

**Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МОРСКОЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АДМИРАЛА Ф.Ф. УШАКОВА»**

КАФЕДРА «ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

В.А. Савченко

Практикум по гидромеханике

*для специальности
«Эксплуатация судовых энергетических установок»*

Новороссийск 2021г.

Содержание

1. Перечень практических занятий.....	3
2. Практическое занятие №1. Приборы и методы измерения давления.....	4
3. Практическое занятие №2. Приборы и методы измерения скорости и расхода жидкости.....	12
4. Практическое занятие №3 и №4. Расчет силы давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности.....	21
5. Практическое занятие №5 и №6. Расчет простого трубопровода.....	28
6. Практическое занятие №7. Расчет сложного трубопровода.....	39
7. Практическое занятие №8. Расчет всасывающей трубы насоса.....	42
8. Приложение 1. Единицы, обозначения и размерности основных величин.....	47
9. Приложения 2. Плотность, коэффициенты объемного расширения и сжатия некоторых жидкостей при нормальных условиях.....	48
10. Приложения 3. Плотности некоторых газов и паров.....	48
11. Литература.....	49

Перечень практических занятий (семинаров) и распределение часов.

№ п\п	Название занятия	Количество часов
1	2	3
1.	Практическое занятие №1	4
2.	Практическое занятие №2	2
3.	Практическое занятие №3	2
4.	Практическое занятие №4	2
5.	Практическое занятие №5	4
6.	Практическое занятие №6	2
7.	Практическое занятие №7	4
8.	Практическое занятие №8	2
	Итого по курсу	22

Практическое занятие №1

Приборы и методы измерения давления

1. Гидростатическое давление и его свойства

Гидростатическое давление p в данной точке;

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta P}{\Delta S} \right|,$$

где: ΔP -сила, действующая на площадку ΔS .

Свойства:

1. Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к рассматриваемой площадке.

2. Величина гидростатического давления в данной точке не зависит от ориентации той площадки, по которой оно действует.

Из второго свойства вытекает *закон Паскаля*:

“Давление на поверхности жидкости, произведенное внешними силами, передается жидкостью одинаково во всех направлениях”.

Очевидно, что давление p есть функция только координат и в общем случае времени: $p = f(x, y, z, t)$

Основной единицей измерения давления в системе СИ является Н/м^2 . Кроме того, используются производные единицы измерения и некоторые вспомогательные, такие как:

$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$; $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Н/м}^2$; $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Н/м}^2$;

$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 100 \text{ кПа} = 10^{-1} \text{ МПа}$;

$1 \text{ мм рт.ст.} = 133,332 \text{ Н/м}^2 = 0,0013333 \text{ бар}$;

$1 \text{ мм вод.ст.} = 9,8 \text{ Н/м}^2 = 0,0000981 \text{ бар}$

Различают давления: абсолютное, атмосферное, избыточное и вакуум.

Абсолютное (p) – это давление, которое измеряют начиная от абсолютного нуля;

Атмосферное (p_a) – это абсолютное давление в окружающей среде в данной точке пространства в данный момент времени;

Избыточное ($p_{из}$) – это величина превышения абсолютного давления над атмосферным;

Вакуум ($p_{вак}$) – это недостаток абсолютного давления до атмосферного.

2. Приборы для измерения давления

2.1. Классификация приборов для измерения давления.

2.1.1. По характеру измеряемой величины приборы делятся на следующие группы:

а) атмосферное давление измеряют барометрами, в связи с чем атмосферное давление еще называют барометрическим;

б) избыточное давление измеряют манометрами, поэтому избыточное давление еще называют манометрическим; манометрами измеряют начиная от давления в окружающей среде в сторону увеличения;

в) вакуум измеряют вакуумметрами, помощью которых измеряют начиная от давления в окружающей среде в сторону уменьшения;

г) абсолютное давление можно измерить при помощи двух приборов:

- барометров и манометров (когда давление заведомо выше атмосферного), с последующим суммированием результатов замеров $p = p_a + p_m$;

- барометров и вакуумметров (когда давление заведомо меньше атмосферного), с последующим вычитанием результатов замеров $p = p_a - p_{\text{вак}}$;

д) разность одноименных давлений (или абсолютных, или избыточных, или вакуумов) измеряют дифференциальными манометрами.

2.1.2. По принципу действия приборы делятся на жидкостные, пружинные, грузопоршневые, электрические, комбинированные.

"а) К жидкостным относятся приборы, основанные на гидростатическом принципе действия, заключающемся в том, что измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости, высота которого служит мерой давления.

б). В пружинных приборах действию измеряемого давления подвергается упругий элемент (трубка, мембрана, сильфон). Под действием давления возникает деформация упругого элемента, величина которой служит мерой давления.

в). В грузопоршневых приборах измеряемое давление, действующее на поршень, уравнивается приложенной к поршню внешней силой (обычно грузом) которая служит мерой давления.

г). действие электрических приборов основано на изменении под давлением электрических свойств некоторых материалов (например, омического сопротивления).

д). К комбинированным приборам относятся приборы, принцип действия которых носит смешанный характер (например, электромеханические приборы).

2.1.3. По точности измерений приборы делятся на образцовые и рабочие. Класс точности прибора определяется величиной максимальной допустимой погрешности Δ_{max} , выраженной в процентах предельного значения шкалы прибора

$$K = \frac{\Delta_{\text{max}}}{N} \cdot 100\%$$

В настоящее время установлены следующие классы точности приборов для измерения давления: 0,005; 0,02; 0,1; 0,2; - образцовые и 0,35; 0,5; 1; 2; 2,5; 4,0; 6,0; - рабочие.

Образцовые приборы применяются при измерениях, требующих повышенной точности и для проверки рабочих приборов.

Образцовые приборы применяются при измерениях, требующих повышенной точности и для проверки рабочих приборов.

2.2. Жидкостные приборы для измерения давления

2.2.1. Пьезометр, рис 1, применяется для измерения избыточного давления и представляет собой стеклянную, установленную строго вертикально трубку 1 с открытым в атмосферу верхним концом. Нижний конец трубки соединяется с местом измерения давления. Для отключения прибора и удаления из соединительной трубки воздуха устанавливается трехходовой кран 2. Под действием давления жидкость в трубке поднимается на высоту h , измеряемую по шкале 3.

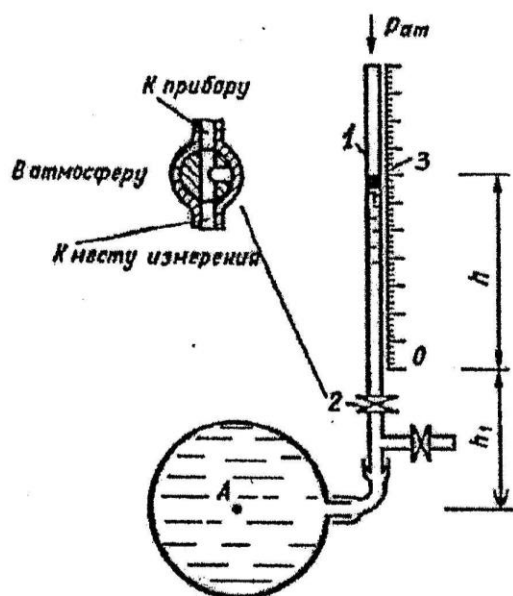


Рис.1 Пьезометр и трехходовой кран.

Величина давления P_u в любой точке А жидкости:

$$P_u = \rho g (h \pm h_1),$$

где: ρ – плотность жидкости;

h – показания пьезометра;

h_1 – глубина погружения точки А под уровнем нуля шкалы прибора.

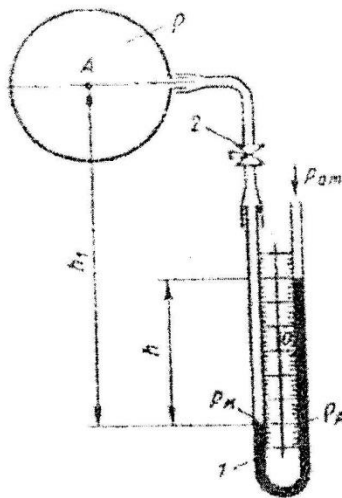
Давление в метрах столба жидкости (пьезометрическая высота) в точке А:

$$\frac{P_u}{\rho g} = h \pm h_1$$

Величину h_1 (постоянную для данной точки) называют поправкой на положение прибора. Знак поправки зависит от взаимного (вертикального) расположения точки А и нуля прибора (если точка А ниже нуля прибора, поправка положительна).

Если трубка прибора имеет малый диаметр, в показания вносится поправка на капиллярность, равная для воды $\Delta h = -\frac{30}{d}$ мм

2.2.2. U-образный мановакуумметр, рис. 2, представляет собой



У-образную стеклянную трубку 1, заполненную до некоторого уровня рабочей жидкостью, более тяжелой, чем жидкость, давление которой измеряется. Одно из колен трубки соединяется с местом измерения, другое - открыто в атмосферу. Для отключения прибора на соединительной трубке устанавливается трехходовой кран 2.

Если давление $-p$ на уровне рабочей жидкости в левом колене больше атмосферного, то под его действием жидкость в левом колене опустится, а в правом поднимется.

Рис. 2. У-образный мановакуумметр

Если давление $-p$ меньше атмосферного, то жидкость в левом колене поднимется, а в правом опустится.

