопротивления λ , коэффициент Шези зависит от характера и состояния граничных поверхностей и режима движения жидкости.

Пользуясь уравнением Шези для определения скорости, основное расчетное уравнение расхода при равномерном движении можем записать следующим образом:

$$Q = w C_0 \sqrt{R I}, \quad (58)$$

где C_0 - коэффициент Шези, м^{0,5}/с; R - гидравлический радиус потока, м; w - площадь сечения потока, м²; I - уклон жидкости.

Для определения коэффициента C_0 накоплен большой опытный материал. На основании этого материала разработано значительное число экспериментальных зависимостей, устанавливающих связь коэффициента C_0 либо с высотой выступов шероховатости отдельных поверхностей, либо с геометрическими размерами русел и их состоянием.

Многие из этих зависимостей разработаны на ограниченном опытном материале и поэтому в настоящее время представляют лишь исторический интерес. Наиболее удобной и современной зависимостью для расчета коэффициента Шези является уравнение полученное Н. Н. Павловским:

$$C_0 = \frac{1}{n} R^y, \quad (59)$$

где n - коэффициент шероховатости русла; R - гидравлический радиус сечения потока, м; y - показатель степени, который можно принимать равным

$1/6$ или в зависимости от величины гидравлического радиуса R и коэффициента шероховатости n рассчитывать по формуле:

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,1).$$

Эти расчетные зависимости справедливы для квадратичной области турбулентного движения.

Значения коэффициента шероховатости n связывают характер граничной поверхности и состояние русла с потерями напора при движении жидкости. Числовые значения n для искусственных сооружений приведены в табл. 6.

Т а б л и ц а 6

Значения коэффициентов шероховатости n

Характер поверхности	n для состояния поверхности русла	
	обычного	плохого
Штукатурка цементным раствором; строганные доски; металлические лотки	0,013	0,015
Нестроганные доски	0,014	0,015
Кирпичная кладка на цементном растворе и облицовка из тесаного камня	0,015	0,017
Бетонированные каналы; бетонная облицовка; доски с планками	0,017	0,02
Земляные каналы правильной формы; то же, в лессах	0,02	0,025
Бутовая кладка на цементном растворе	0,025	0,03
Извилистые каналы с медленным течением; каналы в гравии с песком	0,027	0,03
Земляные каналы, вырытые землечерпалками; каналы в лёссах, засоренные и заросшие; каналы в галечниках	0,03	0,033
Чистые, высеченные в скале каналы правильной формы; каналы с земляным дном и откосами из каменной кладки	0,033	0,035
Габионная кладка	0,035	0,035
Каналы в очень плохом состоянии	0,04	—

Шероховатость естественных русел зависит от многих факторов: собственно шероховатости русла, резкого изменения формы поперечных сечений, наличия в русле и на пойме промоин, растительности, отложений наносов и т. д. Наблюдения показывают, что шероховатость изменяется не только по длине русла, но и на одном коротком участке русла при изменении уровня воды. Особенно резкое изменение шероховатости отмечается на участках русла с сильно развитой поймой, редко заливаемой водой – при разливе воды по пойме шероховатость резко возрастает. Поэтому при проектировании ответственных сооружений коэффициенты шероховатости естественного русла, как правило, определяют для отдельных его частей с помощью натурных наблюдений. Если на данном участке реки проводились натурные наблюдения, соответствующие различным расходам, то для каждого из расходов можно вычислить свой коэффициент шероховатости, который будет отвечать определенному уровню воды и состоянию работающего пойменного участка. При

высоких уровнях не всегда удастся организовать натурные наблюдения, и в этих случаях к выбору коэффициента шероховатости надо подходить весьма осторожно. Следует учитывать, что коэффициент шероховатости с повышением уровня уменьшается до определенных размеров, а затем, когда вода разливается по поймам и они включаются в живое сечение водотока, резко увеличивается.

Значения коэффициентов шероховатости для открытых русел приведены в табл. 7 и табл.8.

Т а б л и ц а 7

Значения коэффициентов шероховатости для равнинных рек по Б. В. Полякову

Категория	Характеристика русла	n
I	Песчаное, ровное, без растительности с незначительным влечением донных наносов	0,02...0,023
II	Песчаное, извилистое, с большим перемещением донных наносов; пойма, покрытая лугом без кустарника	0,023...0,033
III	Пойма, покрытая кустарником или редким лесом	0,033...0,045
IV	Пойма, покрытая лесом	0,045...0,06

При отсутствии натурных наблюдений (гидрометрических данных) для выбора коэффициентов шероховатости можно воспользоваться методом аналогов, подыскивая водотоки, сходные по условиям протекания с данной рекой.

Т а б л и ц а 8

Значения коэффициентов шероховатости n для естественных русел по М. Ф. Срибному

Категория	Характеристика русла	n
I	Естественные русла в весьма благоприятных условиях по засорению	0,025
II	Русло постоянного водотока равнинного типа (преимущественно больших и средних рек) при благоприятных состояниях ложа и течения воды.	0,033
III	Сравнительно чистые русла постоянных равнинных водотоков в обычных условиях, извилистые с некоторыми неправильностями в направлении струй или же прямые, но с неправильностями в рельефе дна (отмели, промоины, отложения камня).	0,04
IV	Русла больших и средних рек, значительно засоренные, извилистые и частично заросшие, каменистые с беспокойным течением.	0,05
V	Русла периодических водотоков, сильно засоренные и извилистые. Сравнительно заросшие, неровные, плохо разработанные поймы рек (промоины, кустарники, деревья, наличие заводей)	0,067
VI	Реки и поймы, весьма значительно заросшие, со слабым течением, с большими глубокими промоинами.	0,08
VII	Русла сложенные крупными валунами, с извилистым строением ложа. Перекаты ярко выраженные.	0,1
VIII	Реки болотного типа (заросли, кочки, во многих местах почти стоячая вода и пр.).	0,133
IX	Потоки типа селевых, состоящие из грязи, камня и пр. Глухие поймы (сплошь залесенные, таежного типа)	0,2

Лекция □ 6. Гидродинамические машины

К динамическим (лопастным) машинам относятся лопастные насосы (центробежные и осевые) и лопастные гидродвигатели (гидротурбины). В принципе, турбина и лопастной насос являются обратимыми машинами и могут работать в обоих режимах. Мы остановимся только на центробежных лопастных насосах, наиболее часто используемых в водопроводных системах перекачки жидкостей.

Принцип действия лопастных насосов.

Конструкции лопастных насосов весьма разнообразны, но всем им присущи следующие основные элементы (рис. 59.): подвод, рабочее колесо, отвод, диффузор, язык.

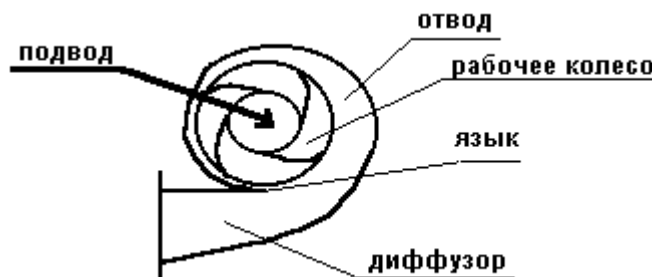


Рис. 59.

Основные элементы центробежного насоса

Подвод обеспечивает подачу жидкости к рабочему колесу с минимальными потерями механической энергии и равномерным полем скоростей. При помощи рабочего колеса передается энергия от приводного двигателя к жидкости. Отвод и диффузор предназначены для сбора сбегавшей с рабочего колеса жидкости, преобразования большей части ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления и направления жидкости в напорный трубопровод.

Принцип действия такого насоса состоит в следующем. Приводной двигатель приводит в движение рабочее колесо насоса, которое при помощи лопастей сообщает вращательное движение частицам жидкости. Под действием центробежных сил жидкость перемещается от центра рабочего колеса к периферии. В результате, на входе в насос создается разрежение, за счет которого и происходит всасывание жидкости через подвод. При выходе из рабочего колеса жидкость попадает в диффузор. В диффузоре скорость частиц жидкости уменьшается и кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию давления.

Кинематика движения частиц жидкости в рабочем колесе насоса сложная (рис. 60). Абсолютная скорость частицы жидкости V складывается из переносной u и относительной w . Переносная скорость обусловлена вращением рабочего колеса и ее вектор направлен перпендикулярно радиусу. Относительная скорость обусловлена формой лопастей и направлена по касательной к траектории жидкости. В результате, если проследить за движением какой-нибудь частички жидкости в лопастном насосе, то получим кривую от центра

к периферии и в сторону вращения. При этом ее момент количества движения увеличивается, а, следовательно, увеличивается энергия.

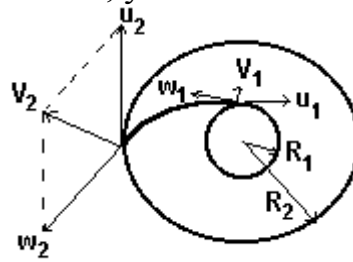


Рис. 60.

Кинематика движения частиц жидкости в рабочем колесе насоса

Характеристики лопастных насосов

Характеристиками насосов называют функциональные зависимости между основными рабочими параметрами. К основным рабочим параметрам насосов относят:

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напор насоса, м;

N – потребляемая мощность насоса, Вт;

n – частота вращения вала насоса, с^{-1} ;

η – коэффициент полезного действия насоса.

Напор насоса – удельная механическая энергия, которую передает насос протекающей через него жидкости.

Характеристики лопастных насосов делятся на рабочие (или просто характеристики) и кавитационные.

Характеристикой насоса называются зависимости напора, потребляемой мощности и КПД от его подачи при $n = \text{const}$ и отсутствии кавитации. Рабочие и кавитационные характеристики для каждого насоса определяются экспериментально и приводятся в паспорте насоса в виде графиков (рис. 61).

