

ОСНОВЫ ПРИКЛАДНОЙ ГИДРАВЛИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ

При расчете и конструировании гидроприводов, пневмоприводов, а также систем гидропневмоавтоматики используют основные закономерности прикладной гидравлики и газодинамики. В данной главе кратко изложены основные вопросы гидравлики и газодинамики.

2.1. Гидростатика

Гидростатика является разделом гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей. В покоящейся жидкости возможны лишь нормальные напряжения сжатия. Величина гидростатического давления в точке по всем направлениям одинакова (не зависит от ориентации площади).

$$P_x = P_y = P_z = P_n,$$

где $P_x = P_y = P_z = P_n$ – давления соответственно по произвольному направлению и осям координат.

Основной задачей гидростатики является определение давления в зависимости от координат

$$P = f(x, y, z). \quad (2.1)$$

2.2. Основное уравнение гидростатики

Равновесие жидкости описывается дифференциальным уравнением

$$dP = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2.2)$$

где X, Y, Z – проекции единичных массовых сил.

Тогда уравнение поверхностей равного давления или поверхностей уровня ($P = \text{Const}$) будет

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.3)$$

В поле силы тяжести ($X=Y=0, Z=-g$) уравнения (2.2) и (2.3) будут

$$dP = -\rho g dz \quad \text{и} \quad -gdz = 0 \quad (2.4)$$

$$z = \text{Const},$$

где g – ускорение силы тяжести.

Таким образом, в поле силы тяжести поверхности равного давления, включая и свободную поверхность, являются горизонтальными плоскостями.

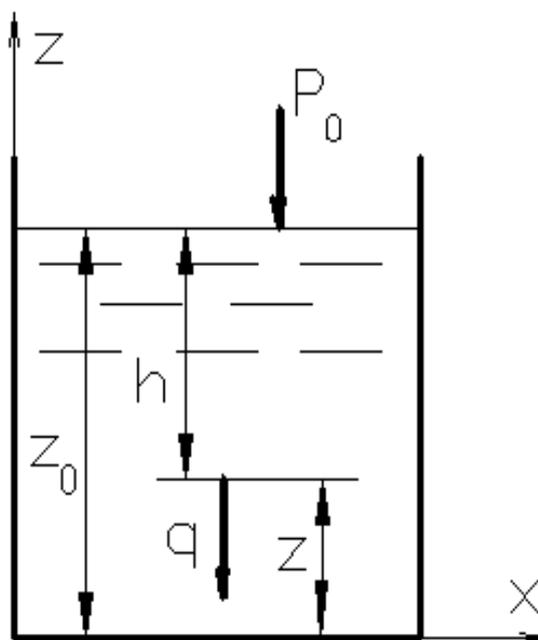


Рис.2.1

Из (2.4) с учетом граничных условий получаем основное уравнение гидростатики (рис.2.1):

$$P = P_0 + \rho gh, \quad (2.5)$$

где P - давление в произвольной точке на глубине h от свободной поверхности ($h = Z_0 - Z$); P_0 - давление на свободной поверхности. Величина давления ρgh обусловлена весом столба жидкости высотой h .

Рис.2.1. Формулу (2.5) можно переписать в виде

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{вн}} + P_{\text{изб}},$$

где $P_{\text{абс}}$ - абсолютное давление; $P_{\text{вн}}$ и $P_{\text{изб}}$ - соответственно внешнее и избыточное давления.

Из уравнения (2.5) следует, что при изменении внешнего давления P_0 величина P в любой точке жидкости изменяется на такую же величину. Таким образом, внешнее давление передается без изменения во все точки внутри жидкости (закон Паскаля).

Если на свободной поверхности величина давления равна атмосферному, то имеем

$$P_{\text{изб}} = \rho gh. \quad (2.6)$$

Из (2.6) видно, что давление можно измерять высотой столба жидкости при помощи открытой пьезометрической трубки, подсоединяемой к уровню, где

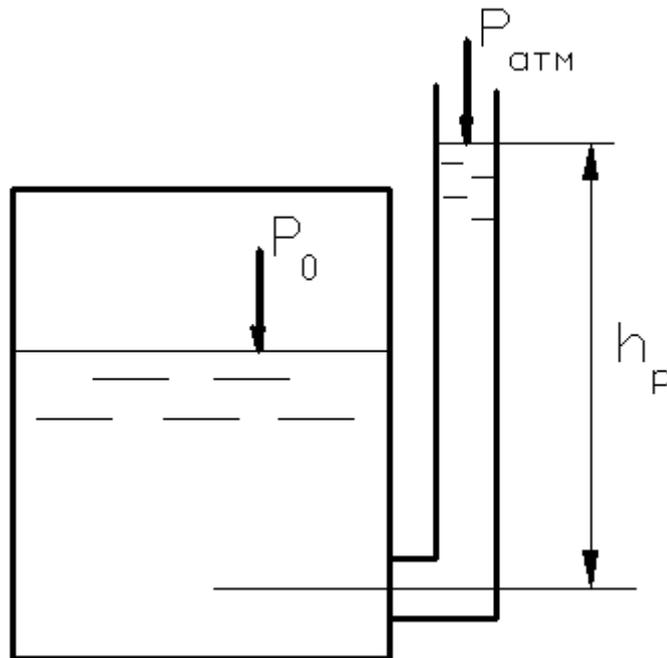


Рис.2.2.

измеряется давление (рис.2.2). Пьезометрическая высота, равная $P/\rho g$, представляет собой высоту столба данной жидкости в пьезометре. При этом

$$P_{абс} = P_{атм} + \rho g h_p,$$

где h_p - пьезометрическая высота, равная

$$h_p = \frac{P_{абс} - P_{атм}}{\rho g}.$$

Например, одной технической атмосфере ($P = 9,81 \cdot 10^4$ Па) соответствуют высоты столба воды ($\rho_в = 1000$ кг/м²) и ртути ($\rho_{рт} = 13600$ кг/м²):

$$h_в = \frac{P}{\rho_в g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 10^3} = 10 м,$$

$$h_{рт} = \frac{P}{\rho_{рт} g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 13600} = 0,735 м.$$

За физическое атмосферное давление принимается давление, соответствующее 760 мм рт.ст., что равнозначно 10,3 м.вод.ст. или 101325 Н/м².

Если абсолютное давление в жидкости или газе меньше атмосферного, то имеет место вакуум. Вакуумом называется недостаток абсолютного давления до атмосферного

$$P_{вак} = P_{атм} - P_{абс}.$$

Вакуумметрическая высота (рис.2.3) равна

$$h_{вак} = \frac{P_{атм} - P_{абс}}{\rho g}. \quad (2.7)$$

Так как абсолютное давление не может быть отрицательным, то вакуум не может быть больше атмосферного давления.

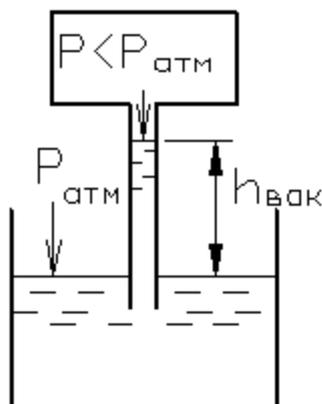


Рис.2.3.

2.3. Приборы для измерения давления

Давление измеряют пьезометрами (рис.2.2), жидкостными и механическими манометрами. Жидкостные манометры применяют при относительно маленьких давлениях - до 3 атм. В качестве рабочей жидкости для манометрических трубок чаще применяют ртуть, а для измерения маленьких давлений - спирт, воду.

На рис.2.4 показаны схемы жидкостных манометров, измеряющих давление в сосуде А.

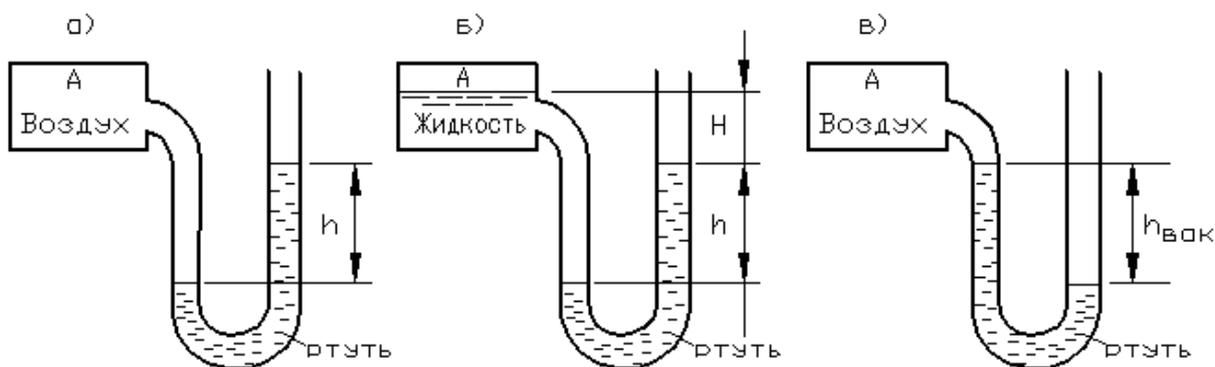


Рис.2.4.

Давление воздуха в сосуде А (рис.2.4 а) будет

$$P_A = \rho gh,$$

где ρ - плотность жидкости в манометрической трубке.