Величина избыточного давления p_u на уровне рабочей жидкости в левом колене:

$$p_u = \pm \rho_p g h$$

где: ρ_p - плотность рабочей жидкости, залитой в трубку прибора.

Знак плюс в формуле соответствует избыточному давлению, знак минус - вакууму

Избыточное давление P ; в произвольной точке А жидкости равно:

$$p_u = \pm \rho_p g h + \rho g h_1$$

где: ρ - плотность жидкости, давление в которой измеряется;

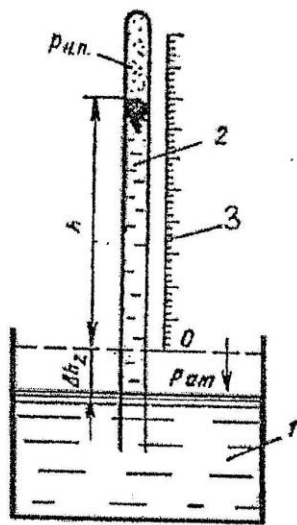
h_1 - разность уровней точки А и рабочей жидкости в левом колене.

Пьезометрическая высота в точке А:

$$\frac{p}{\rho} = \pm \frac{\rho_p}{\rho} h \pm h_1$$

Недостатком прибора является переменность поправки h_1 , зависящей при данной установке прибора от величины измеряемого давления, и необходимость наблюдения за двумя уровнями.

2.2.3 Ртутный барометр, рис. 3, состоит из открытой в атмосферу чашки 1, заполненной ртутью, и из стеклянной трубки 2, верхний конец которой запаян, а нижний опущен под уровень ртути.



Воздух из трубки удален, в силу чего трубка заполняется насыщенным паром ртути, давление $p_{н.п.}$ которого чрезвычайно мало. Атмосферное давление p_a , действуя на поверхность ртути в чашке, поднимает ртуть в трубке на высоту h , при которой сумма давлений столбика ртути и паров ртути уравнивается атмосферным давлением. Для отсчета этой высоты (показания прибора) служит линейная шкала 3.

Рис. 3. Ртутный барометр

Расчетное соотношение для барометра имеет вид:

$$P_a = p_{н.п.} + g\rho_{рт}(h + \Delta h_1 + \Delta h_2),$$

где: Δh_1 - поправка на капиллярность, обычно равная $\frac{10}{d}$ мм,

Δh_2 - поправка на опускание ртути в чашке, равная $h \frac{d^2}{D^2 - d^2}$ при подъеме ртути в трубке на h и диаметрах чашки D и трубки d .

Обычно шкалы барометров градуированы не в линейных единицах, а в единицах давления с учетом поправок Δh_1 и Δh_2 .

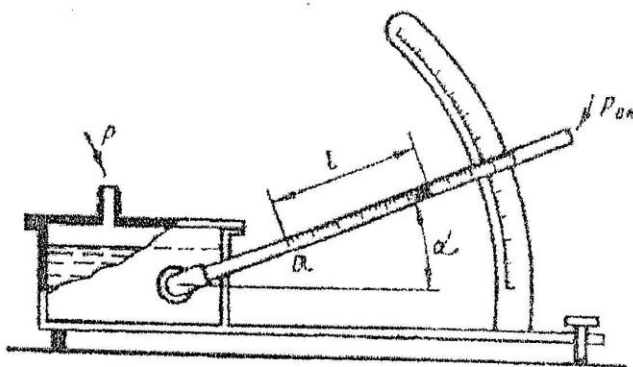


Рис. 4. Микроманометр с наклонной трубкой

1.2.4. Микроманометр с наклонной трубкой, рис. 4. Основными преимуществами жидкостных приборов по сравнению с другими являются простота устройства и высокая точность измерений. Причем, относительная погрешность тем меньше, чем больше измеряемое давление. Для увеличения точности приборов при измерении

малых давлений используют оптические приспособления, позволяющие отмечать положение мениска с точностью до 0.05 мм.

Большое распространение получили микроманометры, в которых увеличение точности при измерении давления достигается применением конструкции с наклонными трубками.

Увеличение чувствительности и точности отсчета достигается тем, что вертикальный столб жидкости H , соответствующий измеряемой разности $(p - p_a)$, заменяется наклонным столбом l , причем $l = \frac{H}{\sin \alpha}$. Обычно $\sin \alpha$ называют масштабом микроманометра и обозначают буквой m . Угол α должен быть тем меньше, чем меньше разность давлений, подлежащая определению.

Зависимость между отсчетом на трубке микроманометра и измеряемым давлением выражается формулой: $p - p_a = \rho g(l - \alpha)m$

где: α - начальный отсчет на трубке, когда $p = p_a$;

ρ - плотность жидкости в микроманометре.

2.3. Пружинные приборы для измерения давления.

2.3.1. Манометры с трубчатой пружиной, рис. 5. Основной деталью прибора

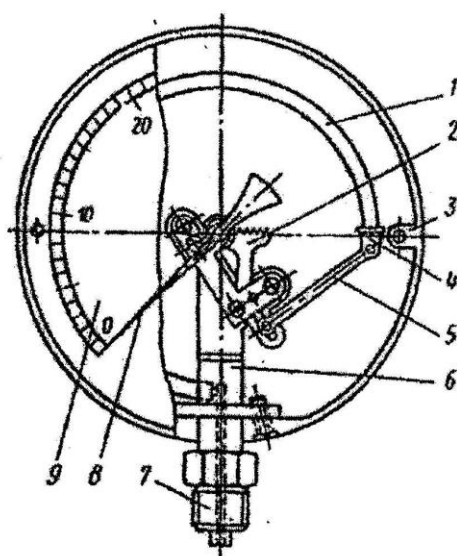


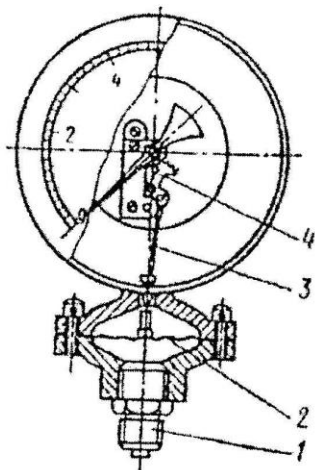
Рис. 5. Пружинный манометр

является согнутая по дуге окружности полая трубка 1, имеющая в сечении овальную форму. Один из концов трубки запаян, а измеряемое давление передается внутрь трубки через ее открытый конец. Под действием давления трубка деформируется (раскручивается), а стрелка прибора 8, связанная со свободным концом трубки через передаточный механизм 4, 5 и 2, поворачивается на угол, пропорциональный измеряемому давлению, величина которого считывается по шкале 9.

Открытый конец трубчатой пружины 1 вставлен в держатель 6, который укреплен в корпусе 3 манометра. Штуцер 7 с резьбой для подключения прибора к месту

измерения выполнен как одно целое с держателем. Внутри штуцера и держателя имеется канал, который сообщается с внутренней полостью трубки 1.

2.3.2. Мембранные манометры, рис. 6. Упругим элементом мембранного манометра является мембрана 2, представляющая собой гофрированную металлическую пластинку, закрепленную между фланцами нижней и верхней части корпуса прибора. На мембрану через канал штуцера 1 передается давление, под действием которого мембрана прогибается. Через поводок 3 и зубчатый сектор 4 прогиб передается на стрелку прибора, скользящую по



шкале. Мембранные приборы применяются для измерения вакуума и избыточного давления, не превышающего 25 бар. Основным недостатком пружинных приборов является непостоянство их показаний (при одной и той же величине измеряемого давления) вызываемого постепенным изменением упругих свойств деформируемого элемента. Поэтому пружинные приборы периодически должны проверяться.

Рис. 6. Мембранный манометр 2.3.3. Сифонные барометры (анероиды) Анероид (от греч. а - отрицательная частица, neгус- вода т.е. действующая без помощи жидкости), барометр-анероид, прибор для

измерения атмосферного давления. Приёмной частью (рис. 7) служит круглая металлическая коробка А с гофрированными основаниями, внутри которой создано сильное разрежение. При повышении атмосферного давления коробка сжимается и тянет прикрепленную к ней пружину; при понижении давления пружина разгибается и верхнее основание коробки поднимается. Перемещение конца пружины передаётся стрелке В, перемещающейся по шкале С. (В последних конструкциях вместо пружины применяют более упругие коробки.) К шкале прикреплен дугообразный термометр, который служит для внесения поправки в показания анероида на температуру. Для получения истинного значения давления показания анероида нуждаются в поправках, которые определяются сравнением с ртутным барометром. Поправок три: на шкалу - зависит от того, что анероид неодинаково реагирует на изменение давления в различных участках шкалы; на температуру - обусловлена зависимостью упругих свойств анероидной коробки и пружины от температуры; добавочная, обусловленная изменением упругих свойств коробки и пружины со временем. Погрешность измерений составляет 1-2 мбар. Вследствие своей портативности анероиды широко применяются в экспедициях, а также как высотометры. В последнем случае шкалу анероида градуируют в м.

