

ГЛАВА II. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

§ 9. Основные понятия гидродинамики и виды движения жидкости

Гидродинамика — раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкостей. Параметры, характеризующие движение, — скорость и давление — изменяются в потоке жидкости в пространстве и во времени.

Скорости определяются в отдельных точках потока — в зависимости от глубины и давления. Движение жидкости может быть двух видов: установившееся и неуставившееся. При установившемся движении скорость и давление в любой точке потока остаются постоянными, т. е. не изменяются во времени ни по величине, ни по направлению. Примером установившегося движения может служить истечение жидкости из отверстия в стенке сосуда при постоянном напоре. При неуставившемся движении скорости частиц и давление в каждой точке потока изменяются с течением времени. Неуставившееся движение наблюдается, например, при опорожнении резервуара, когда уровень жидкости в нем непрерывно уменьшается, следовательно, изменяется напор. В последующих разделах учебника будут рассматриваться вопросы, относящиеся в

основном к установившемуся движению (исключение составляет явление гидравлического удара).

Для облегчения изучения законов гидродинамики действительное движение жидкостей заменяется условной схемой, в которой поток жидкости рассматривается как совокупность отдельных частиц, образующих элементарные струйки. В гидравлике эту схему называют «струйчатой моделью движения жидкости». Элементарная струйка обладает следующими свойствами. При установившемся движении струйка не меняет своей формы и ориентации в пространстве: в этом случае ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь струйки или выйти из нее, т. е. обмена между струйками не происходит. Вследствие малой величины сечения струйки скорости и давление во всех точках сечения являются одинаковыми.

Совокупность элементарных струек, представляющих собой непрерывную массу частиц, двужущихся в определенном направлении с различными скоростями, называется **потоком жидкости**. Неравномерность распределения скоростей по поперечному сечению потока объясняется тем, что на струйки, расположенные вдоль поверхности потока, стенки русла оказывают тормозящее действие. Потоки по условиям движения жидкости делятся на три вида: напорные, безнапорные и струи.

Напорный поток полностью ограничен по всему периметру твердыми стенками. В напорном потоке жидкость движется под давлением, которое создается насосом (напорным резервуаром), например, в водопроводной трубе, пожарном рукаве.

Безнапорный поток в отличие от напорного ограничен твердыми стенками не по всему поперечному сечению, он имеет свободную поверхность (канал, река). Жидкость в безнапорном потоке перемещается только под действием силы тяжести.

Струи представляют собой массу жидкости, ограниченную со всех сторон жидкой или газообразной средой и двужущуюся под действием давления или силы тяжести.

Потоки характеризуются живым сечением, смоченным периметром, гидравлическим радиусом, расходом и скоростью.

Живым сечением потока называется его поперечное сечение ω , перпендикулярное направлению движе-

ния. Площадь живого сечения напорных потоков в трубах и рукавах рассчитывается по формуле

$$\omega = \pi r^2 = \pi d^2/4 = 0,785 d^2.$$

Смоченным периметром χ называется линия, по которой живое сечение потока соприкасается с твердыми, ограничивающими его стенками.

В водопроводной трубе он равен:

$$\chi = 2\pi r = \pi d.$$

Отношение площади живого сечения ω к смоченному периметру χ называется **гидравлическим радиусом** R :

$$R = \omega/\chi.$$

Необходимо отметить, что для круглых живых сечений гидравлический радиус R не равен геометрическому r , в этом случае

$$R = \pi r^2/2\pi r = r/2 = d/4.$$

Объем жидкости, протекающий через живое сечение в единицу времени, называется **расходом** Q . Он равен сумме расходов dQ элементарных струек, пересекающих это сечение.

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} v d\omega,$$

где v — скорость движения струйки, $d\omega$ — живое сечение струйки,

Обычно расход жидкости измеряется в $\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{м}^3/\text{с}$ и л/с. Отношение расхода Q к площади живого сечения ω называется **средней скоростью** потока v , ее определяют по формуле:

$$v = Q/\omega. \quad (15)$$

Средняя скорость в сечении представляет такую абстрактную (воображаемую) одинаковую для всех точек сечения скорость, при которой через сечение проходил бы тот же расход, какой имеет место при действительных скоростях, различных для разных точек сечения.