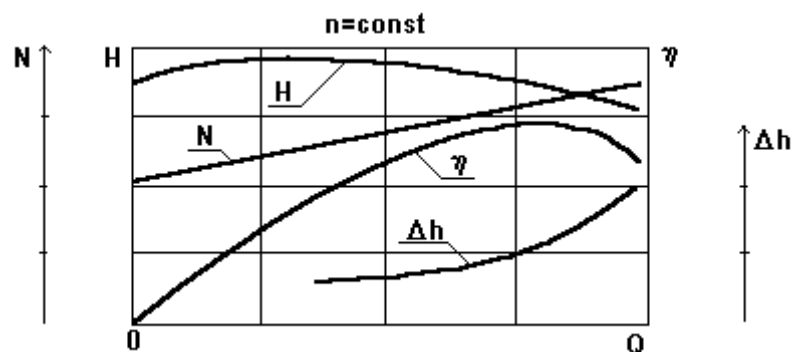


Рис. 61. Характеристики насоса,
 Δh - кавитационная характеристика насоса.

Более краткая характеристика, которая обязательно приводится в паспорте насоса и на его корпусе – это *номинальные параметры насоса*. К ним относятся напор и подача, которые обеспечиваются при максимальном КПД насоса.

Гидродинамические передачи

Гидродинамической передачей (ГДП) называется машина, обеспечивающая передачу мощности с ведущего вала на ведомый без жестких связей за счет взаимодействия лопастных систем с рабочей жидкостью.

ГДП представляют собой сочетание в одном агрегате рабочих органов двух лопастных машин – центробежного насоса и гидротурбины. Центробежный насос передает подводимую к нему энергию жидкости и эта жидкость подается затем на турбину. В турбине жидкость посредством рабочего колеса передает энергию на вал турбины, а отработанная жидкость возвращается во всасывающую линию центробежного насоса (рис. 62). Чтобы исключить потери энергии при движении рабочей жидкости от насоса к турбине и обратно, их объединяют в один агрегат. Тем самым достигается высокий кпд – порядка 0,85 ... 0,95.

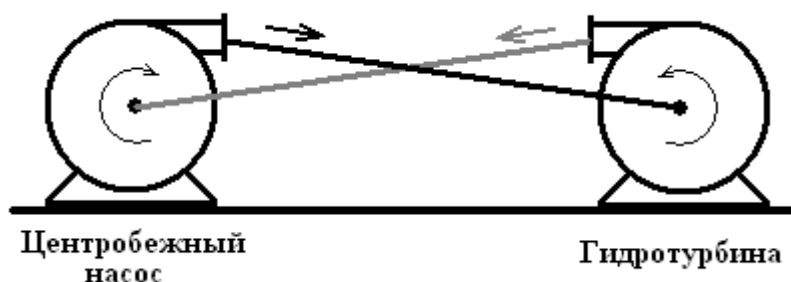


Рис. 62. Принципиальная схема гидродинамических передач

К достоинствам ГДП следует отнести:

1. Возможность передачи больших мощностей при сравнительно малых габаритах, а следовательно и массе (0,2 ... 0,3 кг на 1 кВт).
2. Гибкость в передаче энергии (отсутствие жестких связей, обеспечение быстрого дистанционного отключения, включения, реверсирования, бесступенчатое изменение тягового усилия).
3. Исключение перегрузки двигателя и обеспечение его работы на экономических режимах.
4. Малый удельный вес на единицу мощности.

Недостатки ГДП:

1. Переменный кпд по режимам работы и меньшее его значение по сравнению с механической передачей.
2. Необходимость охлаждения рабочей жидкости.
3. Ненадежность уплотнений.

Гидродинамические передачи осуществляются при помощи гидромуфт и гидротрансформаторов.

Гидромуфты

Гидродинамической муфтой называется передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведомого на ведущий вал при взаимодействии жидкости с лопастями без изменения величины крутящего момента.

Гидромуфты применяются для гибкого соединения валов, обеспечения работы нескольких двигателей на один вал, разгона тяжелых масс, регулирования числа оборотов ведомого вала и, следовательно, рабочей машины.

Гидромуфта (рис. 63) состоит из двух основных элементов: насосного колеса 1 с лопастями 2 и турбинного колеса 4 с лопастями 5. Насосное и турбинные колёса крепятся соответственно к первичному 3 и вторичному 7 валам. Кроме этого, необходимыми элементами являются кожух 8 и уплотнения 6. Рабочая жидкость (обычное минеральное масло) подводится через полый вал. Гидромуфта может работать при полном заполнении и при частичном заполнении. При полном заполнении отношение объема жидкости к объему свободного пространства (номинальный объём) составляет 0,9.

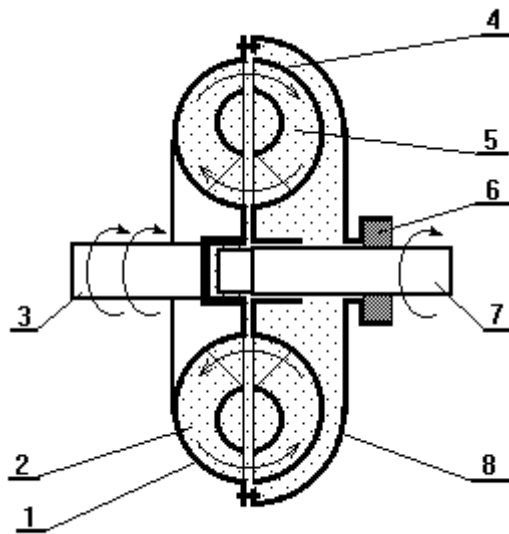


Рис. 63. Схема гидромуфты

Основными рабочими параметрами гидромуфты являются: M – крутящий момент, Н·м; n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого валов, с^{-1} ; η – кпд; передаточное отношение – $i = n_1/n_2$; скольжение $S = (n_1 - n_2)/n_1$.

Внешняя характеристика гидромуфты строится на основании испытаний или расчетов при постоянном числе оборотов насосного колеса и постоянной вязкости жидкости. Основные характеристики гидромуфты имеют вид, представленный на рис. 64.

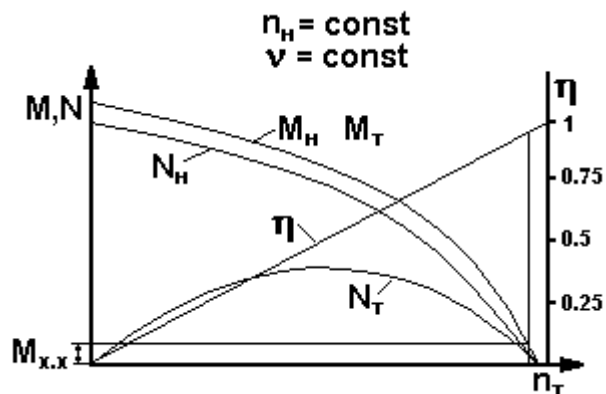


Рис. 64. Основные характеристики гидромуфты

Регулировка работы гидромуфты (изменение передаточного отношения) может производиться различными способами. Наиболее широкое применение получил способ переменного заполнения, т.е. способ, при котором меняют количество рабочей жидкости в рабочем объеме гидромуфты. Вследствие этого меняются её характеристики, а следовательно и обороты выходного вала n_m . Применяется также способ регулирования поворотом лопастей и способ регулирования изменением проточной части.

Гидротрансформаторы

Гидротрансформатором крутящего момента называется энергетическая машина, обеспечивавшая гибкое соединение валов и передачу мощности с ведущего вала на ведомый с преобразованием крутящего момента и изменением числа оборотов ведомого вала по сравнению с числом оборотов ведущего вала.

Гидротрансформаторы отличаются от гидромуфт тем, что кроме насосного и турбинного колес в их рабочей полости установлен *направляющий аппарат* (реактор), представляющий из себя подвижную лопастную систему (рис. 65). Реактор, отклоняя жидкость своими лопатками, изменяет момент количества движения жидкости. Тем самым изменяется как крутящий момент выходного вала так и его число оборотов. Кроме этого, можно обеспечить реверс, а также переключение скоростей в трансмиссии. Реактор является дополнительным источником потерь, поэтому к.п.д. гидротрансформаторов ниже, чем у гидромуфт и составляет 0.8 ... 0.85.

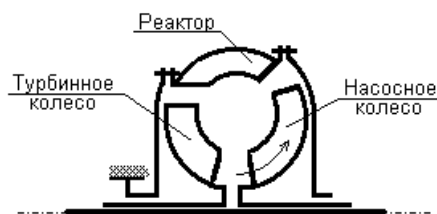


Рис. 65. Схема гидротрансформатора

Рабочими параметрами гидротрансформаторов являются крутящие моменты турбины и насоса M_m , M_n , их число оборотов n_m , n_n , передаточное отношение $i = n_m/n_n$, коэффициент преобразования (трансформации) ($\kappa = M_m/M_n$) и КПД ($\eta = \kappa i$).

Основные характеристики гидротрансформаторов это зависимости вида $M_m = f(n_m)$, $\eta = f(n_m)$. Они обычно представляются в графической форме и имеют вид представленный на рис. 66.

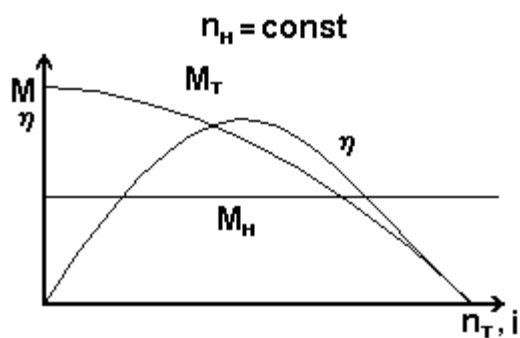


Рис. 66
Основные характеристики гидротрансформатора

Лекция 7. Объемные машины и гидроприводы

К объемным машинам относятся объемные насосы и объемные гидродвигатели. Конструктивно они мало, чем отличаются друг от друга (насосы при определенных условиях могут выполнять функции гидродвигателей и наоборот). Поэтому подробно рассмотрим только наиболее распространенные типы насосов.