При наличии в сосуде жидкости (рис.2.4 б) избыточное давление над поверхностью будет

$$P_A = (\rho - \rho_{жс})gh - \rho_{жс}gh,$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости в сосуде.

При помощи мановакуумметра (рис. 2.4 в) можно измерять как давление, так и вакуум в пределах шкалы манометрической трубки (на рисунке манометр показывает вакуум).

Для измерения разности давлений в двух точках (рис. 2.5) применяют дифференциальные жидкостные манометры

$$P_1 - P_2 = \rho gh.$$

Если емкости заполнены жидкостью, то

$$P_1 - P_2 = (\rho - \rho_{жс})gh.$$

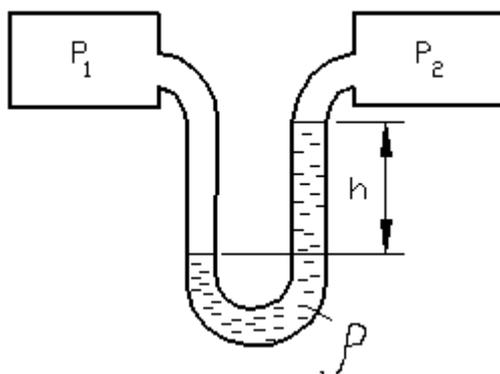


Рис. 2.5.

Механические пружинные (рис.2.6 а) и мембранные (рис.2.6 б) манометры используются для измерения больших избыточных давлений.

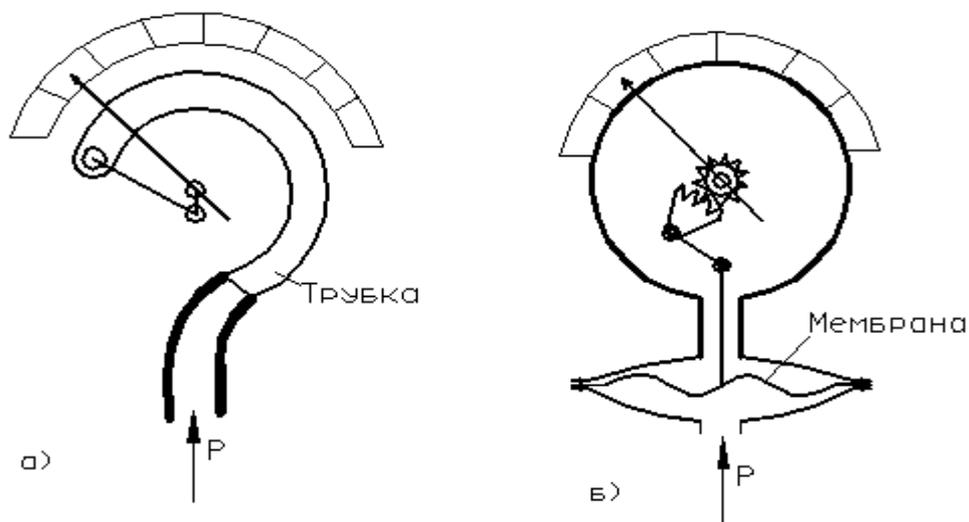


Рис.2.6.

Основная деталь пружинного манометра - это полая латунная трубка, согнутая по кругу. Сечение трубки имеет форму эллипса. Закрытый конец трубки соединен со стрелкой. Трубка, распрямляясь, перемещает показывающую стрелку тем больше, чем больше давление. Пружинные манометры рассчитаны на высокие давления (некоторые специальные конструкции до 10 000 атм).

Мембранные манометры в качестве основной детали имеют мембрану волнообразного сечения. Подведенное под мембрану давление приводит к ее деформации, которая через кинематику передается показывающей стрелке. Мембранные манометры работают в диапазоне от 0,2 до 30 атм. Вакуумметры также бывают пружинные и мембранные со шкалой, отградуированной в мм ртутного столба. В настоящее время в системах автоматики широко применяют различные датчики давления (пьезодатчики, тензометрические, индуктивные, емкостные), преобразующие величину давления в электрический импульс, который легко усиливается и передается на расстояние.

2.4. Сила давления жидкости на плоские поверхности

На ограничивающие поверхности действует сила давления жидкости. Необходимо знать направление, величину и точку приложения силы давления. Линия действия силы будет нормальной к поверхности.

Величина полной силы давления равна (рис.2.7)

$$F_n = (P_0 + \rho g h_c') S, \quad (2.8)$$

где P_0 - давление на свободную поверхность жидкости; h_c' - глубина погружения центра тяжести S рассматриваемой плоской площади под свободную поверхность жидкости; S - площадь поверхности.

Сила избыточного давления будет

$$F = (P_{0 \text{ изоб}} + \rho g h_c') S \quad (2.9)$$

или

$$F = \rho g h_c S,$$

где h_c - расстояние от центра тяжести до пьезометрической плоскости.

В случае открытых сосудов, когда на свободную поверхность действует атмосферное давление, имеем

$$F = \rho g h_c' S.$$

Точка приложения D равнодействующей силы давления называется центром давления. Координата центра давления (рис.2.7 и 2.8) определяется по формуле

$$y_g = y_c + \frac{J_0}{y_c S}, \quad (2.10)$$

где J_0 - момент инерции площадки относительно центральной оси, параллельной свободной поверхности, следовательно, оси X ; y_g , y_c , h_g , h_c - координаты точек C и D) соответственно по оси y и по вертикали.

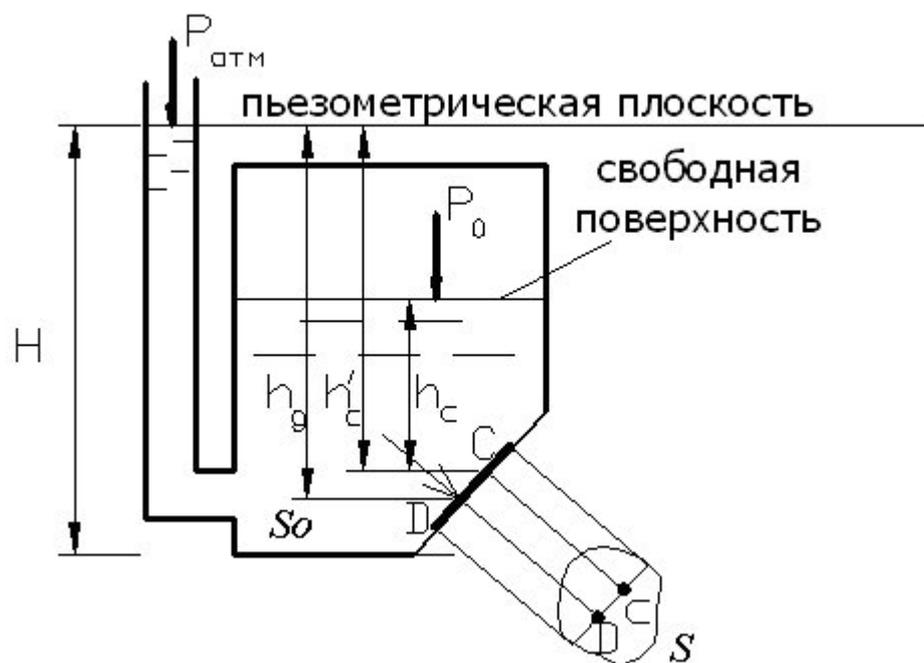


Рис.2.7

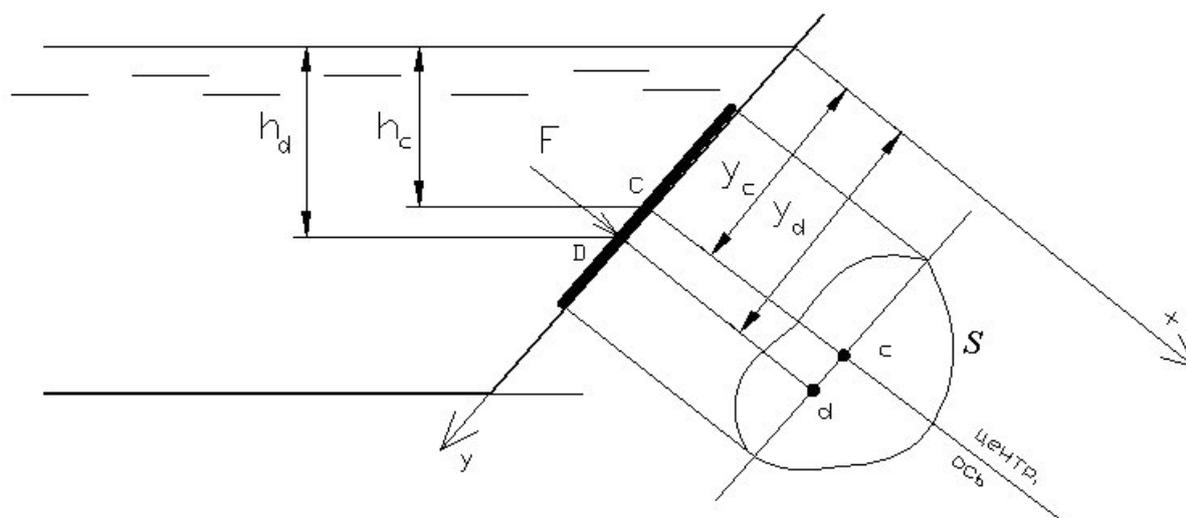


Рис.2.8

Если давление на свободную поверхность отличается от атмосферного (при закрытом сосуде), то координаты y_g и y_c отсчитываются от пьезометрической плоскости.