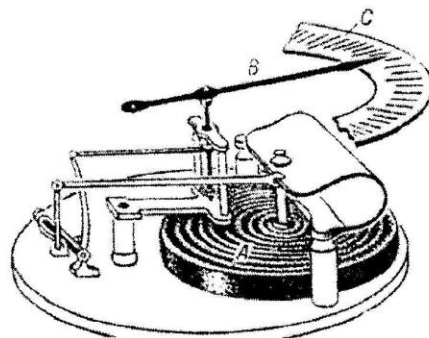


Рис. 7. Анероид

2.4. Грузопоршневые манометры, рис. 8.

1. Поршень.

2. Груз, уравновешивающий силу давления.

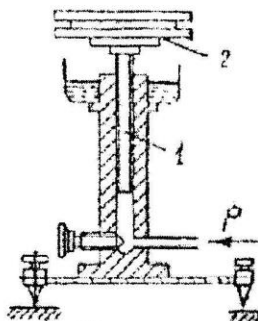


Рис. 8. Грузопоршневой манометр

Приборы и методы измерения скорости и расхода жидкости. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2

1. Приборы и методы измерения расхода жидкости

Расходом называется количество жидкости, протекающее через систему за единицу времени.

Различают:

- расход объемный $Q_{,,o''}$ ($\text{м}^3/\text{с}$, л/с, $\text{м}^3/\text{ч}$ и т.д.)
- расход массовый $Q_{,,m''}$ (кг./с , кг./ч , т/ч и т.д.)

Приступая к описанию некоторых приборов, заметим, что деление приборов на предназначенные для определения расхода и для определения скорости весьма условно, т.к. часто расход определяется с целью вычисления средней скорости в потоке, а любые измерители местной осредненной скорости могут использоваться и как измерители расхода. Связь между расходом и скоростью определена уравнением расхода $Q_o = Sv$ или $Q = \rho Sv$

где: S -площадь нормального сечения потока,

v -скорость потока в этом сечении,

ρ -плотность жидкости.

1.1. Измерение расхода мерными баками

Мерные баки выполняются однокамерными или двухкамерными и предназначаются для измерения количества жидкости (объема или массы).

- Однокамерный мерный бак имеет один отсек, снабженный устройством для измерения уровня жидкости в баке или взвешивающим устройством для измерения массы жидкости в баке. Максимальное количество жидкости, которое можно измерить с помощью однокамерного бака, равно объему бака.

- Двухкамерный мерный бак, одна из возможных конструкций которого изображена на рис 1, представляет собой резервуар с двумя отсеками, каждый из которых имеет сливное отверстие, закрываемое клапаном 1 с общим рычажным управлением 4. Каждый из отсеков снабжен водомерным стеклом 3 со шкалой 2, градуированной в объемных единицах. Над мерным баком смонтировано перекидное устройство 5, которым можно направить жидкость в правый или левый отсек. Двухкамерный бак дает возможность измерить любое количество жидкости,

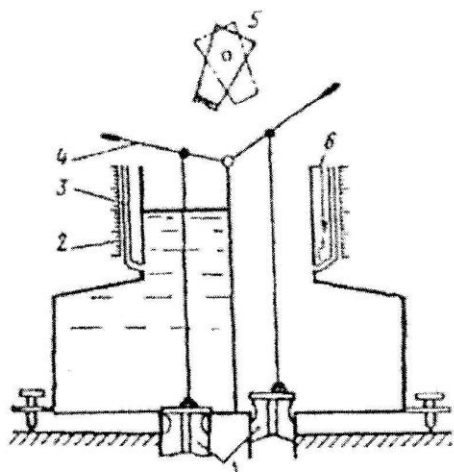


Рис. 1. Мерный бак

для чего нужно поток периодически направлять из одного отсека мерного бака в другой, при этом соответственно переключать сливные клапаны 1, чтобы во время заполнения одного отсека другой опорожнялся.

В зависимости от типа устройства, измеряющего количество жидкости,

вычисляется: $Q_o = \frac{V}{t}$ - объемный расход

(V - объем жидкости, t - время измерения),

$Q_m = \frac{m}{t}$ - массовый расход (m - масса жидкости, t - время измерения).

Однако, описанный способ невозможно применять:

- если отсутствует свободный выход жидкости из системы в атмосферу;
- для измерения мгновенных расходов неустановившегося потока.

Недостатком является также то обстоятельство, что выполнение замера требует длительных промежутков времени и при больших расходах - значительных объемов мерных баков.

В универсальной лабораторной установке описанный способ представлен мерным баком 13, рис.17.

1.2. Измерение расхода механическими счетчиками

Механические счетчики разделяют на *объемные* и *скоростные* (тахометрические). Приборы характеризуются калибром (диаметром входного отверстия), чувствительностью (наименьшим расходом, при котором счетчик начинает давать показания), диапазоном измеряемой величины, классом точности. При помощи механических счетчиков измеряется объем протекающей через них жидкости, а объемный расход вычисляется как в 1.1.:

$$Q_o = \frac{V}{t}$$

1.2.1. Объемный счетчик состоит чаще всего из двух одинаковых измерительных камер определенного объема, снабженных подвижными вытеснителями. Жидкость поочередно заполняет камеры, причем при заполнении одной - другая опорожняется. Вытеснитель, совершая циклы периодических движений, приводит в действие счетный механизм. В зависимости от характера движения и конструкции вытеснителей объемные счетчики разделяют на *поршневые*, рис.2, *дисковые*, рис.3 и *ротационные*, рис. 4.

■ Преимуществом объемных счетчиков является высокая точность (некоторые имеют класс точности 0,2-0,5).

■ Недостатком – конструктивная сложность и громоздкость.

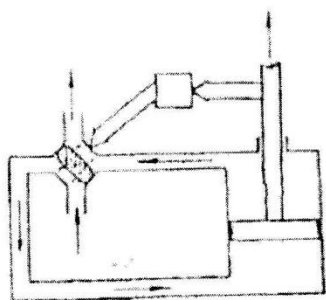


Рис 2. Поршневой счетчик

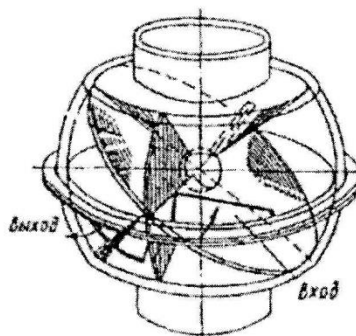


Рис 3. Дисковый счетчик

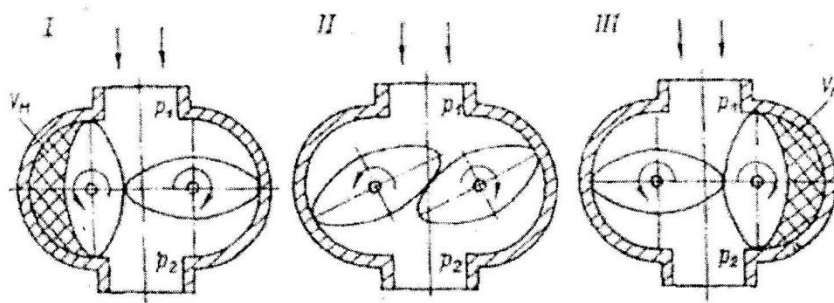


Рис. 4. Ротационный счетчик

1.2.2. Основной деталью **скоростного счетчика** является лопастное колесо, которое при протекании через прибор жидкости вращается с частотой, пропорциональной расходу жидкости. Для определения числа оборотов колеса прибор снабжен суммирующим счетным механизмом с механической или электрической передачей импульса. Различают скоростные счетчики с вертикальной крыльчаткой (крыльчатые), рис.5, и с винтовыми вертушками (турбинные), рис.6.

Скоростные счетчики проще по устройству, чем объемные, но точность их несколько меньше (класс точности 2-3).

Недостатком приборов является быстрое изнашивание трущихся деталей.

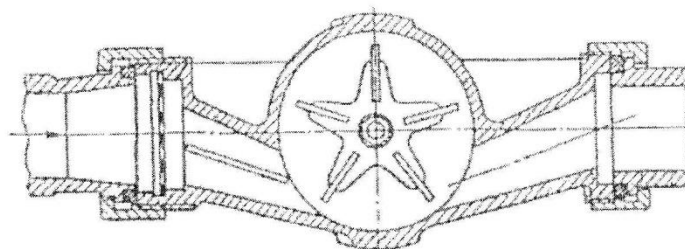


Рис 5. Счетчик с вертикальной крыльчаткой

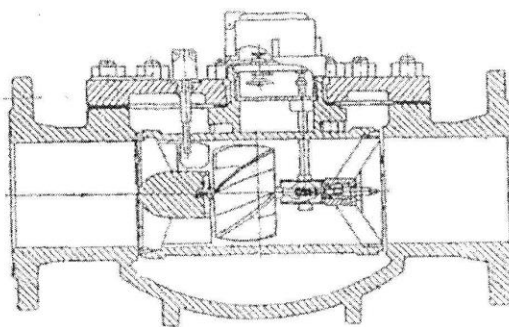


Рис. 6. Счетчик с винтовой вертушкой

В универсальном стенде описанный способ измерения расхода представлен скоростным счетчиком 8, рис.17.

1.3. Расходомеры обтекания

Представляют собой приборы, состоящие из тела (поплавка, диска, поршня или крыла), которое воспринимает динамическое давление обтекающего его потока и перемещается в зависимости от величины расхода.

На демонстрационном стенде в лаборатории представлен наиболее употребительный из приборов этого класса - *ротаметр*, рис.7.