Насосом называется гидравлическая машина, предназначенная для перемещения капельных жидкостей. Принцип действия объемных насосов заключается в периодическом повторении следующих операций: 1) всасывание определенного объема жидкости, 2) изоляция его от полости всасывания и перенос к полости нагнетания, 3) вытеснение из последней в рабочую магистраль. Эти операции могут осуществляться при помощи различных устройств, но все устройства как правило имеют «*качающие пары*», состоящие из *рабочих камер и вытеснителей*.

По характеру движения рабочего органа различают возвратно-поступательные и роторные насосы. К возвратно-поступательным относятся поршневые, плунжерные и диафрагменные. К роторным относят шестеренные, пластинчатые, винтовые и т.п.

Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижной рабочей камеры (цилиндр) вытеснителем (поршень). Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
- 4) по количеству поршней: однопоршневые: двухпоршневые: многопоршневые.

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 67. Поршень 7 связан с кривошипно-шатунным механизмом

через шток 8, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 6. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего клапан 3 поднимается и жидкость из расходного резервуара 1 по всасывающему трубопроводу 2 поступает в рабочую камеру 9. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 5.

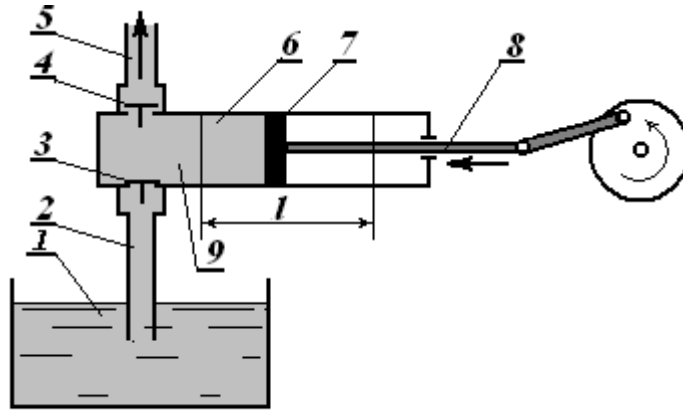


Рис. 67. Насос поршневой простого действия:

1) резервуар с жидкостью; 2) всасывающий трубопровод; 3) клапан на всасывающей линии; 4) клапан на нагнетательной линии; 5) напорный трубопровод; 6) цилиндр; 7) поршень; 8) шток; 9) рабочая камера

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая подача будет равна:

$$Q = F \cdot l \cdot n, \quad (60)$$

где F – площадь поршня, м^2 ; l – ход поршня, м ; n – число оборотов двигателя, с^{-1} .

Для повышения производительности и более равномерной работы поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная подача насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_t называется объемным КПД поршневого насоса: Объемный КПД – основной экономический показатель, характеризующий работу насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t}.$$

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигну-

та насосом двойного действия (рис. 68), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны.

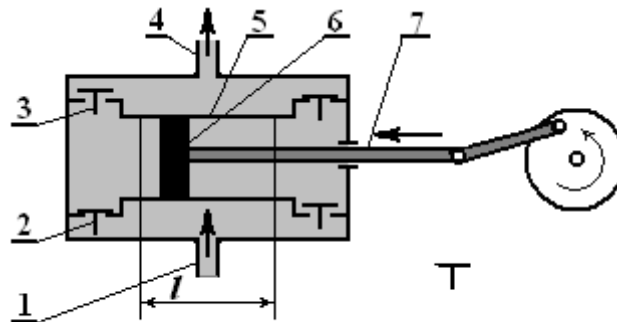


Рис. 68. Насос поршневой двойного действия:

1) всасывающий трубопровод; 2) клапан на всасывающей линии; 3) клапан на нагнетательной линии; 4) напорный трубопровод; 5) цилиндр; 6) поршень; 7) шток

Теоретическая подача насоса двойного действия будет равна:

$$Q = F \cdot l \cdot n + (F - f) l \cdot n,$$

где F – площадь поршня, м^2 ; l – ход поршня, м ; n – число оборотов двигателя, с^{-1} ; f – площадь штока, м^2 .

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 69) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный б, а также вспомогательную камеру 1. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(F - f)l$, при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный $f \cdot l$. Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный:

$$(F - f)l + fl = Fl,$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

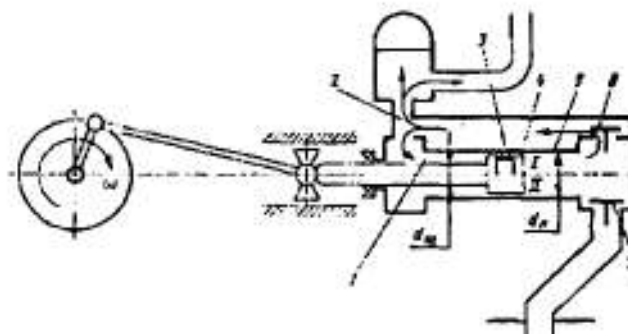


Рис. 69. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Роторные объемные насосы

У насосов этого типа перенос жидкости к полости нагнетания производится в результате вращения ротора насоса, в котором располагаются рабочие камеры и вытеснители. В третьей операции вытеснители входят в рабочие камеры и вытесняют из них жидкость. Для сглаживания неравномерности подачи жидкости в напорную магистраль качающие пары (качающую пару составляют рабочая камера и вытеснитель) работают с перекрытием фаз.

Объемные насосы разных типов отличаются друг от друга только формой рабочих камер, вытеснителей и кинематикой передачи вращения от вала насоса к ротору. По этой причине у них есть общий конструктивный параметр q , называемый *рабочим объемом*. Он представляет собой сумму объемов, освобождаемых вытеснителями в такте всасывания и замещаемых снова в такте нагнетания за один оборот вала насоса. Этот параметр определяет типоразмер насоса. Этим, однако, его роль не исчерпывается, поскольку через него удобно выражать основной показатель работы объемных насосов - их *подачу* Q (объем жидкости, подаваемый в напорную магистраль в единицу времени).

Конструктивное оформление объемных насосов весьма многообразно. Мы рассмотрим только наиболее часто применяемые в ГП – шестеренные, пластинчатые и роторно-поршневые.

Шестеренные насосы

Простейший *шестеренный насос* (рис. 70) состоит из корпуса 1, двух шестерен 2 (одна из них, ведущая, жестко связана с валом), вала 3 боковых втулок 5 пружин 6, крышки 7 и уплотнений 4.

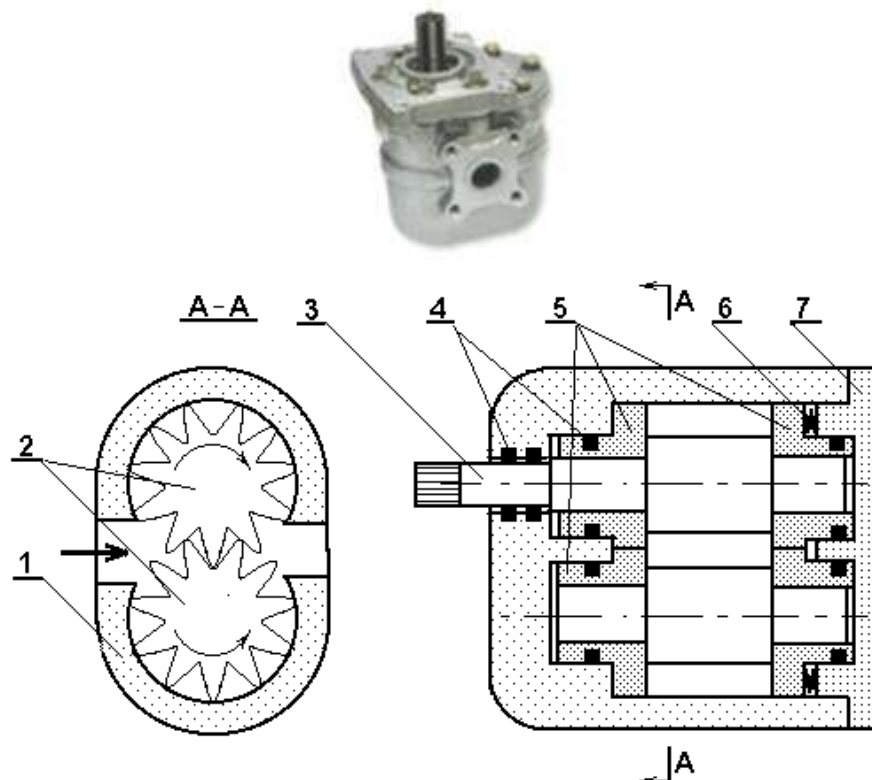


Рис. 70. Общий вид и схема шестеренного насоса:

1) корпус; 2) шестерни; 3) приводной вал; 4) уплотнения; 5) втулки; 6) пружины; 7) крышка

Рабочими камерами являются впадины, а вытеснителями – зубья шестерен. Всасывающая полость находится там, где шестерни выходят из зацепления. Для улучшения условий заполнения рабочих камер жидкостью эта полость выполняется более широкой. После зацепления шестерен во впадинах остается незамещенные зубьями небольшие объемы, заполненные жидкостью. По мере вращения шестерен эти объемы сначала уменьшаются, затем – увеличиваются. Соответственно жидкость сначала вытесняется из них через зазоры, затем в них возникает вакуум и, как следствие, возможна кавитация. Чтобы такие неприятные явления предупредить, в боковых втулках 5 выполняются канавки, которые соединяют защемленные объемы сначала с полостью нагнетания, затем - с полостью всасывания. Одна пара боковых втулок сделана подвижной в осевом направлении и ее прижим осуществляется пружинами 6 и жидкостью, подводимой из полости нагнетания по специальным каналам. Такие насосы могут работать постоянно при номинальном давлении нагнетания $p_n = 16 \text{ МПа} = 160 \text{ кгс/см}^2$ и кратковременно при максимальном $p_{max} = 21 \text{ МПа}$. Они выпускаются различных типоразмеров, например: НШ–10; НШ–32; НШ–50; НШ–71 и НШ–100 (здесь цифра показывает рабочий объем насоса q). Величину рабочего объема любого объемного насоса легко можно определить опытным путем, замерив объем подаваемой жидкости за один оборот вала насоса при малом значении давления нагнетания p_n (чтобы не было утечек) и малой частоте вращения вала (чтобы рабочие камеры в такте всасывания заполнялись полностью). Для *шестеренных насосов* рабочий объем можно определить и по формуле:

$$q = 2\pi m^2 z L$$

для некоррегированных шестерен и по формуле:

$$q = 2\pi m^2 z L \left(1 + \frac{1}{z}\right)$$

для коррегированных шестерен. Здесь m – модуль зацепления; z – число зубьев, шт; L – длина зубьев в осевом направлении, см.

Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы имеют два вида: однократного и двукратного действия. Первые могут выполняться и регулируемые (т.е. с переменной величиной q), а вторые – только нерегулируемыми (в простейшем ОГП применяются последние).

Области применения – гидравлические системы металлорежущих и деревообрабатывающих станков, гидроусилители руля.

Основными рабочими органами такого насоса являются ротор, статор и пластины, вставленные в продольные пазы ротора. Именно от этих пластин насосы пластинчатые и получили свое название.

По своему механическому устройству, насосы пластинчатые однократного действия могут обладать реверсивностью. Он меняет направление

потока в гидравлической системе при изменении направления вращения ротора.

Пластинчатый насос двукратного действия (рис. 71) состоит из корпуса 3, ротора 6 с валом 1, пластин 7, статора 5, пружин 2 и боковых дисков 4. В роторе выполнены пазы, в которых размещены пластины. Пазы наклонены под небольшим углом α по отношению к радиусам для предупреждения заклинивания пластин при работе насоса. Пластины 7 прижимаются к статору 5 центробежными силами, а при увеличении давления нагнетания и силой давления жидкости, подводимой под их основания по каналам из полости нагнетания. Этим достигается снижение утечек. С той же целью боковой диск 4, расположенный со стороны полости нагнетания, выполнен подвижным в осевом направлении и на него действует жидкость, подводимая из полости нагнетания (применяется такой же способ уплотнения торцовых зазоров, как в насосах типа НШ).

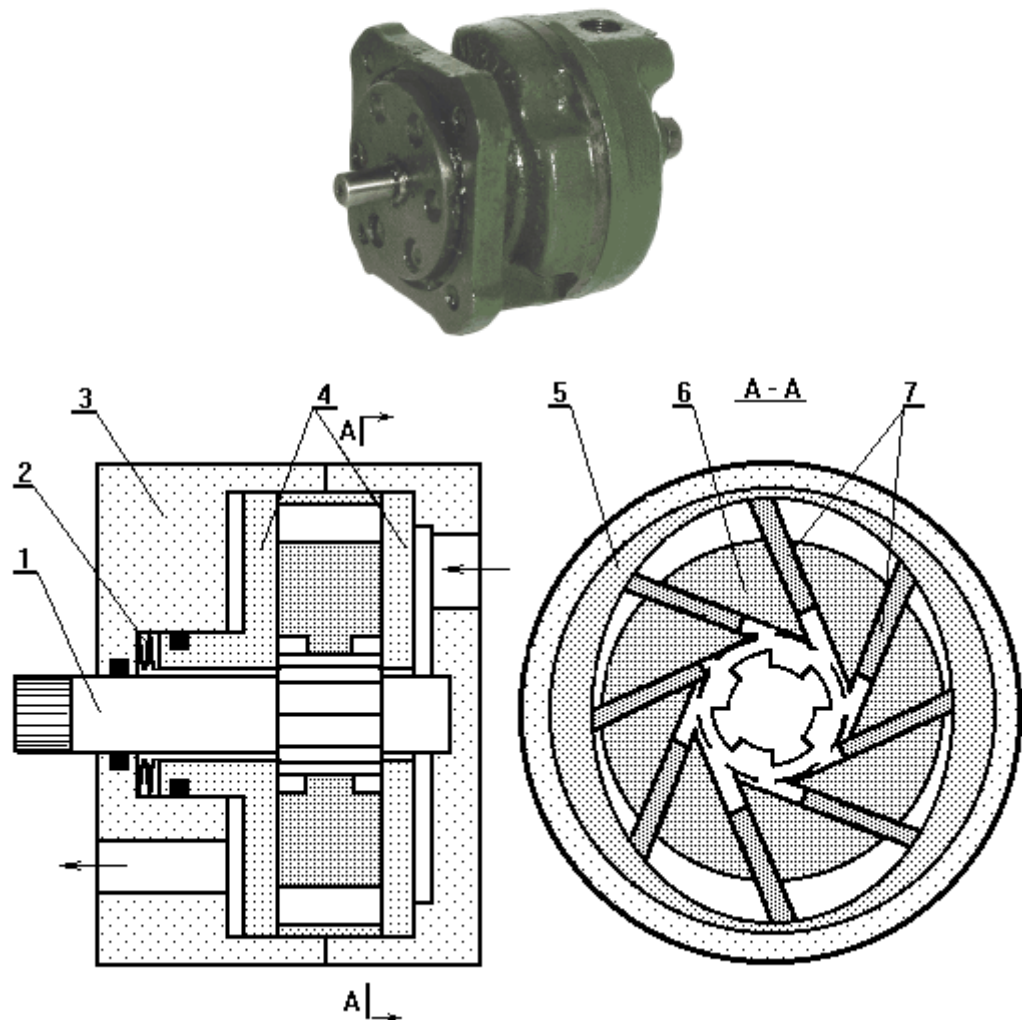


Рис. 71. Общий вид и схема пластинчатого насоса двукратного действия

Начальный поджим боковых дисков 4 к пластинам осуществляется пружинами 2. Внутренняя поверхность статора 5 имеет специальную форму. Ее профиль очерчен дугами окружностей и лекальными кривыми, обеспечивающими безударное скольжение пластин 7 по поверхности статора 5.

Рабочими камерами в насосе являются объемы, заключенные между смежными пластинами и поверхностями ротора и статора. При вращении вала насоса и связанного с ним ротора объем каждой рабочей камеры *дважды* за один оборот уменьшается от V_{max} до V_{min} и затем возрастает от V_{min} до V_{max} . Благодаря этому дважды осуществляются такты нагнетания и всасывания. Объем V_{max} рабочая камера имеет в те моменты, когда пластины максимально выдвинуты из пазов, а объем V_{min} – когда минимально. В период уменьшения объема рабочая камера проходит то место, где в боковом диске выполнено окно, через которое жидкость вытесняется по каналу в корпусе в полость нагнетания насоса, а в период увеличения объема – место, где в другом боковом диске выполнено окно, через которое жидкость засасывается в рабочую камеру по каналу в корпусе из полости всасывания насоса.

Поскольку области низкого и высокого давления расположены соответственно друг против друга, то подшипники ротора *разгружены от действия радиальных сил*. Это важное положительное качество пластинчатых насосов *двукратного действия*. Вторым важным свойством этих насосов является *равномерность подачи*. Недостатком их является то, что пластина не разгружена от радиальных сил (поэтому особенно в зоне всасывания трение пластин о статор велико). Такие насосы могут нормально работать только при $p_H < 7$ МПа. Разработан способ разгрузки пластин. Насосы с разгруженными пластинами можно использовать до $p_H = 16$ МПа.

Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы имеют более сложную конструкцию и поэтому дороже чем шестеренные и пластинчатые. Главное их достоинство заключается в том, что они сохраняют высокую подачу до весьма больших давлений нагнетания. Рабочими камерами у роторно-поршневых насосов являются цилиндры, а вытеснителями - поршни или плунжеры. При вращении приводного вала насоса поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах, благодаря чему осуществляются такты всасывания и нагнетания жидкости. При этом блок цилиндров вращается вместе с приводным валом и рабочие камеры по каналам распределителя сообщаются с полостями всасывания и нагнетания насоса. Способы преобразования вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение поршней отличаются большим разнообразием. По этому признаку роторно-поршневые насосы можно разбить на два класса: аксиальные и радиальные. У первых оси цилиндров параллельны (или почти параллельны), у вторых - направлены по радиусам.

Аксиальные насосы более компактны и применяются чаще. Возвратно-поступательное движение поршней у таких насосов осуществляется или с помощью шатунного привода или с помощью наклонного диска.

Аксиально-поршневой насос с наклонным диском (рис. 72) состоит из ротора 4, жестко связанного с приводным валом 1, опорной крышки 2, распределительной шайбы 3, пружин 5, наклонного диска 6 и плунжеров 9.

При вращении приводного вала 1 вращается и жестко связанный с ним ротор 4.