2.5. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности

Чаще всего в прикладных задачах имеют место цилиндрические, сферические, конические поверхности, имеющие вертикальную плоскость симметрии. Сила давления жидкости в этих случаях сводится к равнодействующей горизонтальной и вертикальной составляющим, лежащим в плоскости симметрии.

На рис.2.9 показана цилиндрическая поверхность, на которую давление жидкости действует с разных сторон.

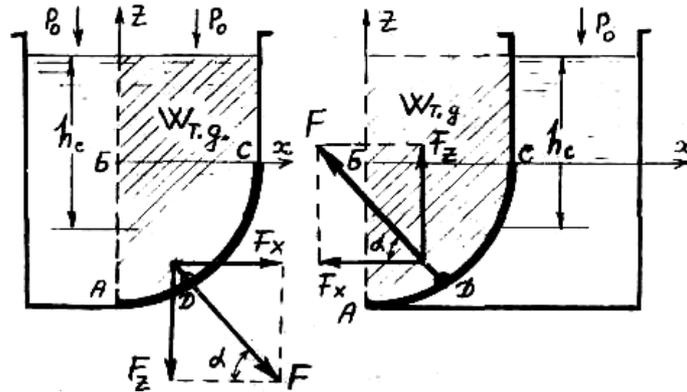


Рис.2.9

Горизонтальная составляющая силы избыточного давления будет

$$F_x = \rho g h_c A_z, \quad (2.11)$$

где A_z - площадь проекции поверхности AC на вертикальную плоскость yoz , т.е. площадь AB; h_c - глубина погружения центра тяжести площади AB под свободную поверхность. Сосуд может быть закрытым, а внешнее давление больше или меньше атмосферного давления. В этом случае глубину погружения центра тяжести необходимо отсчитывать от пьезометрической плоскости. Сила F_x проходит через центр давления площади AB.

Чтобы определить вертикальную составляющую, необходимо найти объем тела давления $W_{т.д.}$. Объемом тела давления называется объем, заключенный между криволинейной поверхностью, пьезометрической плоскостью и вертикальной проектирующей поверхностью.

Вертикальная составляющая избыточной силы давления равна весу жидкости в объеме тела давления независимо от того, заполнен этот объем жидкостью или нет.

$$F_z = \rho g W_{м.д.} \quad (2.12)$$

Сила F_z направлена вертикально вниз, если поверхность смочена сверху, и вверх, если поверхность смочена снизу и проходит через центр тяжести объема тела давления (рис.2.9). Равнодействующая сила равна

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}.$$

Линия действия силы давления наклонена под углом

$$\alpha = \arctg \frac{F_z}{F_x}.$$

Например, найдем объем тела давления для полусферы (рис.2.10). Объем тела давления для поверхности AB будет ABED, а вертикальная сила направлена вниз.

Для поверхности BC объем тела давления будет BCDE, а сила направлена вверх. Следовательно, объем тела давления равен объему полусферы (на рисунке заштрихован). При избыточном давлении на поверхность при

определении F_x отсчет надо вести от пьезометрической плоскости, при этом $W_{т.д}$ не зависит от внешнего давления.

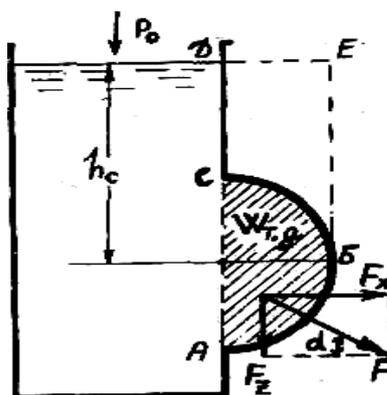


Рис.2.10

2.6. Основные понятия гидродинамики

Гидродинамика - раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и их применение в инженерной практике.

В гидродинамике широко используется понятие "идеальная жидкость", решения для которой применяются и к реальной жидкости с учетом влияния вязкости. Движение жидкости характеризуется скоростью движения частиц и давлением, являющимися функциями координат x, y, z и времени t .

Различают два вида движения: установившееся и неустановившееся.

Установившимся движением называется такой вид движения, при котором скорость U и давление P в данной точке не меняются с течением времени, а зависят только от положения рассматриваемой точки, являясь функцией координат:

$$U = f_1(x, y, z); \quad P = f_2(x, y, z); \quad \rho = f_3(x, y, z).$$

При неустановившемся движении:

$$U = f_1(x, y, z, t); \quad P = f_2(x, y, z, t); \quad \rho = f_3(x, y, z, t).$$

Установившееся движение делится на равномерное и неравномерное.

Л и н и е й т о к а называется линия, проведенная в данный момент времени в движущейся жидкости так, что в любой ее точке вектор скорости частиц совпадает с касательной (рис.2.II). При установившемся движении линия тока совпадает с траекторией частиц.

,

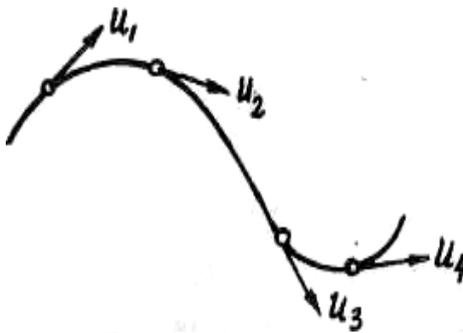


Рис.2.11

Элементарная струйка. Если в движущейся жидкости взять элементарный замкнутый контур и в данный момент через все точки его провести линии тока, то образуется поверхность, называемая трубкой тока. Часть жидкости, заключенная внутри трубки, называется элементарной струйкой (рис.2.12), которая при установившемся движении обладает следующими свойствами: а) имеет постоянную форму, так как линии тока с течением времени не меняются; б) частицы жидкости данной струйки не проникают в соседние струйки наоборот, т.е. элементарная струйка “непроницаема”; в) скорость частиц во всех очках данного поперечного сечения струйки принимается одинаковой ввиду бесконечно малого поперечного сечения.



Рис.2.12

Поток жидкости - совокупность элементарных струек. Поток, не имеющий свободной поверхности, называется напорным в отличие от безнапорных. Например, движение в трубах при полном заполнении сечения является напорным, а в открытых каналах - безнапорным. Поток жидкости или газа, ограниченный газообразной или жидкой средой, называется струей. Гидравлические струи формируются при помощи специальных устройств (сопла, насадки).

Установившееся струйное движение потока, при котором угол расхождения между линиями тока и их кривизна - величины пренебрежимо малые, называется медленно изменяющимся движением.

Живым сечением называется поверхность, в каждой точке которой скорости частиц жидкости направлены по нормали. В общем случае живое сечение имеет форму криволинейной поверхности. Для параллельно-струйного и медленно изменяющегося движения живое сечение будет плоским.

Местной скоростью называется скорость частиц в данной точке потока. Скорость, определенная в некоторый момент времени, называется мгновенной, а среднее значение из достаточно большого числа измерений называется средней по времени скоростью. При движении жидкости вследствие шероховатости стенок и прилипания частиц к твердой поверхности (гипотеза прилипания) происходит торможение движению жидкости. Поэтому у стенок скорость меньше, чем в отдалении от них. Происходит распределение скоростей с образованием некоторого профиля в данном живом сечении (а-а, рис.2.13).

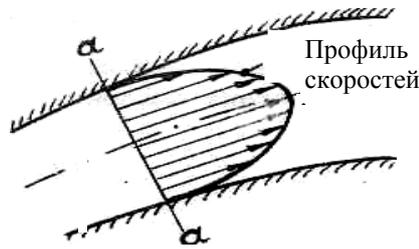


Рис.2.13.

Объемным расходом Q ($\text{м}^3/\text{с}$, л/с) называется объем жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Количество протекающей жидкости можно измерять также в единицах веса (весовой расход - G , Н/с) или массы (массовый расход - M , кг/с).

Средняя скорость потока - это такая скорость, с которой если двигались бы все частицы жидкости, то расход через рассматриваемое живое сечение потока был бы равен истинному расходу, имеющему место при реальном распределении скоростей.

Для элементарной струйки расход через живое сечение $d\omega$ будет

$$dQ = U dS$$

Расход всего потока через данное живое сечение A равен сумме расходов всех элементарных струек.

$$Q = \int_A U dS.$$

Тогда, согласно определению, средняя скорость U будет

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{\int U dS}{S}. \quad (2.13)$$

Уравнение неразрывности для установившегося движения. Основываясь на законе сохранения вещества, на предположении о сплошности (неразрывности) среды и на свойстве "непроницаемости" элементарной струйки, можно для установившегося движения несжимаемой жидкости утверждать, что расход во всех сечениях элементарной струйки один и тот же (рис. 2.13).

$$dQ = U_1 dS_1 = U_2 dS_2 = Const,$$

Аналогичное уравнение расхода для всего потока будет

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = Const. \quad (2.14)$$

Для газообразной жидкости, учитывая изменение плотности от давления, получим уравнение неразрывности (условие сплошности) через массовый расход

$$m = \rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 = \text{Const} . \quad (2.15)$$

2.7. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости

Уравнения движения (Эйлера) следующие:

$$\begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{dU_x}{dt}, \\ y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{dU_y}{dt}, \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{dU_z}{dt},$$

где U_x, U_y, U_z - проекции скоростей; $\frac{dU_x}{dt}, \frac{dU_y}{dt}, \frac{dU_z}{dt}$ - проекции ускорений.