Он состоит из стеклянной конической трубки 3, внутри которой перемещается поплавок 2. Шкала ротаметра проградуирована в единицах объемного расхода.

Устанавливается ротаметр на вертикальном участке трубопровода. Протекающая через него жидкость воздействует на поплавок некоторой силой. Если эта сила превышает вес поплавка, то поплавок всплывает, увеличивая площадь щели для протекания жидкости; при этом сила, действующая на поплавок со стороны жидкости, уменьшается.

Когда гидродинамическая сила становится равной весу поплавка, его всплытие прекращается.

■ **Достоинства:** возможность применения для измерения расходов в широком диапазоне, начиная с очень малых; достаточно равномерная шкала и др.

■ **Недостатки:** недостаточная точность измерений, зависимость их показаний от физических свойств жидкости, необходимость точной установки в вертикальном положении, относительно большое время успокоения поплавка.

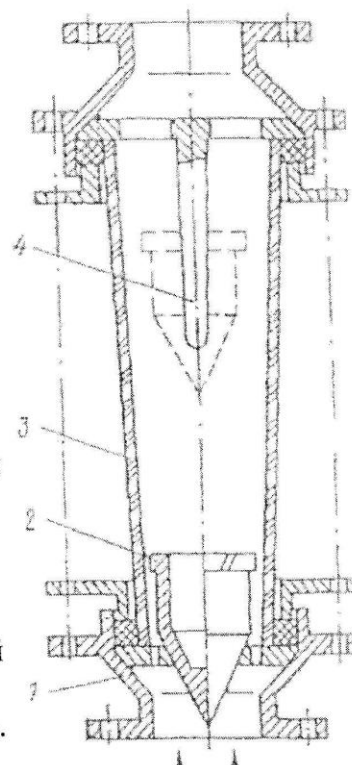


Рис. 7. Ротаметр

1.4. Измерение расхода по перепаду статических напоров

Рассматриваемый способ основан на искусственно создаваемом перепаде статических напоров, возникающем в результате сужения проходного сечения трубопровода. В месте сужения скорость течения будет больше, а статический напор в соответствии с уравнением Бернулли - меньше. Между полученными таким путем перепадами статических напоров и расходами жидкости имеется определенная функциональная зависимость, которая может быть использована для вычисления расхода по измеренному перепаду.

Эта зависимость имеет вид:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2g \Delta H} \text{ или } Q = C \sqrt{\Delta H}$$

где: $C = \mu S_0 \sqrt{2g}$

μ - коэффициент расхода сужающего устройства;

S_0 - площадь проходного сечения сужающего устройства;

ΔH - разность статических напоров, равная разности высот уровней жидкости в пьезометрах.

В качестве устройств, служащих для измерения расхода в трубопроводах, применяют диафрагмы, рис.8, сопла, рис.9, и трубы Вентури, рис.10.

Размеры сужающих устройств можно рассчитывать, пользуясь специальным стандартом [3]. Значения коэффициента расхода определяются по экспериментальным графикам, приведенным в том же стандарте. Однако, чтобы пользоваться этими графиками необходимо не только точно изготовить приборы, но и правильно их установить на трубопроводе, в частности, выдержать соосность трубы и проходного отверстия прибора, перпендикулярность отверстия плоскости прибора, перпендикулярность плоскости отверстия и оси трубы. Должно быть исключено искажение потока в приборе вследствие близко расположенных источников

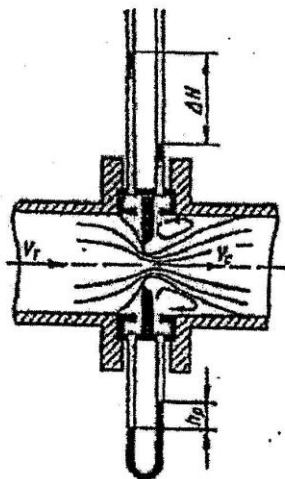


Рис. 8. Сопло

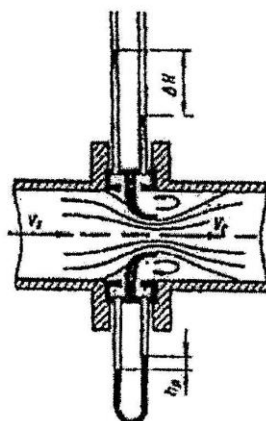


Рис. 9. Диафрагма

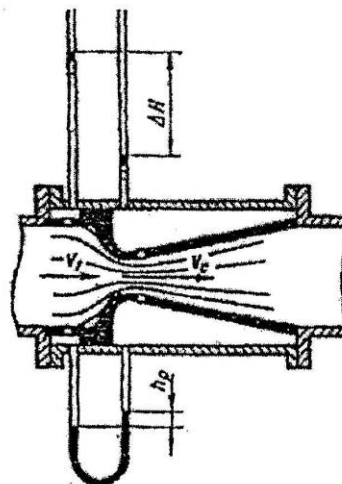


Рис. 10. Труба Вентури

возмущений, для чего необходима минимальная длина прямолинейного участка до расходомера в зависимости от типа сужающего устройства и

источника возмущения выбирается в пределах от 4 до 50 диаметров трубы, а длина прямолинейного участка за сужающим устройством - равной 5 диаметрам трубы.

Приборы, размеры которых или способ установки не удовлетворяют стандартам, перед использованием необходимо тарировать. В результате тарирования получают значения коэффициента α .

Результаты опытов удобно представлять в виде графика зависимости расхода от разности статических напоров $Q = f(\Delta H)$. Изображение этой зависимости в логарифмических координатах дает тарировочный график расходомера.

В универсальном стенде этот способ измерения расхода представлен мерной шайбой 4, рис.17.

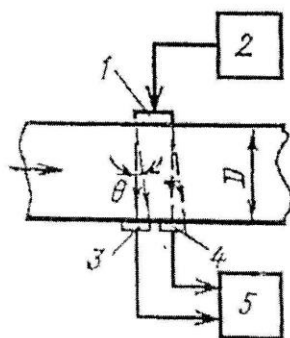


Рис 11. Ультразвуковой расходомер с излучением, перпендикулярным потоку.

1.5. Ультразвуковые расходомеры

Ультразвуковой метод измерения расхода основан на зависимости скорости распространения ультразвука относительно трубы от скорости потока.

Основными элементами ультразвуковых расходомеров являются излучатели и приемники ультразвуковых колебаний.

Ультразвуковые расходомеры можно разделить на две группы:

- с излучением, перпендикулярным потоку;
- с излучением по потоку.

В расходомере первой группы, рис. 11., пьезоэлемент 1, возбуждаемый генератором 2, создает ультразвуковые колебания, направленные перпендикулярно оси трубы. По мере увеличения средней скорости потока $v_{\text{ср}}$ ультразвуковой луч все больше отклоняется по направлению скорости.

Угол отклонения луча θ будет определяться выражением:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{v_{\text{ср}}}{c}\right) \approx \frac{v_{\text{ср}}}{c}$$

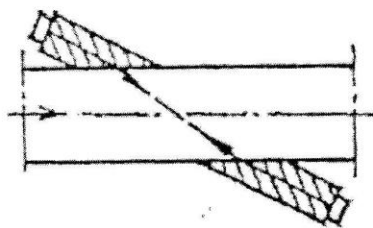
где: c - скорость ультразвука в неподвижной среде.

Линейное отклонение луча у приемных пьезоэлементов 3 и 4:

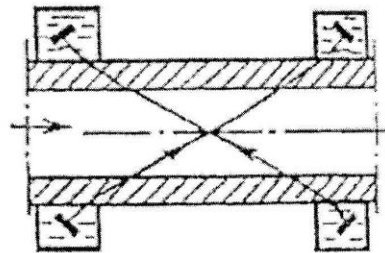
$$\delta = D \operatorname{tg} \theta \approx D \frac{v_{\text{ср}}}{c}$$

С увеличением $v_{\text{ср}}$ количество энергии, поступающей на приемник 3, уменьшается, а на 4 - увеличивается. Таким образом, разностный сигнал, поступающий на вход усилителя 5, увеличивается. Расходомеры с такой схемой просты по устройству, но обладают ограниченной точностью ($\pm 1-2\%$).

Расходомеры второй группы могут выполняться по одноканальной или двухканальной схеме.



**Рис. 12. Одноканальный
ультразвуковой расходомер с
излучением по потоку**



**Рис. 13. Двухканальный
ультразвуковой расходомер с
излучением по потоку**

В одноканальной схеме, рис. 12, каждый пьезоэлемент, работает попеременно в режиме излучателя и в режиме приемника, что обеспечивается системой переключателей.

В двухканальной схеме, рис.13, каждый пьезоэлемент работает только в одном режиме. Двухканальные схемы проще одноканальных (нет сложных схем переключения), но точность их еще меньше ($\pm 2-4 \%$).

Принцип измерения расходомерами с излучением по потоку заключается в использовании разницы времени прохождения ультразвуковых импульсов Δt по потоку и против него:

$$\Delta t = 2L \frac{\cos \alpha}{c^2} \approx \frac{2L}{c^2} v$$

где L - расстояние между излучателем и приемником,

c - скорость ультразвука в неподвижной среде,

v - скорость потока,

α - угол между векторами потока и ультразвука.

Откуда, объемный расход:

$$Q = vS = \frac{\Delta t c^2 S}{2L}$$

где: S - поперечное сечение трубы.