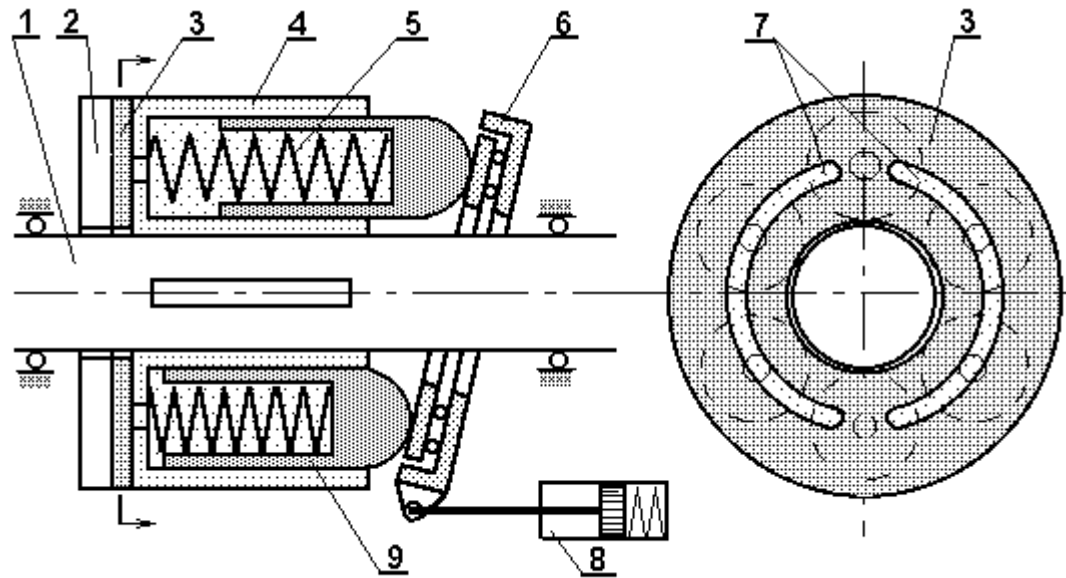


Рис. 72. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

Плунжеры 9 выталкиваются из цилиндров пружинами 5 и упираются в подшипник наклонного диска 6. За один оборот приводного вала 1 плунжер 9 под действием пружины 5 и наклонного диска 6 перемещается от положения максимального входа в цилиндр (нижний цилиндр на рисунке) до положения максимального выхода из цилиндра (верхний цилиндр на рисунке) и обратно. Во время выхода плунжера из цилиндра через отверстие в дне цилиндра, одну из канавок 7 и канал в опорной крышке 2 рабочая жидкость всасывается в насос. Во время входа плунжера в цилиндр через отверстие в цилиндре, вторую канавку 7 и другой канал в опорной крышке 2 рабочая жидкость подается на выход из насоса.

Насосы оснащенные устройством 8 для изменения наклона диска 6 являются регулируемыми. При помощи этого устройства можно менять угол наклона диска 6 по отношению к приводному валу и тем самым изменять подачу насоса от нуля до максимума.

У нерегулируемых насосов диск 6 имеет фиксированный наклон (устройство 8 отсутствует).

Рабочий объем роторно-поршневых насосов аксиального типа можно определить по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma,$$

где d – диаметр поршней (плунжеров), см; z – число поршней; D – диаметр окружности, по которой расположены оси цилиндров, см; γ – угол наклона блока цилиндров или наклона диска к оси вала насоса.

Радиально-поршневой насос (рис. 71) состоит из статора 1, ротора 2 с цилиндрами и плунжерами 6, вращающегося вокруг неподвижной оси 5.

Ось 5 относительно статора расположена с эксцентриситетом. Вследствие этого, при вращении ротора 2, плунжера 6 под действием центробежных сил прижимаются к статору 1 и, скользя по нему, совершают возвратно-поступательное движение. При этом, когда плунжера 6 выдвигаются, отверстия в цилиндрах проходят вырез в оси 5, к которому выходит канал для подвода рабочей жидкости 3. Происходит всасывание рабочей жидкости в насос. Когда плунжера 6 входят в цилиндры, отверстия в цилиндрах проходят другой вырез в оси 5, к которому выходит канал для отвода рабочей жидкости 4, - происходит нагнетание рабочей жидкости.

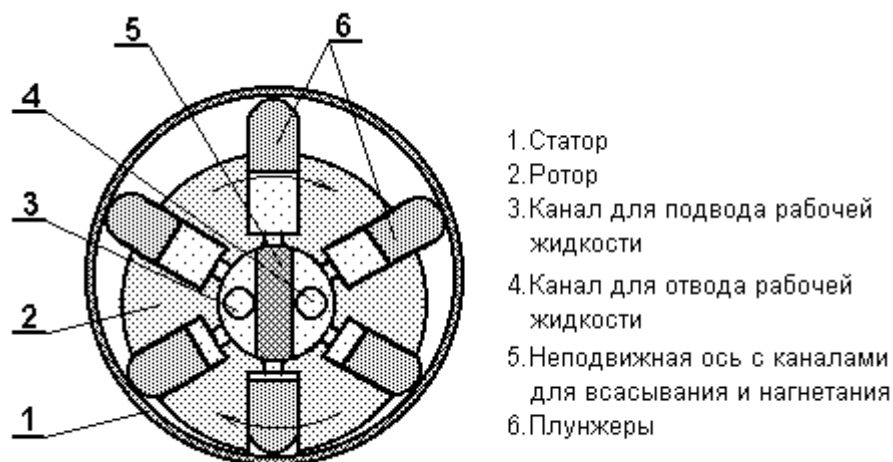


Рис. 73. Схема радиально-поршневого насоса

Если ось 5 подвижна относительно статора 1, то насос является регулируемым, так как в этом случае можно менять подачу насоса от нулевой (когда эксцентриситет равен нулю) до максимальной (при максимальном эксцентриситете).

Перейдем к рассмотрению вопроса о характеристиках объемных насосов.

Характеристики объемных насосов

Работа любой машины оценивается по ее характеристикам – зависимостям показателей работы машины от внешних условий (факторов). Показателями работы объемных насосов являются: *подача насоса* Q – объем жидкости, подаваемой в напорную магистраль в единицу времени; *полезная* N_n и *потребляемая* N_o *мощности*; *объемный* η_o , *механический* $\eta_{мех}$ и *полный* η *коэффициенты полезного действия* насоса. Внешними факторами являются: давление нагнетания p_n ; давление на входе в насос $p_{вх}$ и число оборотов вала насосов в единицу времени n (частота вращения вала насоса). Зависимости $Q(p_n, n)$; $N_o(p_n, n)$ и $N_n(p_n, n)$ при нормальной работе насоса (при полном заполнении его рабочих камер в такте всасывания) называются рабочими характеристиками, а зависимость $Q(p_{вх}, n)$ – кавитационной характеристикой. Поскольку обычно насосы работают при постоянном значе-

нии n , то указанные характеристики на практике представляются в виде $Q(p_H)$, $N_n(p_H)$, $N_o(p_H)$ и $Q(p_{вх})$ при $n = \text{const}$.

При $n = \text{const}$ эти характеристики имеют вид, представленный на рис. 74.

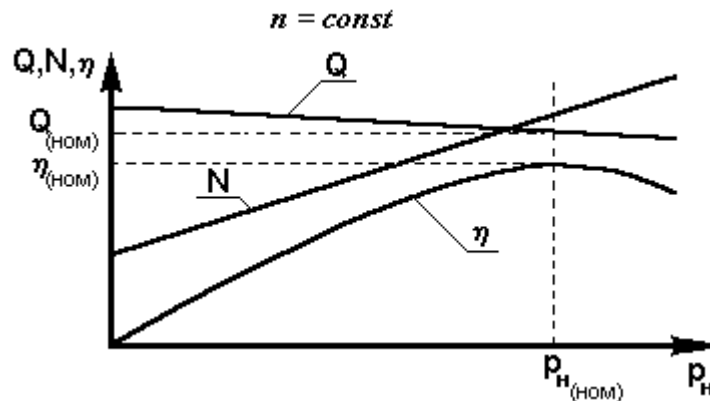


Рис. 74. Рабочие характеристики объемного насоса

Рассмотренные характеристики объёмных насосов содержат в себе полную информацию об их работе на разных режимах. Но для каждого насоса можно выделить режим работы, при котором его показатели являются наиболее рациональными (оптимальными). Такие режимы и рабочие параметры, соответствующие максимальному к.п.д., называются *номинальными*. Они указываются в паспорте каждого насоса. По ним подбирается насос при разработке ОГП. Что касается характеристик, то они используются при эксплуатации и разработке самих насосов.

Баланс энергии в объемных насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис. 75.

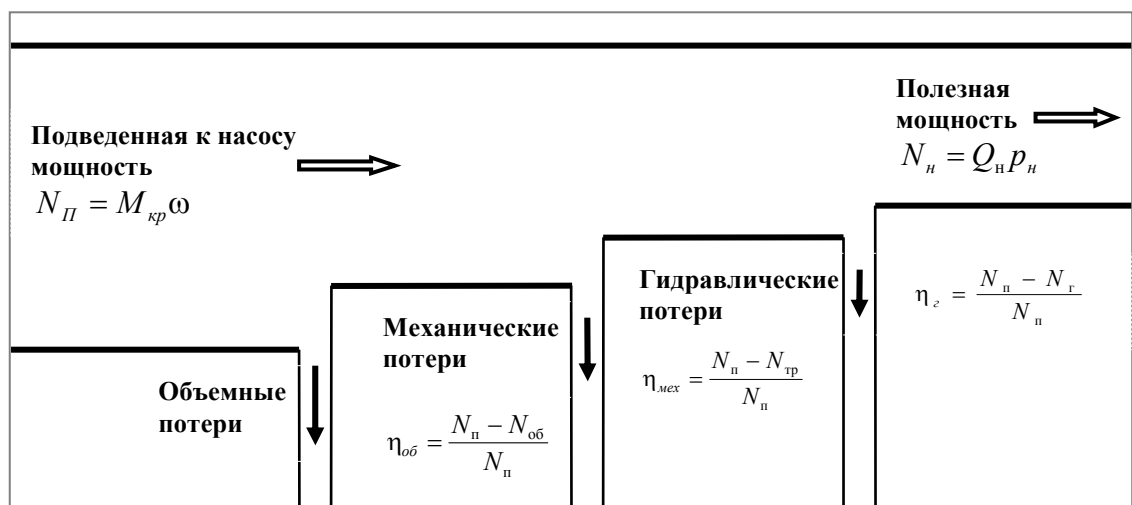


Рис. 75. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\Pi} = M_{кр} \omega.$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением на выходе из него называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью насоса):

$$N_n = Q_n p_n. \quad (61)$$

Отношение полезной мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\Pi}}, \quad (62)$$

а разность $N_{\Pi} - N_n = N_{ном}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Объемные потери – это потери мощности из-за внутренних утечек $Q_{ут}$ и неполного заполнения камер $Q_{неп}$ насоса. Они равны;

$$N_{об} = (Q_{ут} + Q_{неп}) p_n.$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения:

$$\eta_{об} = \frac{N_{\Pi} - N_{об}}{N_{\Pi}}.$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения *КПД* приведены в технических характеристиках насосов.