Установившееся движение жидкости разделяется на два вида: равномерное, при котором средняя скорость в сечении и его площадь по всей длине потока не изменяются; неравномерное, когда имеет место хотя бы одно отклонение от принятых условий. Примером равномерного движения может служить по-

ток воды в трубе постоянного диаметра при постоянном расходе. В случае неравномерного движения можно выделить *плавновозрастающее движение*, когда угол расхождения между струйками и их кривизна весьма незначительны, чем можно пренебречь и считать живые сечения плоскими, а движение параллельноструйным, и *резкоизменяющееся движение*, когда угол расхождения между струйками и их кривизна настолько значительны, что ими пренебрегать нельзя, например, при движении жидкости в насосе или при ударе струи о преграду.

§ 10. Уравнение неразрывности потока

Рассмотрим установившееся движение жидкости в жестком русле переменного сечения между двумя произвольно выбранными сечениями $I—I$ и $II—II$, проведенными нормально к средней линии потока (рис. 12). Через сечение $I—I$ за единицу времени по-

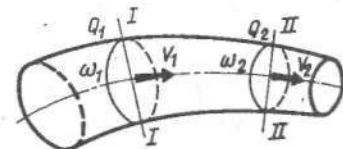


Рис. 12. Схема к выводу уравнения неразрывности потока

ступит объем жидкости Q_1 , а через сечение $II—II$ за это время выйдет объем жидкости Q_2 . Объем Q_1 должен быть равен Q_2 так как жидкость несжимаема, стенки русла жесткие и установившееся движение сплошного потока происходит без разрывов. Следовательно,

$$Q_1 = Q_2 = \text{const}. \quad (16)$$

Это уравнение называют **уравнением постоянства расхода**. Из него следует, что при установившемся движении несжимаемой жидкости расход ее в любом сечении постоянен.

Так как $Q = v\omega$, то уравнение (16) можно записать в таком виде:

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \text{const}. \quad (17)$$

Уравнение (17) называют **уравнением неразрывности потока**. Оно устанавливает следующую закономерность при установившемся движении несжимаемой жидкости: произведение средней скорости в любом

сечении потока на площадь этого живого сечения является постоянной величиной.

Из уравнения (17) находим

$$v_1/v_2 = \omega_2/\omega_1,$$

т. е. средние скорости потока обратно пропорциональны площади соответствующих живых сечений.

§ 11. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости

Предположение о существовании двух принципиально разных режимов движения жидкости было высказано великим русским ученым Д. И. Менделеевым в 1880 г. Физическая сущность режимов движения жидкости была наиболее полно исследована в 1883 г. английским физиком Рейнольдсом.

Опытная установка Рейнольдса (рис. 13, а) состоит из сосуда с водой 1, от которого отходит прозрачная стеклянная труба с краном 2, и сосуда с водным раствором краски 5, которая по трубке 4 вводится тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы. Опыты проводились при постоянном напоре, средняя скорость v в стеклянной трубе сечением ω определялась по объему воды W , поступающему в мерный бак за время t .

В результате опытов было установлено:

1. При скоростях v в трубе, меньших некоторой критической скорости $v_{кр}$, струйка окрашенной жидкости не перемешивается с водой и отчетливо видна по всей длине стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости без пульсации скоростей и давлений (рис. 13, б). Это движение жидкости называется **ламинарным** (параллельноструйным).

2. При скоростях v в трубе, больших $v_{кр}$, окрашенная струйка сначала принимает волновую форму, теряет сплошность, а затем перемешивается со всей массой потока. При этом заметны вихреобразования и вращения потока, обусловленные пульсацией скоростей и давлений (рис. 13, в). Движение жидкости, при котором происходит интенсивное перемешивание частиц жидкости, называют **турбулентным** (беспорядочным).