Четвертым уравнением для решения системы (имеем четыре неизвестных параметра: P, U_x, U_y, U_z) является дифференциальное уравнение неразрывности капельной жидкости, имеющее вид

$$\frac{dU_x}{dx} + \frac{dU_y}{dy} + \frac{dU_z}{dz} = 0.$$

2.8. Уравнение Бернулли

Интегрируя уравнения (2.16) для установившегося движения, в поле силы тяжести получится уравнение Бернулли элементарной струйки идеальной капельной жидкости:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} = Const, \quad (2.17)$$

где Z – геометрическая высота центра тяжести произвольно выбранного живого сечения струйки над плоскостью сравнения 0-0 (Рис2.14); $P/\rho g$ – пьезометрическая высота отвечающая гидродинамическому давлению P в центре тяжести сечения струйки; $U^2/2g$ – скоростная высота, отвечающая скорости U в центре тяжести сечения струйки.

Геометрический смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости поясняется рисунком 2.14. Уравнение Бернулли для произвольно выбранного сечения потока идеальной жидкости имеет вид:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = Const, \quad (2.18)$$

где V – средняя скорость потока в данном живом сечении; α – коэффициент учитывающий неравномерность распределения скоростей частиц жидкости по живому сечению потока.

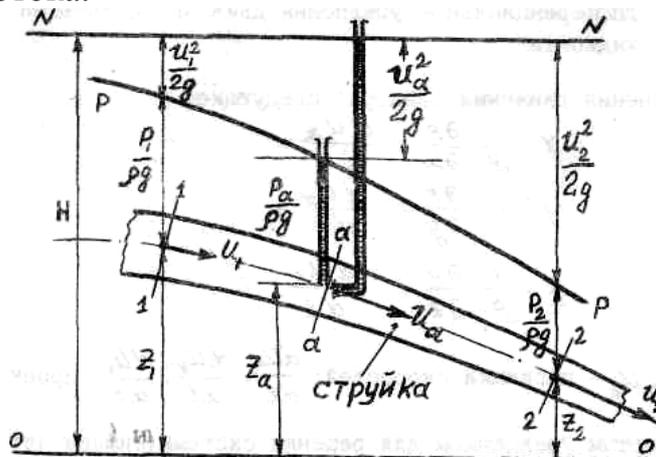


Рис.2.14.

Уравнение Бернулли для двух сечений потока реальной жидкости примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\omega_{1-2}}, \quad (2.19)$$

где $h_{\omega_{1-2}}$ – сумма потерь напора между двумя сечениями.

Геометрический смысл уравнения Бернулли (2.19) поясняется рисунком 2.15.

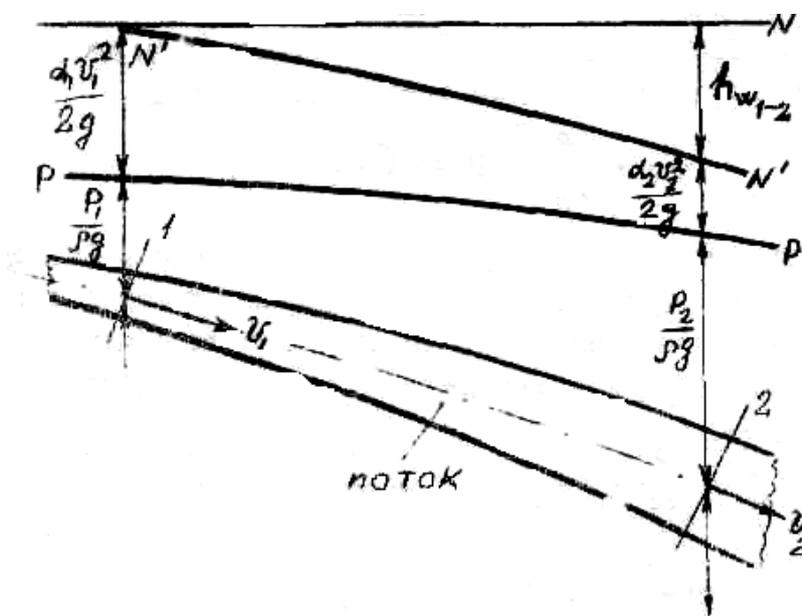


Рис.2.15.

С энергетической точки зрения уравнения Бернулли выражают закон сохранения энергии применительно к движению жидкости.

Сумма трех слагаемых уравнения Бернулли представляет полную энергию единицы веса жидкости в данном сечении, называемую удельной энергией:

Z - удельная потенциальная энергия положения; $\frac{P}{\rho g}$ - удельная потенциальная энергия давления; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия; h_w - суммарные потери удельной энергии.

Уравнение Бернулли для газов зависит от характера термодинамического процесса (1.10 - 1.13), так как $\rho=f(P)$.

В общем случае (политропический процесс)

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/n},$$

а уравнение Бернулли будет

$$Z_1 + \frac{n}{n-1} \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{n}{n-1} \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 U_2^2}{2g} + h_{w1-2}, \quad (2.20)$$

или с учетом (1.9)

$$Z_1 + \frac{1}{g} \frac{n}{n-1} RT_1 + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{1}{g} \frac{n}{n-1} RT_2 + \frac{U_2^2}{2g} + h_{w1-2}. \quad (2.21)$$

При адиабатическом процессе в уравнениях (2.20) и (2.21) $n=k$. При изотермическом процессе ($T = \text{Const}$) $P = \rho RT = \text{Const}$.

$$RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{U_1^2}{2} = RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{U_2^2}{2} + gh_{w1-2}. \quad (2.22)$$

На практике величиной $\Delta Z = Z_1 - Z_2$ пренебрегают. Тогда для адиабатического процесса без учета потерь получим

$$T_1 - T_2 = \frac{k-1}{kR} \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right). \quad (2.23)$$

Существует соотношение

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dS} = \frac{dU}{dS} (M^2 - 1) \frac{1}{U}, \quad (2.24)$$

где A - площадь живого сечения; U - скорость газа; $a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}}$ - скорость звука в

газе; $M = \frac{U}{a}$ - число Маха.

Из (2.24) следует:

1. Если $U < a$ (дозвуковая скорость), то $M < 1$, $(M^2 - 1) < 0$.

При $\frac{dA}{dS} > 0$ $\frac{dU}{dS} < 0$ - это значит, что при увеличении площади живого сечения скорость газа уменьшается, как и в случае капельной жидкости.

2. Если $U > a$ (сверхзвуковая скорость), то $M > 1$, $(M^2 - 1) > 0$.

При $\frac{dA}{dS} > 0$ $\frac{dU}{dS} > 0$, т.е. при увеличении площади живого сечения

скорость газа увеличивается в отличие от случая капельной жидкости.

2.9. Режимы движения жидкости

Опыты показывают, что существуют два режима течения жидкостей и газов: ламинарное течение (слоистое), при котором отдельные струи жидкости при движении не смешиваются между собой и течение протекает без пульсаций скоростей частиц; турбулентное течение, при котором струи жидкости интенсивно и беспорядочно перемешиваются и имеет место пульсация местных скоростей.

Режимы движения можно наблюдать на установке (рис.2.16).

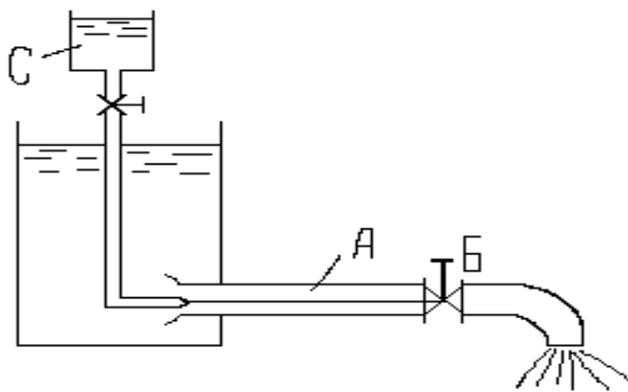


Рис.2.16.

Жидкость течет в стеклянной трубе А со скоростью, регулируемой краном В, В поток жидкости запускается тонкая струя окрашенной жидкости из бачка С. До некоторой скорости течения эта струя течет, не смешиваясь с жидкостью, что говорит о ламинарном течении. С увеличением скорости наступает момент, когда ламинарный режим переходит в турбулентный, начинается перемешивание окрашенной струи с жидкостью. Скорость, при которой происходит смена режимов течения, называется критической – $V_{кр}$.

Установлен безразмерный критерий (параметр), названный числом Рейнольдса (Re). В частности, для труб круглого сечения

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (2.25)$$

где V - средняя скорость потока; d - диаметр трубы; ν - коэффициент кинематической вязкости.