Механический КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется по формуле:

$$N_{тр} = M_{тр} \omega,$$

где $M_{тр}$ – момент трения в насосе, Н·м; ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{\Pi} - N_{тр}}{N_{\Pi}}.$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится:

$$N_{\Gamma} = Q_n(p_K - p_H),$$

где p_K – давление в напорной камере насоса, Па; p_H – давление в напорной гидролинии на выходе из насоса, Па; Q_n – подача насоса, м³/с.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{\Pi} - N_{\Gamma}}{N_{\Pi}}.$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_z.$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

Объемные гидромашины, рассмотренные выше, используются в основном в гидро- и пневмоприводах

Гидроприводы

Гидропривод – это совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей среды под давлением.

Область применения гидропривода (ГП) очень широкая. Они применяются в станках, мобильных машинах, авиации, космонавтике и др. Широкое применение обусловлено достоинствами, которыми они обладают. К основным достоинствам относятся:

1. Малая удельная масса, т.е. масса, отнесенная к передаваемой мощности и вытекающая отсюда возможность передачи больших усилий и мощностей при ограниченных размерах его элементов (табл. 9).

Т а б л и ц а 9

Удельная мощность и объем основных типов двигателей

Характеристика	Тип двигателя		
	пневматический	гидравлический	электрический
Мощность на единицу массы, кВт / кг	0,3 ... 0,4	0,5 ... 1,0	0,02 ... 0,1
Мощность на единицу объема, кВт / дм ³	1,0 ... 1,2	2,0	0,05 ... 0,2

2. Малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка) и высокую производительность машины.

3. Бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена (рабочего органа ГП) в широком диапазоне, возможность создания больших передаточных отношений (при использовании высокомоментных гидромоторов – до 2000).

4. Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное (путем использования в качестве двигателей гидроцилиндров).

5. Возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок.

6. Возможность размещения элементов привода там, где это наиболее целесообразно: насоса – у приводящего двигателя, двигателя – непосредственно у рабочих органов машины, элементов управления – у пульта оператора. Это свойство объемных приводов существенно облегчает компоновку машины и делает ее наиболее рациональной.

ГП имеет и недостатки, которые ограничивают его использование.

1. КПД несколько ниже, чем механических и электрических передач (из-за потерь на трение и утечек через зазоры) и, кроме того, он снижается в процессе регулирования и по мере выработки ресурса (из-за увеличения зазоров).

2. Условия эксплуатации (температура) влияют на его характеристики (в связи с изменением вязкости рабочей жидкости).

3. Повышенная чувствительность к свойствам рабочей жидкости, необходимость в постоянной ее фильтрации для обеспечения надежности работы всех элементов.

4. Высокие требования к материалам и классу точности изготовления составляющих элементов, что повышает их стоимость.

5. Необходимость достаточно высокой культуры обслуживания.

6. Загрязнение помещений из-за неизбежных утечек масла из гидропривода.

Основные составляющие и работу объемного гидропривода проследим на примере полуконструктивной схемы, представленной на рис. 76.

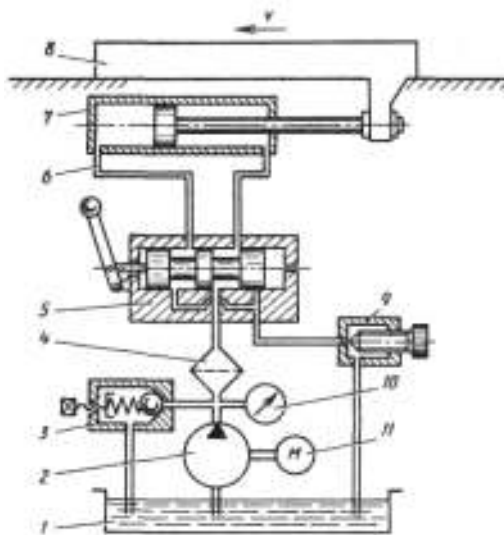


Рис. 76.

Полуконструктивное изображение гидропривода поступательного движения















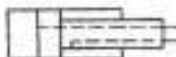
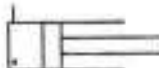
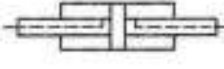
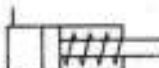
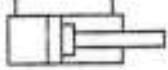
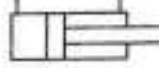
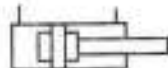

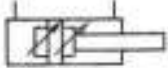
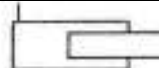
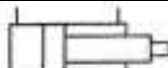



Насос 2, приводимый электродвигателем 11, всасывает рабочую жидкость из бака 1 и через фильтр 4 подает в гидросистему, причем максимальное давление ограничено настройкой гидроклапана давления 3 (контролируется манометром 10). В зависимости от положения рукоятки распределителя 5 рабочая жидкость по гидролиниям 6 поступает в одну из полостей



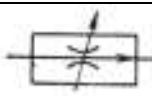
цилиндра 7, заставляя перемещаться его поршень вместе с рабочим органом 8 со скоростью V , причем жидкость из противоположной полости через распределитель 5 и дроссель 9 (регулирует скорость движения) вытесняется в бак 1.

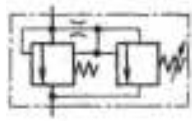
На практике принцип работы любого гидропривода представляют не по полуконструктивному изображению, а по графической схеме состоящей из условных обозначений основных элементов. Ниже (табл. 10) приводятся условные графические обозначения основных гидроэлементов.

Т а б л и ц а 10

Условные обозначения основных гидроэлементов

Гидролинии:			
	напорная		сливная
	основная		соединение линий
	дренажная		перекрещивание линий (без соединения)
	управления		место выпуска воздуха
	рукав высокого давления		вентиль
	штуцерное резьбовое соединение		фланцевое соединение
Объемные гидродвигатели			
	поворотный гидродвигатель		
Гидроцилиндры			
	Основного исполнения		С подводом масла через односторонний шток
	Одностороннего действия		С подводом масла через двусторонний шток
	С возвратной пружиной		С торможением в конце хода справа
	Двустороннего действия с односторонним штоком		С торможением в конце хода с обеих сторон
	Двустороннего действия с двусторонним штоком		С регулируемым торможением в конце хода
	плунжерный		дифференциальный
Гидромоторы			
	нерегулируемые с постоянным направлением вращения		нерегулируемые с переменным направлением вращения
	Регулируемые реверсивные		

Насосы			
	нерегулируемые (общее обозначение)		шестеренные
	регулируемые с постоянным направлением потока		пластинчатые
	регулируемые с переменным направлением потока		радиально - поршневые
			аксиально - поршневые
Направляющая гидроаппаратура			
Гидрораспределители			
	четырёхлинейный, трехпозиционный с электромагнитным управлением (64-е исполнение)		четырёхлинейный, двухпозиционный с одним электромагнитом
	четырёхлинейный, двухпозиционный с электромагнитным управлением		Кран управления
	четырёхлинейный, трехпозиционный с ручным управлением (24-е исполнение)		пятилинейный, трехпозиционный с ручным управлением (45-е исполнение)
	четырёхлинейный, трехпозиционный с ручным управлением (54-е исполнение)		четырёхлинейный, трехпозиционный с электрогидравлическим управлением (44-е исполнение)
	четырёхлинейный, дросселирующий с механическим управлением (от копия)		(упрощенное и полное обозначение)
Обратные клапаны			
	гидроклапан с логической функцией ИЛИ		обратный клапан
	клапан обратный управляемый односторонний (гидрозамок)		клапан обратный управляемый двусторонний
Регулирующая гидроаппаратура			
Дроссели и регуляторы расхода			
	дроссель нерегулируемый		дроссель регулируемый
	дроссель с обратным клапаном		регулятор расхода с предохранительным клапаном
	регулятор расхода основного исполнения		регулятор расхода (упрощенное обозначение)
Клапаны давления			

	гидроклапан давления		редукционный клапан
	гидроклапан давления с обратным клапаном		предохранительный клапан
Вспомогательные устройства гидропривода			
	фильтр		заливная горловина
	маслоохладитель		гидробак
	нагреватель масла		
Гидравлические аккумуляторы			
	Без указания принципа действия		пневмогидравлический
	грузовой		пружинный

На рис. 77 представлено схематическое изображение в условных графических обозначениях гидропривода, изображенного на рисунке 76 .

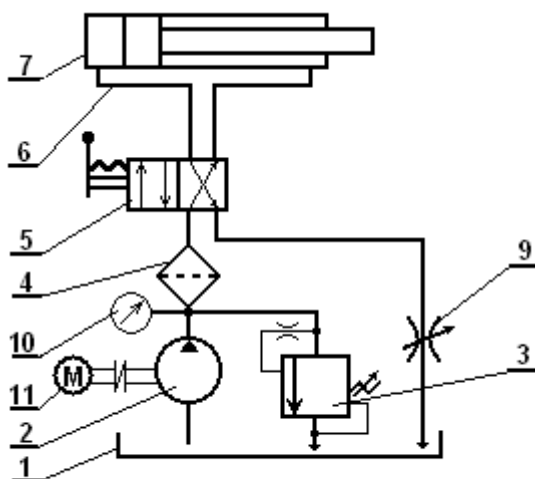


Рис. 77.Схема гидропривода поступательного движения:
1 - гидробак; 2 - насос нерегулируемый; 3 - гидроклапан давления; 4 – фильтр; 5 - гидро-
распределитель; 6 – гидролиния; 7 – гидроцилиндр; 9 – дроссель регулируемый; 10 - ма-
нометр; 11 - электродвигатель

Основные элементы гидропривода

Гидролинии. Применяют стальные, медные, алюминиевые, латунные трубы и рукава высокого давления. Для монтажа трубопроводов используют соединения с развальцовкой, шаровым ниппелем, врезающимся кольцом, а также разборные соединения для рукавов.