Известно несколько методов измерения Δt . Наибольшее распространение получил метод измерения по разности фазовых сдвигов ультразвуковых колебаний, направляемых по потоку и против него, с помощью фазометра.

1.6. Гидродинамические трубки

Измерение скорости потока жидкости гидродинамической трубкой основано на следующем принципе, рис.14. Если в поток поместить изогнутую под углом трубку, направив один из ее концов навстречу потоку и расположив входное отверстие в заданной мерной точке A , а другой конец открыть в атмосферу, то в такой трубке (трубке полного напора) жидкость поднимется до высоты h_2 , так, что давление $\rho g h_2$, создаваемое столбом жидкости в трубке, уравнивает полное давление в точке торможения потока перед трубкой.

$$p_2 = p_1 + \rho \frac{v^2}{2}$$

где: ρ - плотность жидкости,

v - скорость потока в мерной точке,

p_1 - статическое давление (избыточное в мерной точке).

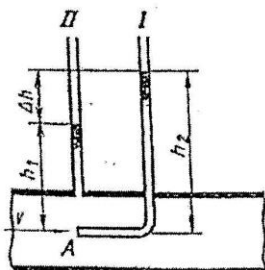


Рис. 14
Гидродинамические
трубки полного и
статического напоров

Давление p_1 можно измерить с помощью трубки статического напора (пьезометрической трубки).

Измерив, разность $\Delta h = h_2 - h_1$ уровней жидкости в трубках, можно вычислить скорость потока в месте установки трубок.

Действительно:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{v^2}{2g}, \text{ откуда } v = \sqrt{2g\Delta h}$$

Гидродинамическая трубка (трубка Пи-то-Прандтля), представляющая собой комбинацию двух указанных трубок в одном приборе, имеет следующее устройство, рис. 15.

Основной частью является измерительный цилиндр 1, укрепленный на державке 2. Носок цилиндра имеет полусферическую форму. Приемником полного давления p_2 является осевой канал цилиндра сообщающийся через трубку полного напора 4, помещенную в державке, со штуцером 5.

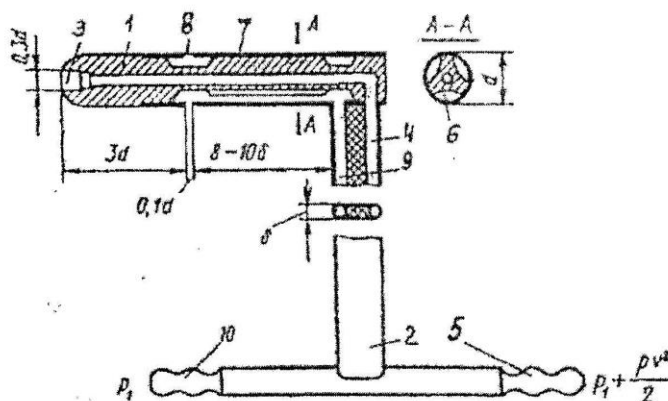


Рис 15. Трубка Пито-Прандтля

Для приема статического давления p_1 на боковой поверхности выполнены канавки 6, закрытые кожухом 7 с прорезями 8. Через трубку статического давления 9, помещенную внутри державки, канавки сообщаются со штуцером 10. К штуцерам 5 и 10 присоединяется дифференциальный манометр для измерения разности полного и статического давлений.

Так как приемные отверстия трубок совместить невозможно, давление p_1 и p_2 измеряются в различных точках потока. Это обстоятельство является

одним из источников систематической погрешности измерений такой трубкой.

Для учета систематических ошибок в расчетную формулу вводится поправочный коэффициент K , величина которого определяется при тарировании трубки.

1.7. Принцип измерения скорости *термо-электрическим анемометром* основан на измерении электрического сопротивления проволоки при изменении температуры,

Термоанемометр, рис. 16., представляет собой помещенную в поток тонкую проволоку, через которую пропускается электрический ток.

Измерение скорости возможно двумя способами:

- при первом способе температура проволоки при помощи регулируемого сопротивления поддерживается постоянной и измеряется мощность нагревателя, возмещающего потери тепла;

- при втором способе величина мощности нагревателя поддерживается постоянной и измеряется температура проволоки.

Зависимость между замеренной величиной и скоростью потока устанавливается предварительным тарированием прибора.

Термоанемометры дают возможность измерить малые скорости, скорости вблизи твердых границ и переменные во времени скорости, измерение которых гидрометрической трубкой связано с большими погрешностями.



Рис. 16.
Термоанемометр

Практическое занятие №3 и №4

Расчет силы давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности

Сила давления жидкости на горизонтальную плоскость

$$P = pS = (p_0 + \rho gh)S \quad (1.)$$

где

p_0 - давление на свободную поверхность жидкости;

h - глубина погружения горизонтальной плоскости под свободную поверхность жидкости;

S - площадь горизонтальной плоскости.

Закон распределения давления на плоскость может быть представлен в виде эпюры.

В случае горизонтальной плоскости эпюра давления будет представлять собою равномерно распределенную нагрузку - прямоугольник с высотой равной давлению p в определенном масштабе. Точка приложения главного вектора силы давления совпадает с центром тяжести площади.

Сила давления жидкости на плоскую стенку, наклоненную к горизонту под $\angle \alpha$, равна гидростатическому давлению в центре тяжести смоченной поверхности, умноженному на площадь стенки

$$P = (p_0 + \rho gh_c)S \quad (2.)$$

где h_c - глубина погружения центра тяжести смоченной поверхности под свободный уровень жидкости.

Поскольку уравнение (2.) является уравнением прямой, то для построения эпюры давления на наклонную плоскость достаточно знать давления лишь в двух точках, построить их в выбранном масштабе в виде нормалей к плоскости и соединить прямой.

Точка приложения главного вектора сил называется центром давления. В общем случае центр давления расположен ниже центра тяжести смоченной поверхности. В наиболее простом случае, когда плоская поверхность прямоугольна, главный вектор сил проходит через центр тяжести эпюры перпендикулярно к поверхности. Точка пересечения главного вектора сил с плоскостью будет центром давления.

Для определения положения центра давления симметричных сложных фигур пользуются формулой

$$y_0 = y_c + \frac{I_{xc}}{y_c \cdot S} \quad (3.)$$

где

y_0 и y_c - ординаты центра давления и центра тяжести смоченной площади фигуры, рис.2;

S - площадь фигуры;

I_{xc} - момент инерции этой площади относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести и параллельной оси x .

Ось x расположена по линии пересечения плоской фигуры с плоскостью свободной поверхности. Ось y - ось симметрии фигуры. Моменты инерции, площади и координаты центров тяжести некоторых плоских фигур приведены в Таблице 1.

Можно также воспользоваться таблицей типичных случаев (смотри таблицу 2.)

Пример 1.

В резервуаре стенка ABCD наклонена под углом α к горизонту (рис. 1). Определить, при какой глубине воды H резервуар опрокинется вокруг оси, проходящей через опоры A и B если размеры днища b и l ? Весом бака пренебрегаем.

Решение.

Изобразим резервуар условно в виде плоской фигуры и наметим схему расположения сил, действующих на стенки, рис. 2.

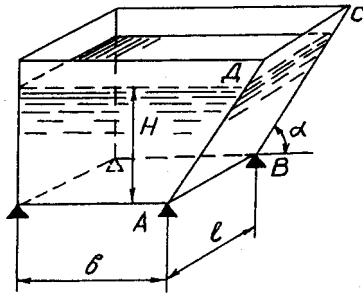


Рис. 1

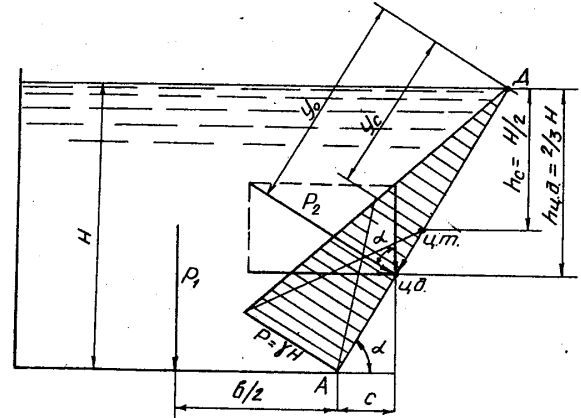


Рис. 2

Условием равновесия бака является равенство моментов сил P_1 и P_2 относительно оси опрокидывания. Для вычисления моментов необходимо знать величины этих сил и точки их приложения.

Из рисунка видно, что атмосферное давление p_0 действует на свободную поверхность жидкости и на стенки резервуара со всех сторон одинаково. Поэтому весь расчет будем проводить при условии действия только избыточного давления.

Согласно формулы (1.) сила действующая на дно резервуара

$$P_1 = p_1 S_{\text{дон}} = \rho g H b l.$$

Приложена сила P_1 в центре тяжести дна, т.е. на расстоянии $\frac{b}{2}$ от оси опрокидывания.

На наклонную стенку согласно формулы (2.) действует сила

$$P_2 = \rho g h_c S_{\text{СТ}},$$

где

$h_c = \frac{H}{2}$ - глубина погружения центра тяжести наклонной стенки под уровень

свободной поверхности;

$S_{\text{СТ}} = \frac{l \cdot H}{\sin \alpha}$ - площадь смоченной поверхности стенки.