Рейнольдсом было установлено, что критерием режима течения жидкости является безразмерный параметр, представляющий собой отношение произведе-

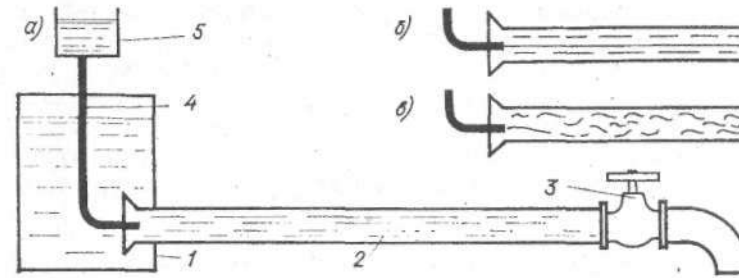


Рис. 13. Схема установки для демонстрации режимов движения жидкости

а — схема установки; б — ламинарный режим движения; в — турбулентный режим движения; 1 — сосуд с водой; 2 — стеклянная труба; 3 — кран; 4 — трубка; 5 — сосуд с водным раствором краски

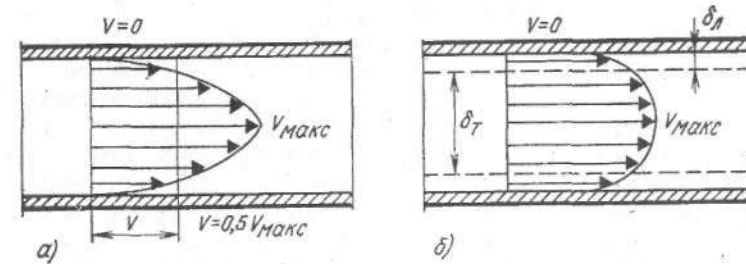


Рис. 14. Эшоры скоростей потока жидкости в трубе

а — ламинарное движение; б — турбулентное движение

ния средней скорости потока v и диаметра трубы d к кинематической вязкости жидкости ν . Этот критерий режима течения жидкости называется **числом Рейнольдса** (Re)

$$Re = vd/\nu.$$

Экспериментально установлено, что критическое число Рейнольдса, при котором происходит смена режима движения, для круглых труб постоянного диаметра приблизительно равно $Re_{кр} = 2300$. Таким образом, при $Re < Re_{кр}$ движение жидкости происходит при ламинарном режиме, а при $Re > Re_{кр}$ — при турбулентном.

Опыты показывают, что с переходом ламинарного движения в турбулентное изменяется характер зависимости сил трения от скорости движения и картина распределения скоростей по живому сечению потока.

При ламинарном течении распределение скоростей по сечению трубы имеет параболический характер: скорости непосредственно на стенках равны нулю, а при удалении от стенок непрерывно и плавно возрастают, достигая максимума на оси трубы (рис. 14, а). Средняя скорость v в ламинарном потоке в круглой трубе равна половине максимальной скорости $v_{\text{макс}}$, т. е.

$$v = Q/\omega = 0,5 v_{\text{макс}}.$$

При турбулентном течении вследствие процесса перемешивания слоев жидкости большая часть потока в трубе занята турбулентным ядром, а у стенок трубы образуется очень тонкий, так называемый пограничный слой с ламинарным подслоем (рис. 14, б). В пределах этого ламинарного подслоя скорость резко нарастает от нуля на стенке трубы до некоторой конечной величины $v_{\text{л}}$ на его границе. Толщина ламинарного слоя $\delta_{\text{л}}$ очень мала и находится в зависимости от скорости потока. С увеличением скорости толщина $\delta_{\text{л}}$ уменьшается и при больших числах Re ламинарный подслой практически исчезает. Частицы жидкости, движущиеся в ядре течения в осевом направлении, одновременно под действием пульсации совершают перемещения и в поперечном направлении, вследствие чего происходит перемешивание жидкости и выравнивание скоростей в ядре потока. В результате эпюра скоростей в поперечном сечении турбулентного потока существенно отличается от параболы, характерной для ламинарного движения. В системах противопожарного водоснабжения условия движения потока обычно таковы, что числа Re значительно больше упомянутого критического значения.

§ 12. Уравнение Бернулли

Рассмотрим установившееся движение и определим удельную энергию, которой обладает элементарная струйка идеальной жидкости. Напомним, что удельная энергия есть энергия, отнесенная к единице силы тяжести жидкости. Любая частица жидкости массой m обладает запасом полной удельной энергии E , которая складывается из удельной потенциальной энергии $E_{\text{п}}$ и удельной кинетической энергии $E_{\text{к}}$, т. е. $E = E_{\text{п}} + E_{\text{к}}$.