Рабочая жидкость. Роль переносчика энергии в гидроприводе выполняют рабочие жидкости. К ним предъявляются следующие основные требования: наличие оптимальной вязкости, минимально изменяющейся в рабочем диапазоне температур; хорошие смазочные и антикоррозионные свойства; большой модуль упругости; химическая стабильность в процессе длительной (до 6 – 8 тыс. ч) эксплуатации; сопротивление вспениванию; совместимость с материалами гидросистемы; малые плотность и способность к растворению воздуха; высокие теплопроводность, температура кипения и удельная теплоемкость; низкое давление паров и т.д. Жидкость должна производиться в достаточном количестве и иметь низкую стоимость. Указанным условиям в наибольшей степени на данный момент удовлетворяет минеральное масло с присадками.

В процессе эксплуатации свойства рабочей жидкости меняются. Изменения обусловлены повышением кислотности, содержания воздуха и влаги, загрязнением механическими примесями и т.п. В соответствии с регламентом обслуживания рекомендуется проводить анализ масла через каждые 700... 1000 ч работы оборудования. В зависимости от условий эксплуатации и качества масла его долговечность колеблется в пределах 0,5... 20 тыс. ч. Отработанное масло после регенерации на станциях очистки может использоваться повторно.

Фильтры. Для удаления постоянно появляющихся в рабочей жидкости твердых частиц в схемах гидропривода предусмотрены фильтры. Фильтры обеспечивают необходимую чистоту масла, работая в режимах полнопроточной или пропорциональной фильтрации. Они могут оснащаться средствами визуальной или электрической индикации загрязненности. Поскольку фильтр эффективно защищает лишь элемент гидросистемы, установленный непосредственно после него, схемы фильтрации обычно содержат комбинацию фильтров, установленных на разных линиях гидросистемы. По месту установки различают воздушные (сапуны), заливные, приемные (всасывающие), сливные и напорные фильтры. По конструкции – сетчатые, щелевые, магнитные, магнитно-пористые.

Гидродвигатель за счет срабатывания (понижения) давления жидкости производит работу по перемещению подвижного элемента приводимого механизма (работу по преодолению нагрузки).

Гидрораспределитель по отношению к потоку жидкости выполняет роль "диспетчера". Он соединяет линию нагнетания попеременно с той или иной полостью гидродвигателя, а другую полость – с линией слива жидкости в бак. Тем самым он позволяет изменять направление движения штока гидроцилиндра.

В соответствии с ГОСТ 26890 присоединения каналов гидрораспределителей обозначаются: P – входное отверстие основного потока в распределитель, напорная линия (подвод); A , B – отверстия подключения распределителя к потребителю; T – выходное отверстие основного потока, возвращаемого в бак, сливная линия (слив); X , Y , V – отверстия потока управления; L – дренажное отверстие (слив утечек); M – отверстие для подключения манометра.

Гидроклапан давления служит для слива жидкости в бак в тех случаях, когда давление в линии нагнетания из-за чрезмерного повышения нагрузки на гидродвигатель возрастает сверх допустимой величины.

Гидробак выполняет две функции: 1) размещение необходимого запаса рабочей жидкости; 2) охлаждение рабочей жидкости. Охлаждение рабочей жидкости необходимо особенно в тех случаях, когда гидропривод работает длительное время без перерывов, так как жидкость нагревается из-за тепла, выделяемого при ее циркуляции в системе. Как правило гидробак изолирован от внешней среды и имеет воздушный (сапун) и заливной фильтры.

На практике применяются более сложные регулируемые гидроприводы.

Виды управления приводами

По способу регулирования (дозирования) потоков энергии в гидроприводах для получения заданной скорости движения выходного звена или заданного усилия (момента) различают приводы двух типов: с дроссельным и объемным регулированием.

В приводах первого типа регулирующим элементом является распределитель, изменяющий площадь проходного сечения каналов, связывающих рабочие полости двигателя с источником питания и со сливом (окружающей средой). В приводах второго типа интенсивность подачи энергии к двигателю регулируется непосредственно в источнике питания, например в гидронасосе, путем изменения его объемной подачи. Так как в приводах с объемным регулированием дросселирование минимально, их КПД выше, чем КПД приводов с дроссельным регулированием (например, КПД гидроприводов в первом случае составляет 60 ... 70%, а во втором не более 30%).

В пневматических приводах применяется исключительно дроссельное регулирование, поскольку нет компрессоров переменной объемной подачи и их нельзя считать сколько-нибудь перспективными вследствие высокой сжимаемости воздуха. Кроме того на большинстве промышленных предприятий налажена система централизованного питания, что позволяет эффективно использовать дроссельное регулирование.

В робототехнике применяют в основном гидроприводы с дроссельным регулированием, поскольку они более удобны при работе нескольких двигателей от одного источника питания, кроме того они обеспечивают более высокое усиление по мощности и лучшие динамические качества.

В гидравлических приводах станков и мобильных машин применяют оба способа регулирования. Объемное регулирование обычно применя-

ют, когда существенными являются энергетические показатели, например, в гидроприводах большой мощности и с длительными режимами их непрерывной работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием и недорогими, например, шестеренными насосами используют обычно в маломощных системах (до 5 кВт), а также когда режимы непрерывной работы гидропривода кратковременные.

Гидропривод с объемным регулированием.

Гидроприводом с объемным регулированием называется регулируемый гидропривод, в котором регулирование осуществляется регулируемым насосом или регулируемым мотором или обеими объемными гидромашинами.

При объемном регулировании возможны три варианта.

1) Регулирование изменением рабочего объема насоса.

Регулирование при этом варианте заключается в плавном изменении скорости движения выходного звена путем изменения рабочего объема насоса

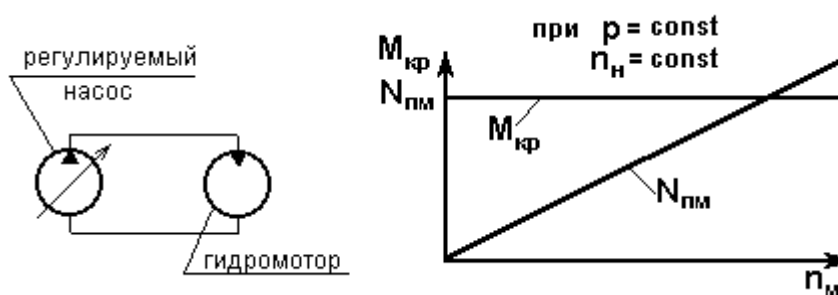


Рис. 78.

Как видно из графика (рис. 77), мощность, передаваемая ОГП гидродвигателю при постоянном давлении в системе и постоянных оборотах вала насоса, возрастает при увеличении рабочего объема насоса. Скорость выходного звена (частота вращения вала гидромотора n_m) при этом возрастает, а момент на валу гидромотора остается постоянным.

Этот вариант регулирования используется главным образом в грузоподъемных механизмах машин и оборудования, где как раз и требуется регулирование скорости подъема или опускания груза при постоянном моменте, обусловленном действием груза.

2) Регулирование изменением рабочего объема гидромотора (рис. 78).

Регулирование при этом варианте возможно лишь в ОГП вращательного движения.

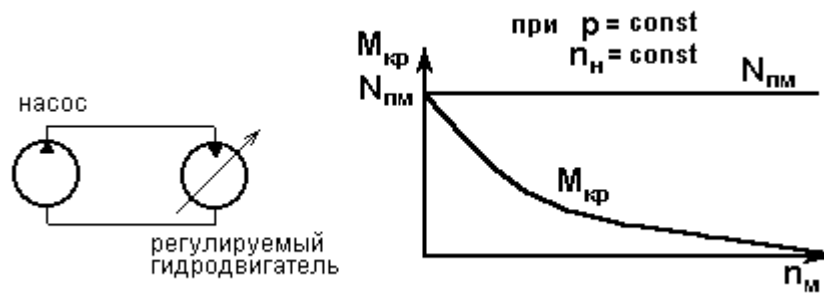


Рис. 79.

Уменьшение рабочего объема гидромотора от максимального его значения до минимального вызывает увеличение частоты вращения вала гидромотора и уменьшение крутящего момента на валу гидромотора. Полезная мощность гидромотора при этом остается практически постоянной.

3) Регулирование насосом и гидромотором (рис. 79).

Этот вариант регулирования позволяет плавно изменять обороты гидромотора в широком диапазоне и, поэтому, является наиболее подходящим для использования на транспортных средствах. В этом случае регулирование производится в следующем порядке.

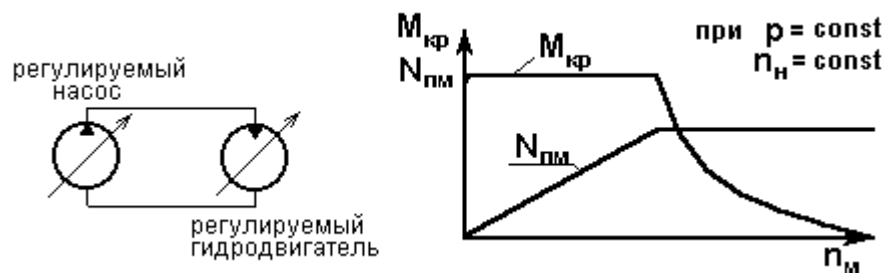


Рис. 80.