Окончательно

$$P_2 = \rho g \cdot \frac{H}{2} \cdot \frac{lH}{\sin \alpha} = \frac{\rho g H^2 l}{2 \sin \alpha}$$

Сила P_2 приложена в центре давления (Ц.д.), координаты которого в общем случае определяются по формуле (3.) как

$$y_0 = y_c + \frac{I_{xc}}{y_c S}, \quad \text{где} \quad I_{xc} = -\frac{b h^3}{12}$$

(см. Таблицу 1)

Однако, для плоских стенок можно использовать более простой способ определения координаты центра давления. Известно, что сила P_2 направлена по нормали к стенке и проходит через центр тяжести эпюры. В данном случае эпюра давлений представляет собой треугольник, центр тяжести которого находится на пересечении медиан на расстоянии $\frac{2}{3}$ высоты от вершины.

Отсюда, сила P_2 приложена на расстоянии $\frac{2}{3} H$ от свободной поверхности, или $\frac{1}{3} H$ от основания.

Силу P_2 можно разложить на горизонтальную и вертикальную составляющие, из которых опрокидывающей является вертикальная

$$P_2^{верт} = P_2 \cos \alpha = \frac{\rho \cdot g H^2 l}{2 \sin \alpha} \cos \alpha = \frac{\rho \cdot g H^2 l}{2} \operatorname{ctg} \alpha$$

Горизонтальная составляющая равна по величине и противоположна по знаку силе давления, приложенной к противоположной стенке.

Плечо действия силы $P_2^{верт}$

$$c = \frac{H}{3 \operatorname{tg} \alpha}$$

Условие равновесия - равенство моментов сил P_1 и $P_2^{верт}$ относительно оси AB

$$P_1 \frac{b}{2} = P_2^{верт} \cdot c$$

Подставляем значения P_1 , $P_2^{верт}$ и c и решаем относительно H

$$H = \sqrt{\frac{3b^2 \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{ctg} \alpha}} = b \operatorname{tg} \alpha \sqrt{3}$$

Пример 2

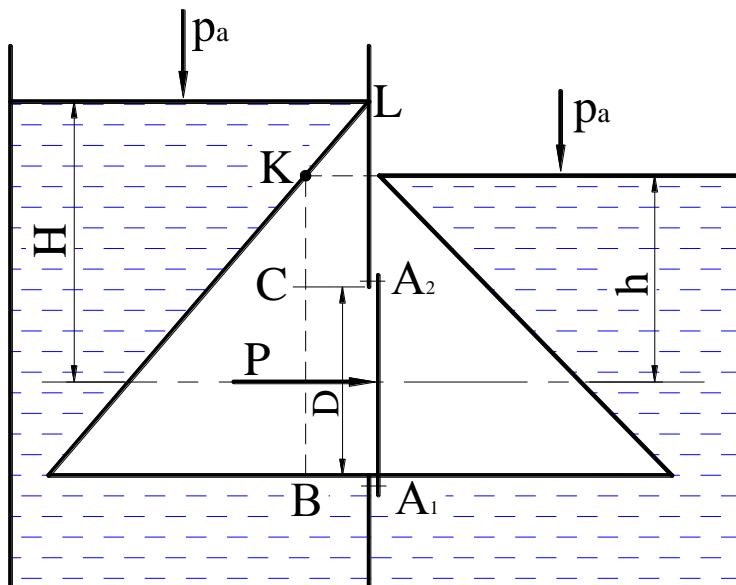


Рис. 3

Круглое отверстие между двумя резервуарами закрыто плоской крышкой диаметром $D=600$ мм. Уровень воды над центром крышки слева $H=2,2$ м., справа $h=1,85$ м.

Определить силу, растягивающую болты A и точку приложения этой силы.

Решение.

Поскольку на свободные поверхности в обоих резервуарах действует p_a , то целесообразно решать задачу в избыточных давлениях.

Сила, действующая на крышку слева:

$$P_1 = \rho g H \frac{\pi D^2}{4}$$

Сила, действующая на крышку справа:

$$P_2 = \rho g h \frac{\pi D^2}{4}$$

Суммарная сила, растягивающая болты A :

$$P = P_1 - P_2 = \rho g \frac{\pi D^2}{4} (H - h)$$

Для определения точки приложения суммарной силы следует построить эпюры давления на крышку. Слева в нижней точке крышки избыточное давление $p_1 = \rho g \left(H + \frac{D}{2} \right)$, а справа $p_2 = \rho g \left(h + \frac{D}{2} \right)$. На свободных поверхностях обоих резервуаров избыточное давление равно нулю. Эпюры давлений с двух сторон будут представлять собою треугольники с одинаковыми углами у вершин. Суммарная эпюра, полученная путём наложения треугольников – трапеция A_1BKLA_1 . В пределах размеров крышки эпюра давлений $A_1BCA_2A_1$ – прямоугольник, центр тяжести которого посередине. Таким образом, сила P действует слева направо нормально плоскости круглой крышки и приложена в её геометрическом центре.

2. СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА КРИВОЛИНЕЙНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ.

Для неплоской (криволинейной) поверхности элементарные силы давления, будучи перпендикулярными к соответствующим элементарным площадкам, оказываются не параллельными между собой. В общем случае они образуют систему сил, как угодно расположенных в пространстве; расчет сводится к определению главного вектора сил давления и главного момента системы этих сил.

На практике чаще всего определяют горизонтальную и вертикальную составляющие этой силы.

Горизонтальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна силе давления на вертикальную проекцию этой поверхности:

$$P_x = (p_0 + \rho g h_{CZ}) S_z \quad (4.)$$

где

p_0 - барометрическое давление на поверхности жидкости;

S_z - проекция криволинейной поверхности на вертикальную плоскость;

h_{CZ} - глубина погружения центра тяжести площади проекции S_z .

Вертикальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна силе тяжести жидкости в объеме "тела давления", сложенной с силой внешнего давления на площадь горизонтальной проекции S_x криволинейной поверхности.

"Тело давления" - это фигура образованная данной стенкой, её проекцией на свободную поверхность жидкости и вертикальными проектирующими поверхностями. В зависимости от расположения стенки по отношению к жидкости направление вертикальной составляющей силы может быть положительным (вниз) или отрицательным (вверх). Поэтому в общем случае

$$P_z = p_0 S_x \pm \rho g V \quad (5.)$$

где

V - объем тела давления.

В случае цилиндрической поверхности суммарная сила давления

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (6.)$$

Направление силы P определяется тангенсом угла

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_z}{P_x} \quad (7.)$$

Пример 1. Днище резервуара на участке AB выполнено криволинейным по дуге радиусом r (рис.4). В точке B установлен пьезометр. Центр дуги AB расположен ниже уровня нефти на h метров. Определить давление паров бензина в резервуаре если высота нефти в пьезометре h_p метров. Найти величину и направление действия суммарной силы давления нефти на криволинейную часть днища, если длина резервуара 1 метр.

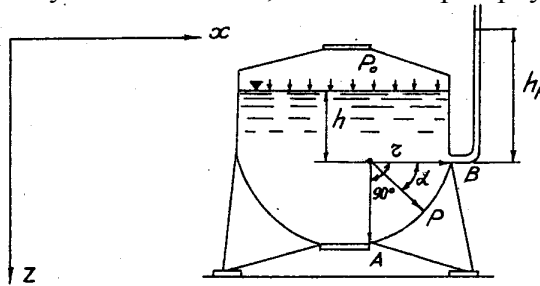


Рис. 4

Решение.

Из уравнения равновесия $p_0 + \rho gh = \rho gh_p$ определяем давление паров бензина на свободную поверхность жидкости внутри резервуара (p_0 здесь рассматривается как избыточное давление)

$$p_0 = \rho g(h_p - h).$$

В случае криволинейных цилиндрических стенок величина суммарной силы давления

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}.$$

Горизонтальная составляющая силы давления

$$P_x = p_c \cdot S_z,$$

где

$p_c = p_0 + \rho g\left(h + \frac{r}{2}\right)$ - давление в центре тяжести проекции криволинейной части днища на вертикальную ось;

$S_z = rl$ - площадь проекции на вертикальную плоскость;

l - длина резервуара равна 1 м по условию задачи.

Окончательно

$$P_x = \left[p_0 + \rho g\left(h + \frac{r}{2}\right) \right] rl$$

Вертикальная составляющая силы давления равна

$$P_z = \rho g V_{\text{тд.}} + p_0 S_x$$

где

$$V_{\text{тд.}} = \frac{\pi r^2 l}{4} + hrl - \text{объём тела давления.}$$

$S_x = rl$ - площадь проекции на горизонтальную плоскость.

Окончательно

$$P_z = \rho g \left(\frac{\pi r^2 l}{4} + hrl \right) + p_0 rl$$

Суммарная сила давления находится путём подстановки значений P_x и P_z в формулу

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$$

Направлена сила P по нормали к поверхности, т. е. в случае цилиндрической поверхности – по радиусу.