Запас удельной потенциальной энергии частицы жидкости состоит из удельных потенциальных энергий положения $E_{\text{пол}}$ и давления $E_{\text{д}}$.

Учитывая формулу (7), можно записать

$$E_{\text{п}} = z + p/\rho g,$$

где z — удельная потенциальная энергия положения; $p/\rho g$ — удельная потенциальная энергия давления.

Частица жидкости массой m , движущаяся со скоростью v , обладает кинетической энергией $mv^2/2$, при этом удельная кинетическая энергия $E_{\text{к}}$ будет равна:

$$E_{\text{к}} = mv^2/2m g = v^2/2g,$$

где g — ускорение свободного падения.

Таким образом, полная удельная энергия частицы жидкости в сечении $I—I$ (рис. 15) будет равна:

$$E_1 = z_1 + p_1/\rho g + v_1^2/2g.$$

Тогда полная удельная энергия в сечении $II—II$ соответственно рассчитывается по формуле:

$$E_2 = z_2 + p_2/\rho g + v_2^2/2g.$$

При движении идеальной жидкости не возникает сил сопротивления (трения), поэтому на основе законов сохранения энергии можно написать $E_1 = E_2$ или

$$z_1 + p_1/\rho g + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + v_2^2/2g. \quad (18)$$

Поскольку сечения $I—I$ и $II—II$ были взяты произвольно, то вдоль всей длины струйки

$$z + p/\rho g + v^2/2g = \text{const}. \quad (19)$$

Полученное уравнение называется **уравнением Бернулли**. Оно показывает, что для элементарной струйки идеальной жидкости полная удельная энергия, т. е. сумма удельных энергий положения, давления и кинетической, есть величина постоянная во всех сечениях.

Если вместо идеальной жидкости рассматривать жидкость реальную, обладающую вязкостью, то по длине потока полная удельная энергия будет уменьшаться, так как часть энергии затрачивается на преодоление сопротивления движению, обусловленного внутренним трением в жидкости. В связи с этим полная удельная энергия в сечении $I—I$ будет всегда больше, чем в следующем за ним сечении $II—II$, на величину указанных потерь энергий h . Тогда в соответствии с законом сох-

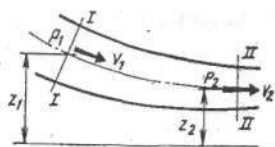


Рис. 15. Схема к выводу уравнения Бернулли

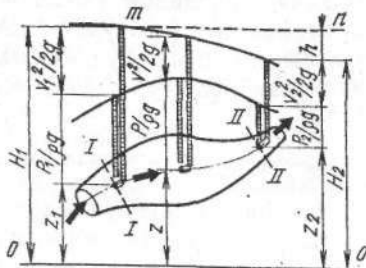


Рис. 16. Иллюстрация уравнения Бернулли

ранения энергии можно записать $E_1 = E_2 + h$, и уравнение Бернулли для потока реальной жидкости получит вид:

$$z_1 + p_1/\rho g + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + v_2^2/2g + h. \quad (20)$$

Величина h также измеряется в единицах длины и называется **потерянным напором**.

Уравнение (20) получено Бернулли в 1838 г. и является одним из основных уравнений гидравлики.

Физический смысл уравнения Бернулли, как следует из доказательства, заключается в том, что оно выражает закон сохранения энергии и определяет зависимость между положением, давлением и скоростью движения жидкости.

Все члены уравнения Бернулли имеют размерность длины, поэтому его можно представить графически (рис. 16). Соединив уровни жидкости в пьезометрах, получим линию удельной потенциальной энергии или линию пьезометрического напора. Она находится на расстоянии $z + p/\rho g$ от плоскости отсчета.

Величину удельной кинетической энергии $v^2/2g$ можно измерить, если поместить в движущуюся жидкость, как это видно из рис. 16, трубку, изогнутую в направлении, противоположном движению. Тогда уровень жидкости в трубке поднимается выше уровня в пьезометре на величину $v^2/2g$, так как жидкость при движении оказывает дополнительное давление, равное давлению столба жидкости высотой $v^2/2g$. Такая трубка называется **скоростной трубкой**, или **трубкой Пито** (1695—1771 гг.), предложенного ее для измерения скорости движения жидкости, а величина $v^2/2g$ — **скоростным напором**.