1. Насос устанавливается в положение нулевого рабочего объема, а гидромотор – максимального ($q_n = 0$, $q_m = max$). Приводной двигатель выводят на заданную постоянную частоту вращения.

2. Рабочий объем насоса постепенно увеличивают до $q_n = max$ вследствие чего (при $M_{кр} = const$) скорость выходного звена гидромотора возрастает до значения соответствующего номинальной мощности ОГП.

3. Увеличивают частоту вращения выходного звена гидромотора уменьшением его рабочего объема до $q_m = min$.

При этом способе регулирования $M_{кр}$ и $N_{пм}$ изменяются в зависимости от n_m следующим образом.

Для автоматического бесступенчатого регулирования скоростей мобильных машин насос и гидромотор оснащаются регуляторами мощности. Регулируемый насос оснащается прямым регулятором мощности, при работе которого с увеличением внешней нагрузки (т.е. давления в напорной гидролинии) рабочий объем насоса уменьшается. Регулируемый гидромотор

оснащается обратным регулятором мощности, автоматически увеличивающим рабочий объем, а следовательно и $M_{кр}$, пропорционально увеличивающейся внешней нагрузке.

Использование регуляторов мощности позволяет получить гидропередачи с более высокими эксплуатационными свойствами (быстродействием, надежной защитой от перегрузок, простотой в управлении).

Привод с дроссельным регулированием

Гидроприводом с дроссельным регулированием называется регулируемый гидропривод, в котором регулирование осуществляется регулирующим аппаратом.

Принцип действия дроссельного регулирования основан на том, что в разветвленной сети трубопроводов устанавливаются расходы обратно-пропорциональные их сопротивлениям.

При дроссельном регулировании возможны три способа установки регулирующего аппарата в гидросистеме: на входе в гидродвигатель, на выходе из гидродвигателя и на ответвлении.

Установка регулирующего гидроаппарата перед гидродвигателем не целесообразно, т. к. жидкость в нём нагревается, из-за этого ее вязкость уменьшается и в гидродвигателе увеличиваются утечки. Кроме этого, при отрицательной нагрузке у гидропривода поступательного движения возможен отрыв поршня от жидкости, а это очень опасно, поскольку после реверса может возникнуть гидроудар. Поэтому, такой способ установки регулирующего гидроаппарата используется только в том случае, когда функцию дросселя выполняет распределитель.

Установка регулирующего аппарата после гидродвигателя предпочтительна (см. рис. 81), так как в этом случае обеспечивается лучшая равномерность движения выходного звена, поскольку на выходе из гидродвигателя имеется значительное противодействие, создаваемое регулирующим гидроаппаратом.

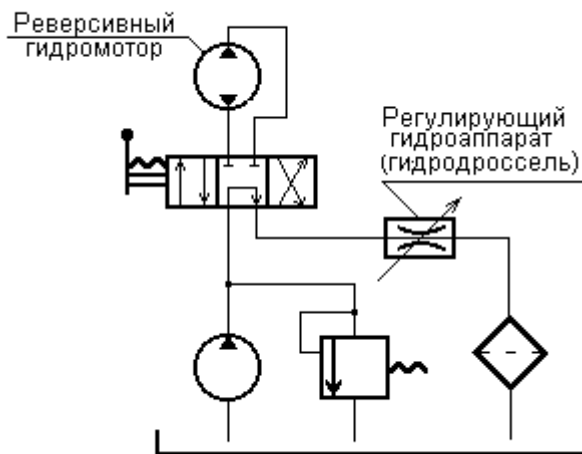


Рис. 81.

Этот способ установки регулирующего аппарата свободен от недостатков предыдущего способа. Однако, как и при предыдущем способе, в процессе регулирования часть жидкости сливается через переливной клапан. Теряется (переходит в тепло) часть энергии переданной насосом жидкости и, как следствие, существенно снижается к.п.д. гидропривода.

В гидросистемах машин с регулирующим аппаратом, установленным параллельно гидродвигателю (рис. 82), регулирование скорости производится без перелива части потока через переливной клапан.

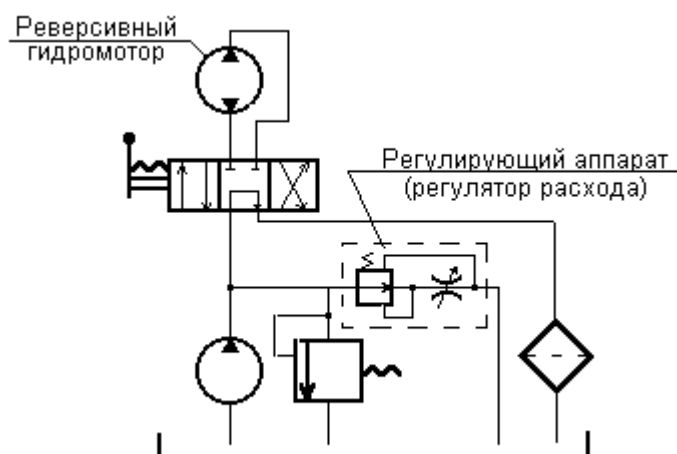


Рис. 82.

При этом к.п.д. гидросистемы с параллельным включением регулирующего аппарата (при одинаковой глубине регулирования и нагрузках) всегда выше.

При регулировании с помощью регулирующего аппарата скорость выходного звена может изменяться от нагрузки. Дроссели устанавливают, когда не требуется удерживать скорость выходного звена постоянной. В противном случае - используют дроссель с регулятором (регулятор расхода).

Объемное регулирование, как менее энергоемкое, но более дорогое, обычно применяют в гидроприводах большой мощности и с длительным режимом непрерывной работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием используют обычно в маломощных системах (до 5 кВт), а также, когда режим работы гидропривода кратковременный.

Гидропривод с объёмно-дроссельным регулированием

При малых подачах регулируемого насоса и переменных нагрузках, преодолеваемых гидродвигателем, машинное (объемное) регулирование не обеспечивает достижения нужной равномерности движения выходного звена гидродвигателя из-за влияния на расход изменяющихся утечек рабочей жидкости в насосе.

В этих условиях применимо машинно-дроссельное регулирование гидропривода, которое сочетает машинное и дроссельное управления. В та-

ких гидроприводах при сравнительно больших расходах скорость движения выходного звена гидродвигателя регулируется машинным способом, а устойчивые малые скорости движения получают путем дроссельного регулирования при постоянной подаче насоса.

Стабилизированный гидропривод.

Стабилизированным гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена поддерживается постоянной.

Программный гидропривод.

Программным гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе.

Следящий гидропривод.

Следящим гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина которого заранее не известна.

Следящий гидропривод (гидроусилители) применяются, когда необходимо, чтобы исполнительный механизм автоматически воспроизводил сигнал задающего устройства с одновременным усилением его мощности. Наиболее часто применяют золотниковые следящие системы, системы со струйной трубкой и системы с соплом-заслонкой.

Простейшая золотниковая следящая система гидропривода с ручным управлением (рис. 83) имеет рукоятку 1, рычаг 2 и подвижный блок с входящими в него золотниковым гидрораспределителем 4, гидроцилиндром 7 и поршнем 8. К золотниковому распределителю 4 подключены линия высокого давления Р и линии слива Т. Золотник соединен двумя каналами 6 и 9 с гидроцилиндром 7.

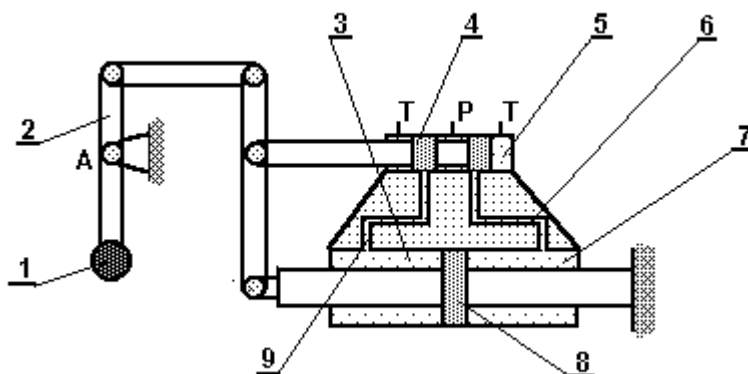


Рис. 83.

При повороте рукоятки 1 влево рычаг 2, повернувшись относительно неподвижной опоры А по часовой стрелке, сместит плунжер распределе-

ля 4 вправо и жидкость начнет поступать по каналу 6 в правую полость гидроцилиндра 7, а из левой полости вытекать по каналу 9 в сливную линию. Гидроцилиндр 7, а с ним и весь блок, под давлением жидкости пойдет вправо. Плунжер распределителя 4 сместится влево, перекроет каналы 6 и 9 и цилиндр, а с ним и весь блок, остановится. Гидроцилиндр 7 как бы "следит" за движением плунжера, а обратная связь между ними осуществляется с помощью жесткости подвижного блока. Благодаря обратной связи рассогласование между движением плунжера и цилиндра всё время стремится уменьшиться. В этом и заключается одна из важнейших особенностей следящей системы с обратной связью.

На рис. 84 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

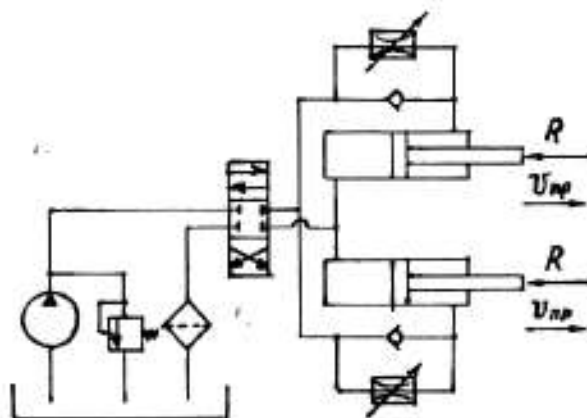


Рис. 84.

Гидросхема привода поворота стрелы

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, не-

преодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.