Ламинарный режим течения сохраняется до критического значения числа Рейнольдса, равного

$$Re_{кр} = 2320.$$

При $Re > 2320$ начинается образование возмущений, т.е. турбулентный режим. Следовательно, критическая скорость равна:

$$V_{кр} = Re \frac{V}{d}.$$

2.10. Гидравлические сопротивления и потери напора

Из уравнения Бернулли для потока реальной жидкости (2.19) следует, что при равномерном изотермическом движении (силы инерции отсутствуют, $V_1 = V_2$, вязкость постоянна)

$$h_{w1-2} = \left(Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left(Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right). \quad (2.26)$$

В горизонтальных трубах ($Z_1 = Z_2$):

$$h_{w1-2} \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.27)$$

где ΔP - потери давления по длине l между сечениями.

При гидравлических расчетах насосных установок гидроприводов и систем гидроавтоматики необходимо определить величину потерь с целью подбора источника питания гидросистем, способного создать потребное давление.

Потери напора (давления) делят на два вида:

1) потери напора по длине потока – h_l ;

2) местные потери – h_m , которые возникают при изменении конфигурации потока, деформации эпюры распределения скоростей, завихрениях, что приводит к дополнительному расходу энергии. Например, краны, повороты, диафрагмы, клапаны и т.д. Суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = \Sigma h_l + \Sigma h_m. \quad (2.28)$$

рис.2.17 и 2.18 показаны величины потерь по длине и в местном сопротивлении согласно (2.27).

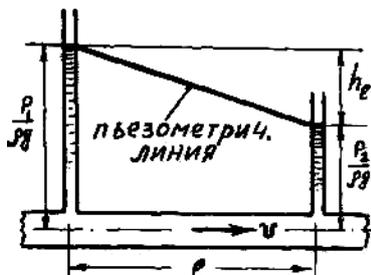


Рис.2.17.

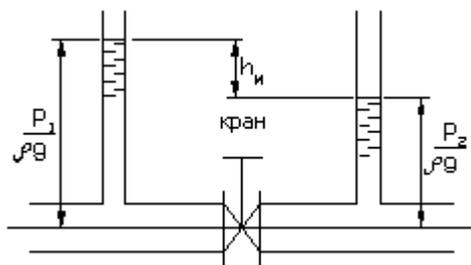


Рис.2.18.

На рис.2.19 изображены суммарные потери по длине и в местных сопротивлениях согласно уравнению Бернулли (2.19). Трубопровод состоит из трех участков, в которых потери по длине будут h_{L1} , h_{L2} , h_{L3} . В начальном сечении 0-0 пьезометрическая высота - $\frac{P_0}{\rho g}$, а в произвольном сечении а-а — $\frac{P_a}{\rho g}$, Пьезометрическая линия А характеризует изменение давления по течению потока, N-N - напорная плоскость (линия энергии идеальной жесткости). Потери напора (энергии) вдоль потока характеризуются линией энергии реальной жидкости Б.

Потери в местных сопротивлениях (внезапное сужение потока 1-1, кран 2-2 и выход из трубы 3-3) отмечены ступеньками на линии энергии Б (h_{M1} , h_{M2} , h_{M3}).

Таким образом, суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} + h_{M1} + h_{M2} + h_{M3}.$$

Чтобы найти расчетные формулы для определения потерь напора по длине при разных режимах движения рассмотрим характер распределения скоростей и понятие о гидравлической шероховатости.

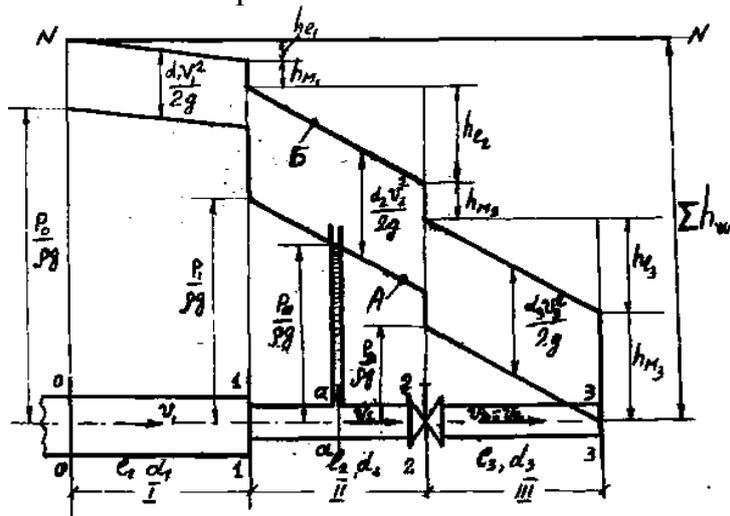


Рис.2.19.

Распределение скоростей (эюра скоростей) по живому сечению потока зависит от режима течения жидкости.

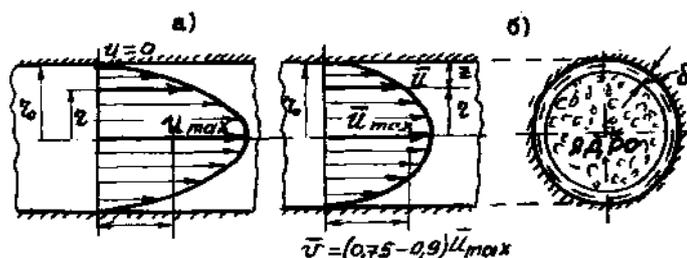


Рис.2.20.

При ламинарном режиме течения в круглой трубе (рис.2.20 а) закон распределения скоростей является параболическим (закон Стокса) и имеет вид

$$U = \frac{\Delta P}{4\mu l}(r_0^2 - r^2), \quad (2.29)$$

где ΔP - потери давления по длине l ; μ - динамическая вязкость; r_0 - радиус трубы; r - радиус рассматриваемой точки.

Максимальная скорость имеет место на оси ($r=0$)

$$U_{max} = \frac{\Delta P}{4\mu l} r_0^2, \quad (2.30)$$

Средняя скорость $V=0,5U_{max}$ выражается формулой

$$V = \frac{\Delta P}{8\mu l} r_0^2. \quad (2.31)$$

Расход или потери рассчитываются по формуле Пуазеля:

$$Q = \frac{\Delta P \pi}{8\mu l} r_0^4, \quad \Delta P = \frac{8\mu l}{\pi r_0^4} Q. \quad (2.32)$$

При турбулентном режиме (рис.2.20 б) скорости частиц по живому сечению меняются во времени (пульсируют), поэтому в формулы вводят осредненные во времени скорости, которые обозначают черточкой. Полуэмпирический закон распределения скоростей при турбулентном режиме в безразмерной форме носит логарифмический характер:

$$\frac{\vec{U}_{max} - \vec{U}}{V_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{r_0}{z}, \quad (2.33)$$

где z - расстояние от стенки; k - опытный коэффициент, равный в среднем 0,4; V_* - имеет размерность скорости и называется динамической скоростью.

Отношение $\frac{\vec{U}}{\vec{U}_{max}} = 0,75-0,9$ при турбулентном режиме тем больше, чем больше число Рейнольдса.

Отметим, что турбулентный поток (рис.2.20 б) состоит из основного ядра и относительного тонкого ламинарного слоя толщиной δ , имеющего большое значение при расчете потерь напора и формировании потока.

Гидравлическая шероховатость. Внутренняя поверхность труб может быть технически гладкой или шероховатой с выступами - Δ .

Относительной шероховатостью называется отношение $\frac{\Delta}{r_0}$, а относительной

гладкостью - $\frac{r_0}{\Delta}$.

С гидравлической точки зрения различают гидравлически гладкие поверхности (толщина ламинарного слоя $\delta_{л} > \Delta$) и гидравлически шероховатые ($\delta_{л} < \Delta$). В первом случае выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем, а во втором - обнажены на ту или иную величину.

Ф о р м у л а Д а р с и - В е й с б а х а. Для расчета потерь напора (давления) по длине в круглой трубе используют формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_{\ell} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (2.34)$$

или

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2}, \quad (2.35)$$

где h_{ℓ} и ΔP – соответственно потери напора и давления; l , d - длина и диаметр трубопровода; λ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Формулу Дарси-Вейсбаха применяют как для ламинарного, так и для турбулентного режимов движения, определяя при этом коэффициент λ по соответствующим формулам.

Исследования показали, что значение λ зависит как от числа Re , так и от относительной шероховатости. На основе анализа экспериментальных данных установлены три характерные области для определения коэффициента λ .

П е р в а я о б л а с т ь соответствует ламинарному движению жидкости и ограничена числом $Re \leq 2320$. Коэффициент λ зависит только от числа Re и не зависит от шероховатости. В этой зоне потери напора пропорциональны скорости в первой степени.

Для стабилизированного ламинарного режима (вдали от входа в трубопровод) имеем

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.36)$$

Для начального участка трубопровода необходимо принять

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

При расчете трубопроводов гидропривода принимаем

$$\lambda = \frac{75 \div 150}{Re},$$

где 75-для стальных труб, а 150 - для гибких шлангов.

В т о р а я о б л а с т ь - гидравлически гладкие трубы ($\Delta < \delta$). В этой области λ зависит только от числа Re , границы которого будут $2320 < Re < 50 \frac{r_0}{\Delta}$.

Режим движения - слабый, турбулентный, а потери напора пропорциональны скорости в степени 1,75, $h_w = k_{гл} \cdot V^{1,75}$ ($k_{гл}$ - коэффициент пропорциональности).