Отложив вверх от пьезометрической линии для всех сечений соответствующий скоростной напор $v^2/2g$ и соединив отмеченные точки плавной линией, получим линию полной удельной энергии или линию полного (или гидродинамического) напора, равного $H = z + p/\rho g + v^2/2g$.

Из уравнения Бернулли следует, что с изменением живого сечения потока изменяется скоростной напор $v^2/2g$, что приводит к изменению пьезометрического напора $p/\rho g$. В отдельных случаях возможен полный переход одного вида энергии (напора) в другой. Например, при истечении жидкости из отверстий и насадков происходит преобразование пьезометрического напора в скоростной.

Проводя на расстоянии H_1 от плоскости отчета $O—O$ горизонтальную прямую mn (величина полного напора в сечении $I—I$), соответствующую линии полного напора для идеальной жидкости, получим для сечения $II—II$ между линиями полных напоров для идеальной и реальной жидкостей отрезок h , который представляет собой потерю напора на пути между первым и вторым сечениями; $h = H_1 - H_2$, где H_2 — гидродинамический напор в сечении $II—II$. Уменьшение полной удельной энергии жидкости вдоль потока, приходящееся на единицу его длины $i = h/l$, называется **гидравлическим уклоном**.

§ 13. Практическое применение уравнения Бернулли

При использовании уравнения Бернулли (20) для решения практических задач необходимо учитывать ряд условий.

Уравнение Бернулли можно применять только для тех живых сечений потока, в которых наблюдается плавноизменяющееся движение. На участке между выбранными сечениями движение может быть и неплавноизменяющимся. Так как при плавноизменяющемся движении для любой точки живого сечения потока двучлен $z + p/\rho g$ есть величина постоянная, то эта зависимость справедлива для любой точки сечения. Обычно для упрощения уравнения этот двучлен относят к точкам на свободной поверхности или на оси потока.

Применяя уравнение Бернулли, выбирают такие сечения, для которых известно наибольшее число гидродинамических параметров. Если требуется найти какой-

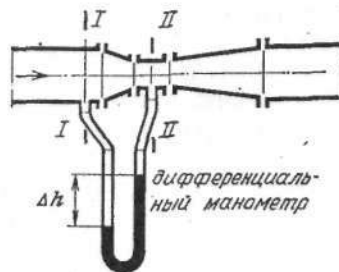


Рис. 17. Схема водомера Вентури

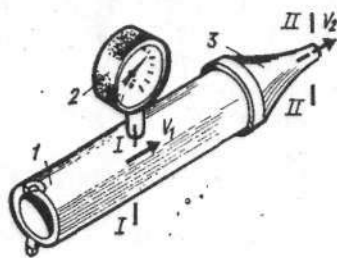


Рис. 18. Схема ствола-водомера
1 — корпус; 2 — манометр; 3 — насадка

либо параметр в данном сечении потока, то это сечение должно быть выбрано в качестве одного из двух сечений, для которых записывается уравнение Бернулли. Горизонтальную плоскость отсчета следует назначать так, чтобы координаты z_1 и z_2 (или, хотя бы одна из них) обратились в нуль.

На основании уравнения Бернулли сконструированы приборы, которые широко используются в технике для измерения расхода, скорости и давления жидкости. К их числу относятся: водомер Вентури, водоструйный насос, ствол-водомер и другие струйные аппараты.

Водомер Вентури, предложенный в качестве прибора для измерения расхода жидкости в 1887 г., отличается простотой и надежностью в эксплуатации (рис. 17). Он состоит из двух участков: первый — плавно сужающийся (сопло), второй — постепенно расширяющийся (диффузор). В суженном месте расходомера скорость потока возрастает, а давление, в соответствии с уравнением Бернулли, падает. Измеряя разность давлений перед сужением и в самом сужении, можно определить скорость — и расход жидкости. Разность давлений в сечениях обычно измеряется с помощью дифференциального манометра. Причем чем больше разность давлений, тем больше расход жидкости, протекающей по трубе.