Угол наклона суммарной силы к горизонту

$$\alpha = \arctg \frac{P_z}{P_x}$$

Таблица 1

Моменты инерции, площади и координаты центров тяжести некоторых, плоских фигур

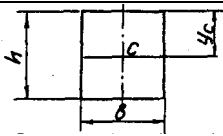
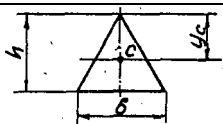
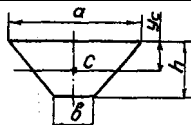
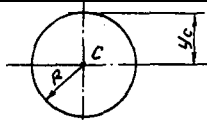
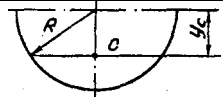
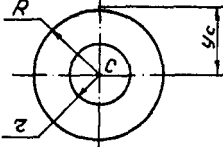
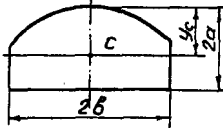
	I_C	y_C	S
	$\frac{1}{12}bh^3$	$\frac{1}{2}h$	bh
	$\frac{1}{36}bh^3$	$\frac{2}{3}h$	$\frac{1}{2}bh$
	$\frac{1}{36}h^3 \frac{a^2 + 4ab + b^2}{a+b}$	$\frac{1}{3}h \frac{a+2b}{a+b}$	$\frac{1}{2}h(a+b)$
	$\frac{1}{4}\pi R^4$	R	πR^2
	$\frac{9\pi^2 - 64}{72\pi} R^4$	$\frac{4}{3} \cdot \frac{R}{\pi}$	$\frac{1}{2}\pi R^2$
	$\frac{1}{4}\pi(R^4 - r^4)$	R	$\pi(R^2 - r^2)$
	$\frac{1}{4}\pi a^3 b$	a	πab

Таблица 2

Типичные случаи и формулы для определения центра давления различных фигур, погруженных в жидкость

Наименование фигуры	Схема	Площадь фигуры	Глубина погружения центра тяжести	Сила давления жидкости на Фигуру	Глубина погружения центра давления
1. Прямоугольник		bL	$e + \frac{L}{2}$	$\gamma bL \left(e + \frac{L}{2} \right)$	$e + \frac{L}{3} \frac{2L + 3e}{L + 2e}$
2. Прямоугольник		bL	$\frac{L}{2}$	$\frac{1}{2} \gamma bL^2$	$\frac{2}{3} L$
3. Квадрат		b^2	$\frac{1}{2} b \sqrt{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2} \gamma b^2$	$\frac{7\sqrt{2}}{12} b$
4. Равнобедренный треугольник		$\frac{1}{2} BL$	$\frac{L}{3}$	$\frac{1}{6} \gamma BL^2$	$\frac{1}{2} L$
5. Трапеция		$\frac{1}{2} L(B+b)$	$\frac{L}{3} \frac{2b+B}{b+B}$	$\frac{1}{6} \gamma L^2(2b+B)$	$\frac{L}{2} \frac{3b+B}{2b+B}$
6. Круг		πr^2	$e + r$	$\gamma \pi r^2 (r + e)$	$e + r + \frac{r^2}{4(r+e)}$
7. Полукруг		$\frac{1}{2} \pi r^2$	$\frac{4}{3} \frac{r}{\pi}$	$\frac{2}{3} \gamma r^2$	$\frac{3}{16} \pi r$
8. Эллипс		πab	$a + c$	$\gamma \pi ab (a + c)$	$a + c + \frac{a^2}{4(a+c)}$
9. Парабола		$\frac{2}{3} aL$	$\frac{2}{5} L$	$\frac{4}{15} \gamma aL^2$	$\frac{4}{7} L$

Практические занятия №5 и №6

Расчет простого трубопровода

1. Системы трубопроводов и основные типы задач

Встречающиеся в технике трубопроводы можно условно разделить на две группы:

- простые трубопроводы, которые представляют собою одну или несколько последовательно соединенных труб, не имеющих боковых ответвлений;
- сложные трубопроводы, образующиеся в результате разветвлений, параллельных соединений, боковых отводов или замыканий в кольца труб различных длин и диаметров.

И простые и сложные трубопроводы при расчете систем целесообразно разделять на длинные и короткие.

Длинными называют такие трубопроводы, в которых потери на местных сопротивлениях не превышают 10% общих потерь напора. Поэтому при расчетах местные потери или учитывают в виде надбавки к потерям на трение, величину которой назначают по прототипу или исходя из накопленного опыта проектирования подобных систем, или отбрасывают вовсе за малостью.

Короткими называют такие трубопроводы, в которых потери напора на местных сопротивлениях значительны (по крайней мере, превышают 10% общих сопротивлений). При расчетах таких систем по возможности более точно оценивают и учитывают оба вида потерь.

В технике применяется огромное количество трубопроводов различного назначения. В зависимости от конкретных условий размещения и назначения практически каждый трубопровод (или система трубопроводов) имеет индивидуальную конфигурацию, что определяет особенности его расчета.

Исходными для расчета трубопроводов являются:

- уравнение баланса энергий (уравнение Бернулли);
- уравнение баланса расходов в системе трубопроводов или равенства расходов в отдельных частях системы;
- формулы, определяющие потери напора по длине отдельных участков труб и на местных сопротивлениях;
- формулы и таблицы для вычисления коэффициентов трения и местных сопротивлений.

На базе этих зависимостей с учетом приведенной здесь классификации для трубопроводов (или систем) различной конфигурации и назначения, объединяемых в группы по какому-либо признаку, составляются различные методики расчета.

Возможны три основные постановки задачи расчета трубопровода:

Задача 1. Определить необходимый напор H при заданном расходе в сети Q (и распределении его по участкам в случае сложного трубопровода), а также при заданных диаметре d и длине ℓ (или d_i и ℓ_i участков сложного трубопровода);

Задача 2. Определить полный расход Q , поступающий в сеть и его распределение по отдельным участкам (в случае сложного трубопровода) при заданном напоре H , диаметре d и длине ℓ (или d_i и ℓ_i участков сложного трубопровода);

Задача 3. Определить диаметр d трубопровода (или диаметры отдельных его участков

d_i), позволяющий пропустить заданный расход Q (с заданным распределением по участкам в случае сложного трубопровода) по трубе длиной ℓ (или системе труб с длинами участков ℓ_i) при заданном напоре H .

2. Расчет простого короткого трубопровода постоянного диаметра

Различают два случая:

истечение в атмосферу, рис.1; истечение под уровень, рис.2.

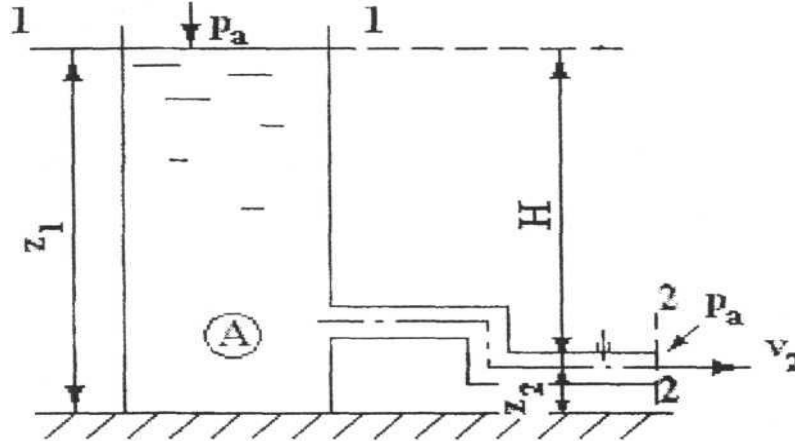


Рис.1

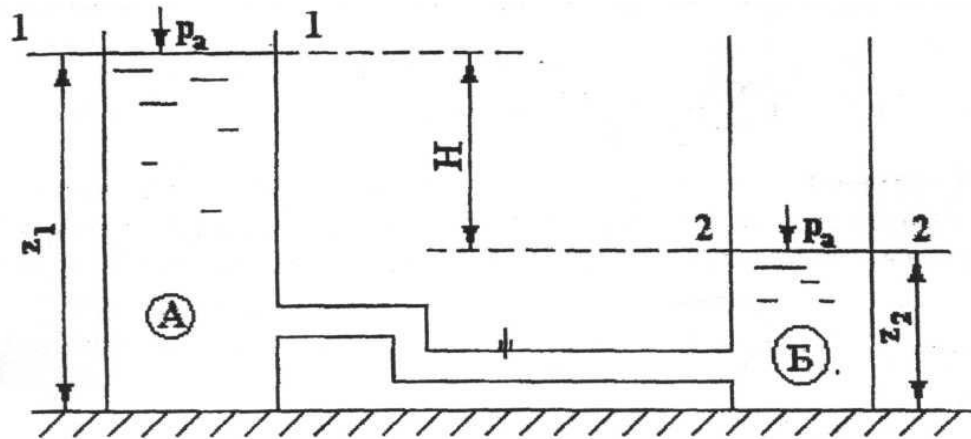


Рис.2

Для обоих случаев уравнение Бернулли запишется в виде

$$z_1 + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_l + \sum h_m, \quad (1)$$

откуда $z_1 - z_2 = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + h_l + \sum h_m$, где $h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ - потери напора по длине (потери трения); $\sum h_m = \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g}$ - сумма потерь напора на местных сопротивлениях.

Если считать, что истечение установившееся, скорость движения жидкости в трубе равна v и уровни во всех емкостях остаются неизменными, то величина $z_1 - z_2 = H$ является действующим напором.

В случае истечения в атмосферу, рис.1, $v_1 = 0$ и $v_2 = v$. Значит,

$$H = \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1 \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (2)$$

Из (2) видно, что при истечении в атмосферу действующий напор расходуется на преодоление потерь и создание кинетической энергии на выходе из трубы.