Расчет λ для гидравлически гладкой области проводят по формуле Блазиуса

$$\lambda_{zl} = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}. \quad (2.37)$$

После второй области следует переходная область, где выступы шероховатости Δ начинают оказывать влияние на потери напора, а следовательно, на коэффициент λ в этой области

$$\lambda_{nep} = f\left(R_e \frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{nep} \cdot V^{1,75+2},$$

число Re находится в пределах $50 \frac{r_0}{\Delta} < Re < 1100 \frac{r_0}{\Delta}$.

Третья область соответствует развитому турбулентному движению, когда потери напора пропорциональны квадрату скорости (квадратичная область), а коэффициент λ зависит только от шероховатости и не зависит от числа Re :

$$\lambda_{кв} = f\left(\frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{кв} \cdot V^2.$$

Область следует после $Re > 1100 \frac{r_0}{\Delta}$.

В области квадратичных сопротивлений можно пользоваться формулой А.Д. Альштуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{R_e} + \frac{\Delta_э}{2r_0} \right)^{0,25}, \quad (2.38)$$

где $\Delta_э$ - абсолютная шероховатость.

Ламинарное течение жидкости наблюдается в щелевых и кольцевых зазорах гидравлических устройств гидроприводов и систем гидроавтоматики. Для плоского зазора (рис.2.21 а) расход жидкости в зазоре между пластинами будет

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \delta^3 \cdot B}{12\mu l},$$

где, l В, δ - соответственно длина, ширина, высота зазора;

$\Delta p = (p_1 - p_2)$ - перепад давления в зазоре.

Зная расход через зазор, можно определить перепад давления. Кольцевые зазоры (рис.2.21 б) широко встречаются в гидросистемах (плунжер-цилиндр, золотник-гильза, клапаны и т.д.). Расход через кольцевой зазор будет

$$Q = \pi d \frac{\Delta p \cdot \delta^3}{12 \mu l}$$

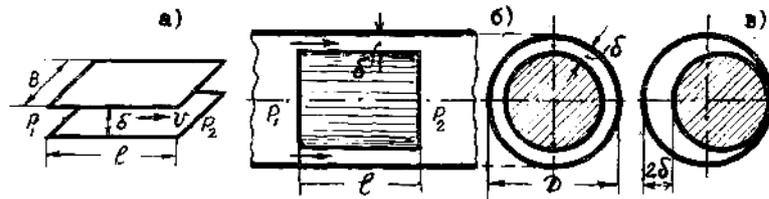


Рис.2.21

При максимальном эксцентриситете, равном 2δ (рис.2.21 в), расход через зазор увеличивается в 2,5 раза по сравнению с концентрическим зазором.

При движении газов или воздуха по трубопроводам различают два случая.

- 1) Движение при малых перепадах давления, когда можно пренебречь сжимаемостью газа или воздуха и считать плотность постоянной по длине трубопровода:

$$\frac{\Delta P}{P_{cp}} \leq 5\%; \quad P_{cp} = \frac{P_1 + P_2}{2},$$

где P_1 и P_2 - давления в конечных сечениях трубопровода.

- 2) Движение при больших перепадах давления

$$\frac{\Delta P}{P_{cp}} > 5\%,$$

когда необходимо учитывать непрерывное изменение плотности от давления вдоль потока.

Таким образом, для газопроводов низкого давления ($P_{cp} \leq 500$ мм вод. ст.) потери давления можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха (2.35). Значение λ рекомендуется считать по формуле Альштуля (2.38).

Для газопроводов высокого давления ($P_{cp} > 500$ мм вод. ст.) потери напора при изотермическом течении газа определяют по формуле

$$\frac{P_n^2 - P_k^2}{l} = 13,7 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \rho g, \quad (2.39)$$

где l - длина газопровода в км; d - диаметр в см; P_n и P_k - начальное и конечное давления в ата; Q - расход газа в м³/ч, отнесенный к нормальным условиям.

Значение λ в этой формуле также рекомендуется вычислять по формуле Альштуля (2.38).

Местные потери зависят от скорости местных сопротивлений и определяются по формуле

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (2.40)$$

или

$$\Delta P = \zeta \frac{V^2}{2} \rho, \quad (2.41)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления.

Значения ζ устанавливаются экспериментальным путем и даются в справочниках. Приведем значения коэффициента ζ лишь для некоторых местных сопротивлений, показанных на схемах (рис.2.22):

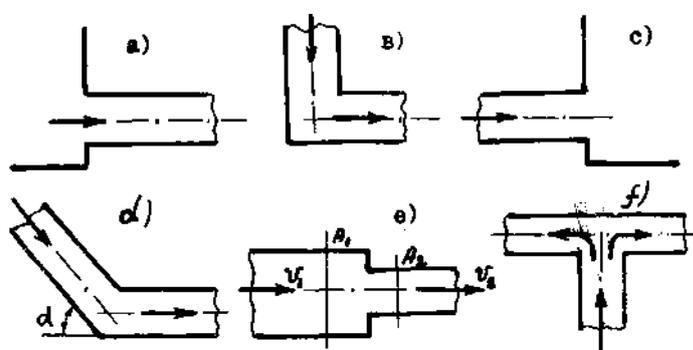


Рис.2.22.

- а) выход из резервуара в трубу, $\zeta=0,5$; б) поворот при прямом колене, $\zeta=1,0 \div 2$;
 в) вход в большую емкость, $\zeta= 1,0$; г) (резкий поворот, $\zeta= 0,05-2,4$ (при $\alpha= 20-140^\circ$); д) внезапное сужение потока; при отношении $\frac{S_2}{S_1}$ площадей сечений от 0,01 до 0,8) $\zeta= 0,5 \div 0,15$; е) разъединение потока, $\zeta = 1,0-1,5$.

Рис.2.22. Коэффициент потерь для кранов и задвижек зависит от конструкции и степени открытия (например, для открытой задвижки $\zeta=0,2$). При выходе из трубы в емкость скоростной напор теряется полностью, поэтому $\zeta=1,0$. Приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений справедливы для турбулентного течения. При ламинарном режиме сказываются силы вязкостного трения, поэтому коэффициенты местных сопротивлений несколько больше, чем при турбулентном режиме.

2.11. Основы расчета трубопроводов

Трубопроводы, у которых местные потери напора составляют менее 10 % от потерь по длине, считаются гидравлически длинными, если же более 10 %, то гидравлически короткими.

Простым трубопроводом называется трубопровод из одного или нескольких последовательно соединенных труб разного диаметра (рис.2.23).

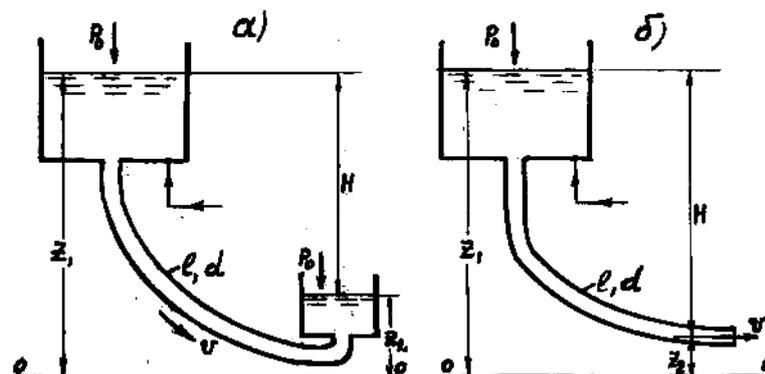


Рис.2.23

Истечение жидкости может происходить под уровень (рис.2.23 а) или в атмосферу (рис.2.23 б).

Уравнение Бернулли для свободных поверхностей жидкости при истечении под уровень будет

$$Z_1 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \Sigma h_w.$$

Величиной скоростного напора можно пренебречь (мала по сравнению с другими членами). Обозначая $Z_1 - Z_2 = H$, получим

$$H = \Sigma h_w.$$

Аналогично при истечении в атмосферу имеем

$$H = h_w + \frac{V^2}{2g}.$$

Таким образом, разность напоров полностью расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений по пути движения жидкости, а при истечении в атмосферу часть напора расходуется на создание кинетической энергии, уносимой потоком из трубы.

Для расчета трубопроводов используются формулы (2.34), (2.35), (2.41). Тогда

$$\Delta P = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right). \quad (2.42)$$

Имея в виду, что $Q = V \cdot A$ (A - площадь поперечного сечения трубопровода), получим

$$\Delta P = Q^2 \left(\lambda \frac{l \cdot \rho}{2d \cdot S^2} + \Sigma \zeta \frac{\rho}{2S^2} \right). \quad (2.43)$$

или, обозначая выражение в скобках через B , получим

$$\Delta P = B \cdot Q^2. \quad (2.44)$$

Коэффициент В учитывает все виды сопротивлений, включая сопротивления на входе и выходе трубопровода.