Составляя уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II горизонтально расположенного водомера, приняв плоскость отсчета по оси трубы и пренебрегая из-за малости потерями напора, получим

$$p_1/\rho g + v_1^2/2g = p_2/\rho g + v_2^2/2g.$$

Выразим разность пьезометрических напоров в сечениях через разность уровней жидкости в трубках дифференциального манометра Δh . Тогда из написанного уравнения получим:

$$\Delta h = p_1/\rho g - p_2/\rho g = v_2^2/2g - v_1^2/2g.$$

Выразим теперь скорость v_1 через v_2 . Из уравнения неразрывности имеем:

$$v_1 = v_2 \omega_2/\omega_1.$$

Подставив это значение в вышеуказанное уравнение и решив его относительно v_2 , получим:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g \Delta h}{1 - (\omega_2/\omega_1)^2}} = \omega_1 \sqrt{\frac{2g \Delta h}{\omega_1^2 - \omega_2^2}}.$$

Расход Q , протекающий через водомер, определяем из выражения:

$$Q = v_2 \omega_2 = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g \Delta h}{\omega_1^2 - \omega_2^2}}.$$

Обозначим постоянную для данного водомера величину, не зависящую от расхода, через c :

$$c = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}}.$$

Получим формулу:

$$Q = c \sqrt{\Delta h},$$

где c — постоянная водомера, установленная в ходе опытов путем тарировки водомера.

На практике расход жидкости часто определяют не по формуле, а по тарировочным кривым, полученным опытным путем и выражающим для данного водомера непосредственную зависимость между разностью давлений Δh и измеряемым расходом жидкости Q .

Ствол-водомер служит для измерения расхода подаваемой через него воды и состоит из цилиндрического корпуса с манометром и насадки (рис. 18).

Составим уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II, учитывая, что плоскость отсчета проходит по оси ствола

$$p_1/\rho g + v_1^2/2g = p_2/\rho g + v_2^2/2g$$

(потери напора на участке между сечениями можно не принимать в расчет).

Определим показания манометра $H_m = p_1/\rho g$, учитывая, что избыточное давление при выходе струи в атмосферу равно нулю ($p_2/\rho g = 0$), так как происходит полное преобразование потенциальной энергии в кинетическую:

$$p_1/\rho g = H_m = v_2^2/2g - v_1^2/2g.$$

В полученном выражении скоростной напор $v_1^2/2g$ можно не учитывать, так как он составляет очень малую величину по сравнению со значениями других параметров. С учетом принятых допущений определим скорость v_2 на выходе струи из насадка:

$$v_2 = \sqrt{2g H_m}.$$

Расход жидкости, протекающей через ствол-водомер, определяют из выражения:

$$Q = v_2 \omega_2 = \omega_2 \sqrt{2g H_m}.$$

Трубка Пито, модифицированная ВНИИПО, служит для измерения расхода воды, поступающей из пожарных стволов (рис. 19). Принцип действия трубки тот же, что и трубки для измерения скоростного напора. Однако скоростной напор измеряют не в метрах, а в паскалях или атмосферах. Трубку вводят в струю на расстоянии, равном примерно половине диаметра насадка, так чтобы срез конца трубки был перпендикулярен оси струи. Поскольку избыточное давление в струе на выходе из ствола равно нулю, показания манометра трубки H_m будут соответствовать скоростному напору в сечении струи при выходе из насадка, т. е.

$$v^2/2g = H_m.$$

Расход определится по формуле:

$$Q = v \omega = \omega \sqrt{2g H_m},$$

где v — скорость струи при выходе из насадка; ω — площадь отверстия насадка; H_m — напор по показаниям манометра на трубке Пито.

Струйные аппараты (насосы) предназначены для всасывания жидкости, газа, порошка и т. д. Работа водоструйного насоса возможна только при наличии второго насоса (центробежного или поршневого), который подает рабочий расход Q_1 по трубопроводу через сопло

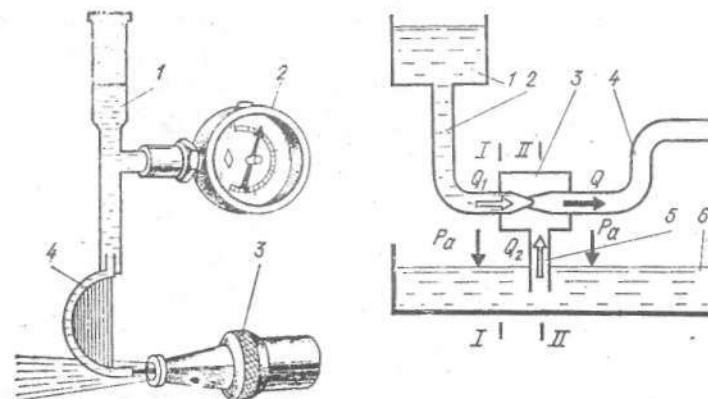


Рис. 19. Схема трубки Пито

1 — корпус трубки; 2 — манометр; 3 — пожарный ствол; 4 — ребро жесткости трубки

Рис. 20. Схема водоструйного насоса

1 — напорный резервуар; 2 — подающий трубопровод; 3 — рабочая камера; 4 — напорный трубопровод; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — водоем

в смесительную (вакуумную) камеру (рис. 20). На выходе из сопла, благодаря значительному увеличению скорости, давление в струе и камере падает ниже атмосферного. За счет созданного таким образом вакуума по всасывающей трубе забирается из водоема дополнительный расход жидкости Q_2 . В смесительной трубе оба потока жидкости соединяются и, пройдя горловину, поступают в диффузор. Здесь значительная часть кинетической энергии потока в результате уменьшения скорости переходит в потенциальную энергию давления, благодаря которой осуществляется суммарная подача жидкости $Q = Q_1 + Q_2$. Давление, развиваемое водоструйным насосом, меньше давления, создаваемого рабочим насосом, но производительность (расход) больше. Всасывающий расход Q_2 может быть равен рабочему расходу Q_1 или превосходить его в 1,5—2 раза. При проектировании водоструйных насосов должно обеспечиваться условие — образование вакуума в смесительной камере.

Для определения давления в смесительной камере составим уравнение Бернулли для сечений I—I на рабочем трубопроводе и II—II — на выходе струи из сопла.

Принимая в расчет абсолютное давление и считая, что плоскость отсчета проходит через горизонтальную среднюю линию рабочей трубы и диффузора, получим

$$p_{абс.1}/\rho g + v_1^2/2g = p_{абс.2}/\rho g + v_2^2/2g,$$

откуда

$$p_{абс.2}/\rho g = p_{абс.1}/\rho g + v_1^2/2g - v_2^2/2g.$$

Скорости v_1 и v_2 определим из уравнения неразрывности, зная требуемый рабочий расход Q_1 и диаметры рабочего трубопровода d_1 и сопла d_2 :

$$v_1 = Q_1/\omega_1 \text{ и } v_2 = Q_1/\omega_2,$$

где $\omega_1 = 0,785d_1^2$ и $\omega_2 = 0,785d_2^2$ — площади рассматриваемых сечений.

Величину вакуума H_v в смесительной камере определяют как разность между атмосферным и абсолютным давлениями, т. е.

$$H_v = p_a/\rho g - p_{абс}/\rho g = 10 - p_{абс}/\rho g.$$

Эта величина с учетом потерь напора во всасывающем трубопроводе будет определять производительность водоструйного насоса.

При тушении пожаров струйные аппараты применяют в качестве водоструйных насосов (эжекторов), пеносмесителей и пеногенераторов для получения воздушно-механической пены, а также в качестве газоструйных аппаратов — для всасывания воды в центробежные насосы перед их пуском.

Отношение объема подачи струйного насоса Q' к расходу рабочей жидкости Q_1 называется коэффициентом эжекции α :

$$\alpha = Q/Q_1.$$

Отношение высоты подъема перекачиваемой жидкости H к рабочему напору H_1 называется коэффициентом напора β струйного насоса.

$$\beta = H/H_1.$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса η равен

$$\eta = QH/Q_1H_1.$$

Учитывая вышеуказанные формулы, можно записать

$$\eta = \alpha \beta.$$

Водоструйные насосы просты по конструкции, не требуют механического привода. В них отсутствуют трущиеся детали, уплотнения, сальниковые устройства, которые обычно прежде всего выходят из строя. Однако водоструйные насосы отличаются низким коэффициентом полезного действия, составляющим 0,15—0,25.