Последовательное соединение трубопроводов. Рассмотрим как пример несколько труб (рис.2.24) различной длины, диаметра, соединенных последовательно и содержащих различные местные сопротивления (внезапные сужения, кран, вход и выход из трубы – 1,2,3,4,5). Очевидно, что расход во всех

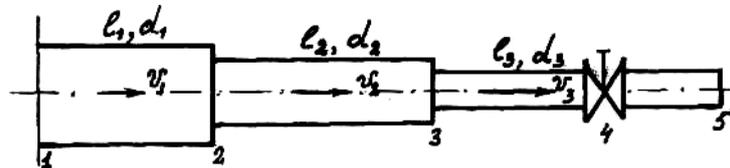


Рис.2.24

трубах один и тот же, а полная потеря напора (давления) между их числом и концом трубопровода равна сумме всех потерь, тогда расчетные уравнения

$$Q_1=Q_2=Q_3=Q \text{ ,}$$

$$\Delta P=\Sigma\Delta P_L+\Sigma\Delta P_M \text{ ,}$$

где $\Sigma\Delta P_L$ - сумма линейных потерь; $\Sigma\Delta P_M$ - сумма местных потерь.

В развернутом виде имеем

$$\Sigma\Delta P_L = \rho \left(\lambda_1 \frac{L_1 V_1^2}{d_1 2} + \lambda_2 \frac{L_2 V_2^2}{d_2 2} + \lambda_3 \frac{L_3 V_3^2}{d_3 2} \right) \text{ ,}$$

$$\Sigma\Delta P_M = \rho \left(\zeta_1 \frac{V_1^2}{2} + \zeta_2 \frac{V_2^2}{2} + \zeta_3 \frac{V_3^2}{2} + \zeta_4 \frac{V_4^2}{2} + \zeta_5 \frac{V_5^2}{2} \right) \text{ .}$$

П а р а л л е л ь н о е с о е д и н е н и е т р у б о п р о в о д о в. При параллельном соединении простых трубопроводов (рис.2.25) поток жидкости из водной магистрали разделяется на несколько участков, которые затем вновь соединяются в один магистральный трубопровод. Рассмотрим наиболее простой случай, когда точки входа А и выхода Б всех трубопроводов совпадают.

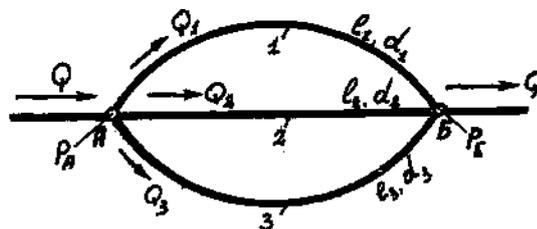


Рис.2.25

При этом потери напора во всех трубопроводах равны

$$\Delta p_1=\Delta p_2=\Delta p_3=p_A-p_B.$$

С учетом (2.43) и (2.44) имеем

$$B_1 Q_1^2 = B_2 Q_2^2 = B_3 Q_3^2 \text{ ,} \tag{2.45}$$

а из условий неразрывности

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3. \tag{2.46}$$

При заданном расходе Q и параметрах трубопровода определяем перепад давления $P_A - P_B$.

2.12. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется явление изменения давления в гидросистеме в связи со значительным изменением скорости движения жидкости в течение короткого интервала времени. Особенно отчетливо гидравлический удар проявляется при внезапной остановке жидкости, например, при закрытии задвижки на трубопроводе, при работе клапанов и золотниковых регуляторов гидропривода, в устройствах изменения направления потока и т.д. Увеличение давления при этом может быть столь значительным, что может вызвать серьезные аварии в системе. Поэтому в системах, подверженных гидравлическому удару, применяют специальные гасители и компенсаторы удара.

При гидравлическом ударе происходит колебательное движение жидкости, которое постепенно затухает вследствие наличия сил вязкостного трения. На рис.2.26 показан график изменения давления у запорного устройства, которое находится на расстоянии L от источника питания.

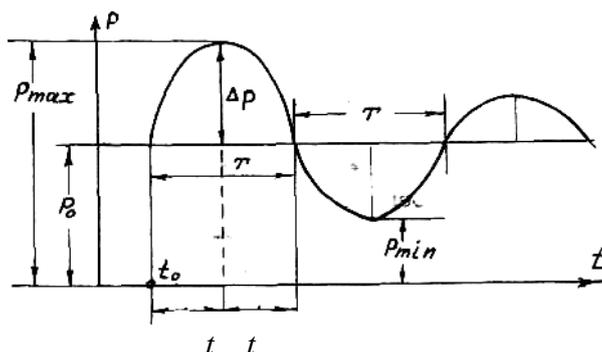


Рис.2.26

За время t волна повышенного давления распространяется на всю длину трубопровода. Тогда фазой удара будет промежуток времени

$$T = 2t = \frac{2l}{\alpha},$$

где α - скорость распространения волны гидравлического удара.

Максимальное давление при гидравлическом ударе будет

$$P = P_0 + \Delta P,$$

где ΔP - повышение давления при ударе; P_0 - начальное давление. Величину ΔP рассчитывают по формуле Н.Е.Жуковского: а) при полном закрытии запорного устройства

$$\Delta P = \rho \alpha V_0, \quad (2.47)$$

б) при неполном закрытии

$$\Delta P = \rho \alpha (V_0 - V), \quad (2.48)$$

где V_0 - начальная скорость жидкости; V - скорость жидкости после частичного закрытия запорного устройства.

Скорость распространения ударной волны зависит от упругости жидкости и материала трубы, а также от диаметра и толщины стенки трубы

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{\sqrt{1 + \frac{\kappa \cdot d}{E \cdot \delta}}}, \quad (2.49)$$

где κ - модуль упругости жидкости; E - модуль упругости материала трубы; α , δ - диаметр и толщина стенки трубы; $\alpha_0 = \sqrt{\frac{\kappa}{\rho}}$ - скорость звука в неограниченной среде с плотностью ρ .

Различают прямой удар, когда время закрытия запорного устройства $t_{\text{зак}} \leq \frac{2L}{\alpha}$, и непрямой удар, когда $t_{\text{зак}} > \frac{2L}{\alpha}$.

При прямом ударе

$$\Delta p = \rho \alpha V_0. \quad (2.50)$$

При непрямом ударе

$$\Delta p = \alpha \rho V_0 \frac{T}{t_{\text{зак}}}. \quad (2.51)$$

Модуль объемной упругости для деаэрированного минерального масла $\kappa = 16 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$; для стали $E = 20.6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$; для воды $\kappa = 19.6 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$. Скорость распространения звука в минеральных маслах - (1300÷1400) м/с (для АГМ-10 при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, 1290 м/с), в воде - 1425 м/с.

При наличии в масле нерастворенного воздуха модуль упругости жидкости снижается, поэтому скорость ударной волны и величина ударного давления также будут ниже, чем при деаэрированной жидкости.

В гидроприводах и системах гидроавтоматики важное значение приобретают вопросы, связанные с гидравлическим ударом, так как скорости течения в них имеют большие значения (до 30 м/с), а время переключения запорных устройств доведено до тысячных долей секунды. Забросы давления в этих аппаратах могут в несколько раз превышать номинальное рабочее давление в гидросистеме. Так, например, испытания показали, что при переключении распределителей забросы давления достигали до 250 атм при рабочем давлении 100 атм.

Гидравлический удар наблюдается в отводах, причем повышение давления при ударе в какой-либо ветви гидросистемы вызывает гидравлический удар во всех отводах от нее и в особенности - в тупиковых (линии подсоединения измерительных и контрольных приборов).

2.13. Истечение жидкости и газов через отверстия и насадки

Возьмем большой резервуар с жидкостью, имеющий отверстие в стене на глубине H (рис.2.27). Основным вопросом является определение скорости истечения и расхода жидкости для разных форм отверстий и насадок. Отверстия могут иметь различную геометрическую форму. Истечение жидкости через отверстия и насадки может происходить в атмосферу (незатопленное отверстие) или под уровень жидкости (затопленное отверстие).

При истечении жидкости через отверстия в тонкой стене или отверстия с острой кромкой (рис.2.27) происходит сжатие струи на выходе, так как частицы жидкости на выходе изменяют траекторию движения.

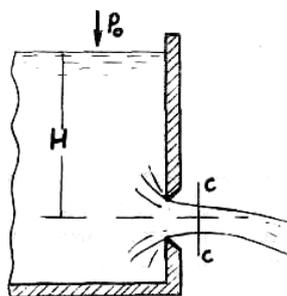


Рис.2.27.

В суженной части $C-C$ площадь сечения струи A_c меньше площади отверстия A . Если другие факторы не влияют на выход струи, то происходит совершенное сжатие струи по всему периметру (полное сжатие). Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия струи.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S}.$$

Для круглого отверстия с острыми кромками $\varepsilon = 0,64$. Считается, что при истечении жидкости через малые отверстия возникают только местные потери напора.

Скорость истечения в суженном сечении $C-C$ будет

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (2.52)$$

где α - коэффициент кинетической энергии; ζ - коэффициент сопротивления отверстия; φ - коэффициент скорости.

Расход жидкости

$$Q = V_c S_c = \varepsilon \varphi S \sqrt{2gH}.$$

Обозначив коэффициент расхода через $\mu = \varepsilon \varphi$, получим

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}. \quad (2.53)$$

Величина H называется напором истечения. Истечение может происходить при постоянном напоре (установившееся движение) и переменном напоре (неустановившееся движение).

Истечение может происходить из одной емкости в другую (затопленное истечение), причем емкости могут быть закрытыми и открытыми, со свободной поверхностью жидкости и без неё. При всех случаях под напором истечения понимается разность напоров (давлений) до и после отверстия (рис.2.28)

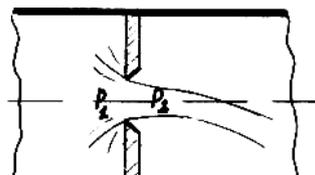


Рис.2.28

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.54)$$

где ΔP - разность давлений.

Формула (2.53) с учетом (2.54) примет вид

$$Q = \mu S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (2.55)$$

Коэффициенты μ , ϵ , ϕ зависят от числа Рейнольдса. Однако при $Re > 10^4$ эти коэффициенты практически постоянны.

Насадками называют короткие трубы с постоянным или меняющимся сечением по длине. В гидросистемах насадки применяются для обеспечения требуемых энергетических характеристик системы и для формирования струи. Длина насадков принимается $(3 \div 5) d$, где d - диаметр входного отверстия.

Расчет скорости и расхода через насадки производится по формулам (2.52), (2.55) для отверстий с той лишь разницей, что значения коэффициентов скорости и расхода зависят от типа насадка. Схемы основных типов насадков приведены на рис.2.29.

Внешний цилиндрический насадок (рис.2.29 а). Струя при входе в насадок сжимается, образуя зону пониженного давления, затем снова расширяется и заполняет все сечение.

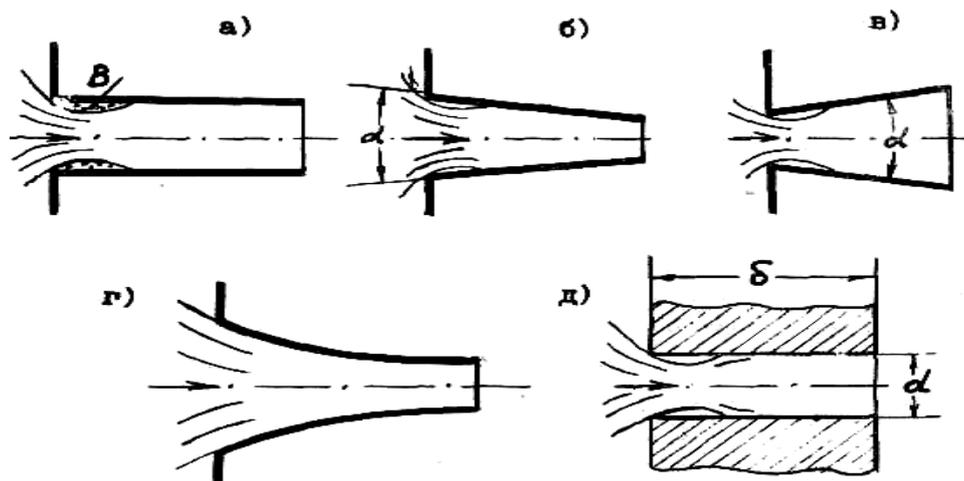


Рис.2.29

Подсасывающее действие приводит к увеличению расхода до 30 % по сравнению с отверстием такого же диаметра. Коэффициент расхода цилиндрического насадка $\mu=0,82$. При закруглении входных кромок коэффициент расхода возрастает до 0,92. На выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия ($\epsilon=1$), следовательно, $\mu=\phi$. Роль такого насадка в гидросистемах обычно выполняют отверстия в толстых стенах гидроагрегатов (рис.2.29 д), когда толщина стенки $\delta=(2,5\div 3)\alpha$. При малой длине (до $1,5\alpha$) струя вытекает из насадка, не касаясь его стенок, т.е. происходит срыв работы насадка. Конически сходящийся насадок (рис.2.29 б) - конфузур, при номинальном угле конусности $\alpha=13^{\circ}24'$ имеет $\mu=0,95$, обеспечивает минимальные потери и применяется в гидроусилителях типа струйной трубки.

Конически расходящийся насадок - диффузор (рис.2.29 в) применяется для преобразования кинетической энергии в энергию давления ($\mu=0,45$). Течение в этих насадках безотрывное при углах конусности меньше 13° . Коноидальный насадок или сопло (рис.2.29 г) очерчивается по форме сжимающейся струи, что обеспечивает безотрывность течения внутри насадка, компактную струю на выходе и устойчивый режим истечения ($\mu=\phi=0,96\div 0,99$).

Отметим, что при истечении через насадки жидкости повышенной вязкости (минеральные масла в гидроприводах) большое влияние на параметры истечения оказывает вязкость. В частности, коэффициент расхода имеет вышеприведенные значения при $Re>5000$. При уменьшении числа Рейнольдса коэффициент расхода резко уменьшается.

Истечение газа из отверстий. Расчеты течения газа в элементах пневмосистем сводятся к расчетам истечения газа из резервуаров (баллонов) или их заполнения. Заполняемые и опорожняемые емкости могут быть практически неограниченными или ограниченными. Истечение газа происходит при разрядке гидроаккумуляторов, опорожнении пневмоцилиндров, опорожнении газовых баллонов в процессе питания пневмосистем. К случаям наполнения резервуаров ограниченной емкости относятся наполнение пневмоцилиндров и зарядка газогидравлических аккумуляторов. При заполнении сжатым воздухом какой-либо емкости воздух в начальный момент, когда давление в заполняемой емкости минимальное, течет,

расширяясь с максимальной скоростью, которая по мере выравнивания давления в источнике питания и заполняемой емкости понижается, достигая нулевого значения при полном выравнивании. При опорожнении емкости происходит обратный процесс. Очевидно, при этом температура будет переменной вследствие расширения или сжатия воздуха, что необходимо учесть при расчетах. Задача заключается в определении времени заполнения или опорожнения до заданного уровня давления или до полного выравнивания давления. В основе всех этих расчетов лежит задача об истечении газа из резервуара неограниченной емкости. Для определения массового расхода исходят из условия неразрывности потока при установившемся движении газа. Рассмотрим истечение газа из резервуара через отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 2.30). Внутри сосуда (сечение I-I) давление P_1 , плотность ρ_1 , температура T_1 , $U_1 \approx 0$ - скорость газа, а на выходе (сечение 2-2) соответственно P_2 , ρ_2 , T_2 , U_2 . Процесс истечения можно считать

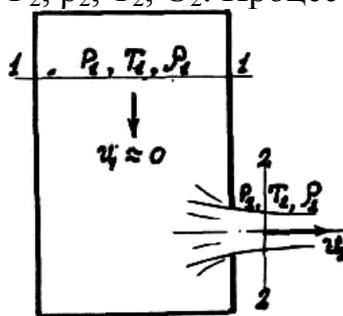


Рис.2.30

адиабатическим, т.к. на весьма коротком пути влиянием теплообмена можно пренебречь. При истечении газа с дозвуковой скоростью давление в сжатом сечении равно давлению окружающей среды; при этом массовый расход газа будет

$$m = \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k+1/k} \right]}, \quad (2.56)$$

где μ - коэффициент расхода, учитывающий влияние сжатия струи, скорости на подходе и др.; A - площадь сечения отверстия.

Формула (2.56) показывает, что при заданных A , P_1 , ρ_1 массовый расход зависит от давления среды, куда происходит истечение, т.е. от величины отношения $\beta = \frac{P_2}{P_1}$. При $\beta=0$ и $\beta=1$ $m=0$. Это означает, что при некотором

критическом значении $\beta_{кр} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{кр}$ расход достигает максимального значения -

m_{max} (рис. 2.31). Для воздуха $\beta_{кр}=0,53$ или $(P_2)_{кр}=0,53 P_1$. Скорость истечения при максимальном расходе называют критической

$$U_{кр} = a_2 = \sqrt{\kappa \frac{P_2}{\rho_2}},$$

где a - скорость звука, соответствующая условиям в сжатом сечении. Таким образом, максимальный расход соответствует критической скорости, которая

определяется состоянием газа в сосуде (P_1, T_1, ρ_1) и совершенно не зависит от противодействия той среды, куда происходит истечение.

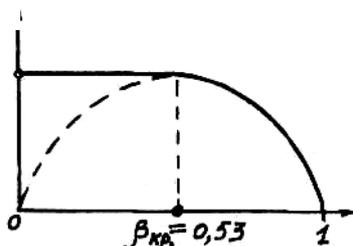


Рис. 3.1

глава третья

ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВОСИСТЕМ

3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. На рис.3.1 показана структурная схема гидропривода.

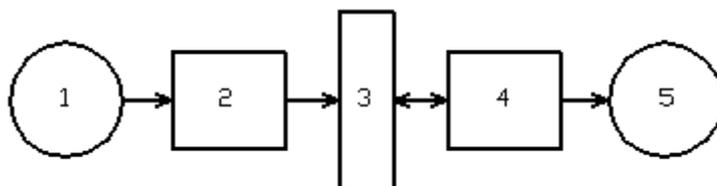


Рис.3.1

Приводной двигатель 1 вырабатывает механическую энергию и является входным звеном гидропривода. Источником питания 2 гидроприводов служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости. Иногда в схему гидросистемы включают аккумуляторы энергии, эпизодически становящиеся источником питания. В пневмоприводах источником питания служат компрессоры.

Гидравлическая (пневматическая) энергия (давление, расход) через основную гидрелинию (трубопроводы, гибкие шланги) передается в исполнительное устройство 4, в котором гидравлическая (пневматическая) энергия потока рабочего агента снова преобразуется в механическую энергию (усилие на штоке или момент на валу), используемую