В случае истечения под уровень, рис.2, $v_1 = v_2 = 0$ и, следовательно,

$$H = h_l + \sum h_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (3)$$

Из (3) видно, что при истечении под уровень весь напор расходуется на преодоление потерь. Если для этого случая выделить отдельно потерю на выход из трубы в резервуар Б, представив ее в виде $h_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{v^2}{2g}$, где $\zeta_{\text{вых}} = 1$, то формула (3) по форме станет идентичной формуле (2)

$$H = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g} + \zeta_{\text{вых}} \frac{v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1 \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (4)$$

Отличие формул (2) и (4) в том, что при истечении в атмосферу единица в скобках учитывает потерю с уходящей скоростью, а при истечении под уровень – это коэффициент местных сопротивлений выхода из трубы в резервуар.

Задача 1. Напор H , требуемый для пропуска заданного расхода Q через трубопровод известных размеров и конфигурации, вычисляется по формуле (4), в которой скорость выражается через расход (из уравнения сплошности),

$$H = \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1 \right). \quad (5)$$

Коэффициенты потерь λ и ζ_m определяются по рекомендациям.

Задача 2. Пропускную способность трубопровода можно определить, решив уравнение (5) относительно Q ,

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1}} \sqrt{2gH} = \mu S \sqrt{2gH}, \quad (6)$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1}}$ - коэффициент расхода трубопровода, S - площадь поперечного сечения трубы.

В общем случае коэффициенты λ и ζ_m являются функциями числа **Re**. Поскольку расход Q , а значит и скорость течения v неизвестны, и число **Re** вычислить невозможно, задача решается в последовательных приближениях. В первом приближении предполагается, что режим течения соответствует квадратичной зоне сопротивления, где эти коэффициенты от числа **Re** не зависят. Как правило, назначают $\lambda = 0,03$, а коэффициенты местных сопротивлений ζ_m принимают по справочным данным [2, 6, 8].

Вычисленное в первом приближении значение расхода даст возможность

вычислить скорость течения в трубе и по числу **Re** уточнить значение λ с последующим уточнением значения расхода.

Задача 3. Для определения диаметра необходимо уравнение (5) или (6) решить относительно d .

3. Расчет простого короткого трубопровода переменного диаметра

В случае простого короткого трубопровода, состоящего из последовательно соединенных участков труб различного диаметра (рис.3) расход на всех участках будет одинаков ($Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q$), а потеря напора в трубе равна сумме потерь напора по длине каждого участка и на всех местных сопротивлениях $\left(H = h_{\ell 1} + h_{\ell 2} + \dots + h_{\ell n} + \sum_1^m \zeta_{mj} \right)$.

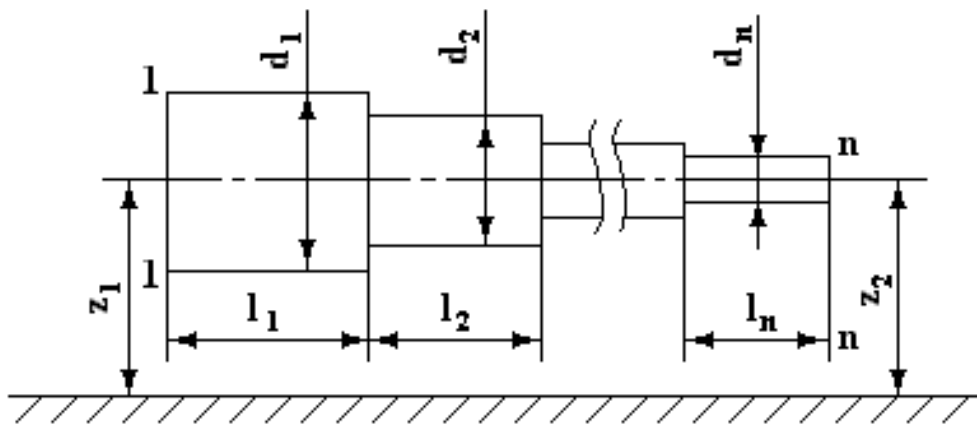


Рис.3

Задача 1. Чтобы определить необходимый напор H при заданном расходе Q , необходимо записать уравнение Бернулли для сечений 1-1 и n-n в виде

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} + \sum_1^n h_{\ell i} + \sum_1^m h_{mj}, \quad (7)$$

где $\sum_1^n h_{\ell i} = h_{\ell 1} + h_{\ell 2} + \dots + h_{\ell n}$; $\sum_1^m h_{mj} = h_{mj1} + h_{mj2} + \dots + h_{mj m}$.

Потери напора по длине вычисляются по формуле $h_{\ell i} = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g}$.

Коэффициенты сопротивлений λ_i в общем случае зависят от режима движения жидкости и могут быть вычислены при известных значениях чисел **Re**_i и относительных шероховатостей. Относительные шероховатости $\bar{\Delta}_i$ принимаются по справочникам для заданного сортамента труб.

Дальнейшие вычисления производятся по участкам:

– первый участок

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}; \quad \text{Re}_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu}; \quad \lambda_1 = f(\text{Re}_1, \bar{\Delta}_1); \quad h_{\ell 1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g};$$

– второй участок

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2}; \quad \text{Re}_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu}; \quad \lambda_2 = f(\text{Re}_2, \bar{A}_2); \quad h_{l2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g};$$

.....

– n -ный участок

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d_n^2}; \quad \text{Re}_n = \frac{v_n d_n}{\nu}; \quad \lambda_n = f(\text{Re}_n, \bar{A}_n); \quad h_n = \lambda_n \frac{l_n}{d_n} \frac{v_n^2}{2g}.$$

Здесь $\lambda_i = f(\text{Re}_i, \bar{A}_i)$ вычисляется по одной из формул, рекомендованных в

Потери на местных сопротивлениях вычисляются по формуле $h_{mj} = \zeta_{mj} \frac{v_j^2}{2g}$.

Коэффициенты местных сопротивлений ζ_{mj} принимаются по справочнику в зависимости от вида сопротивления. Скорость v_j , с которой жидкость обтекает « j » сопротивление, равна скорости v_i того « i » участка, на котором это сопротивление расположено.

Подставляя вычисленные значения потерь напора и скоростей v_1 и v_n в уравнение Бернулли (7) можно решить его относительно одного из параметров z_1, z_2, p_1, p_2 или комплексов этих параметров $(z_1 - z_2), (p_1 - p_2), \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = H$. Остальные параметры должны быть заданы или приняты.

Задача 2. Для определения расхода по заданному напору и геометрии трубопровода целесообразно воспользоваться **методом эквивалентного трубопровода**.

Суть метода заключается в расчете условной (эквивалентной) трубы одного диаметра, равнозначной по потере напора фактической трубе.

Возможны два подхода к решению задачи.

Первый: у эквивалентной трубы сохраняется длина фактической трубы

$$l_3 = l_1 + l_2 + \dots + l_n, \quad (8)$$

а соответствующий ей диаметр определяется, как

$$d_3 = \sqrt[5]{\frac{l_3}{\frac{l_1}{d_1^5} + \frac{l_2}{d_2^5} + \dots + \frac{l_n}{d_n^5}}}. \quad (9)$$

Второй: диаметр трубы d_3 задан, а длина эквивалентного трубопровода находится как

$$l_3 = l_1 \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^5 + l_2 \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^5 + \dots + l_n \left(\frac{d_3}{d_n}\right)^5. \quad (10)$$

В дальнейшем ход решения одинаков, независимо от выбранного подхода. Скорость движения жидкости в эквивалентном трубопроводе согласно уравнению неразрывности

$$v_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2}. \quad (11)$$

Напор в эквивалентной трубе равен потерянному напору в фактической трубе

$$H_3 = H = \frac{v_3^2}{2g} \left(\lambda \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_m + 1 \right), \quad (12)$$

откуда

$$v_3 = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_m + 1}} \sqrt{2gH}. \quad (13)$$

Приравнивая правые части равенств (8.11) и (8.13) можно вычислить значение расхода

$$Q = \frac{\pi d_3^2}{4} \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_m + 1}} \sqrt{2gH}. \quad (14)$$

Поскольку в большинстве технических трубопроводов режим движения соответствует квадратичной зоне сопротивления, то в первом приближении λ и ζ_m считаются не зависящими от **Re** и принимаются, как в п.2 с последующей проверкой и уточнением расхода.

Из уравнения (14) при известном расходе Q можно определить напор H . Значит, метод эквивалентного трубопровода пригоден и для решения задачи 1.

Задача 3. Если неизвестны диаметры всех участков, то для их определения необходимо задать все диаметры кроме одного. Последний диаметр определяется из условия обеспечения заданного расхода Q при заданном напоре H .

Пример 1. Определить, какое давление p_3 будет в конце горизонтального составного трубопровода (рис.4) если в начале его давление $p_1=200$ Н/см². Трубы новые, стальные; диаметры: $d_1=0,15$ м, $d_2=0,125$ м и $d_3=0,1$ м; длины $l_1=20$ м, $l_2=15$ м и $l_3=10$ м. Расход нефти $Q=20$ л/с. Рассчитать и построить пьезометрическую линию.

Указания: Учесть местные потери в местах внезапного сужения трубы. Вязкость нефти принять $\nu=0,09 \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$.

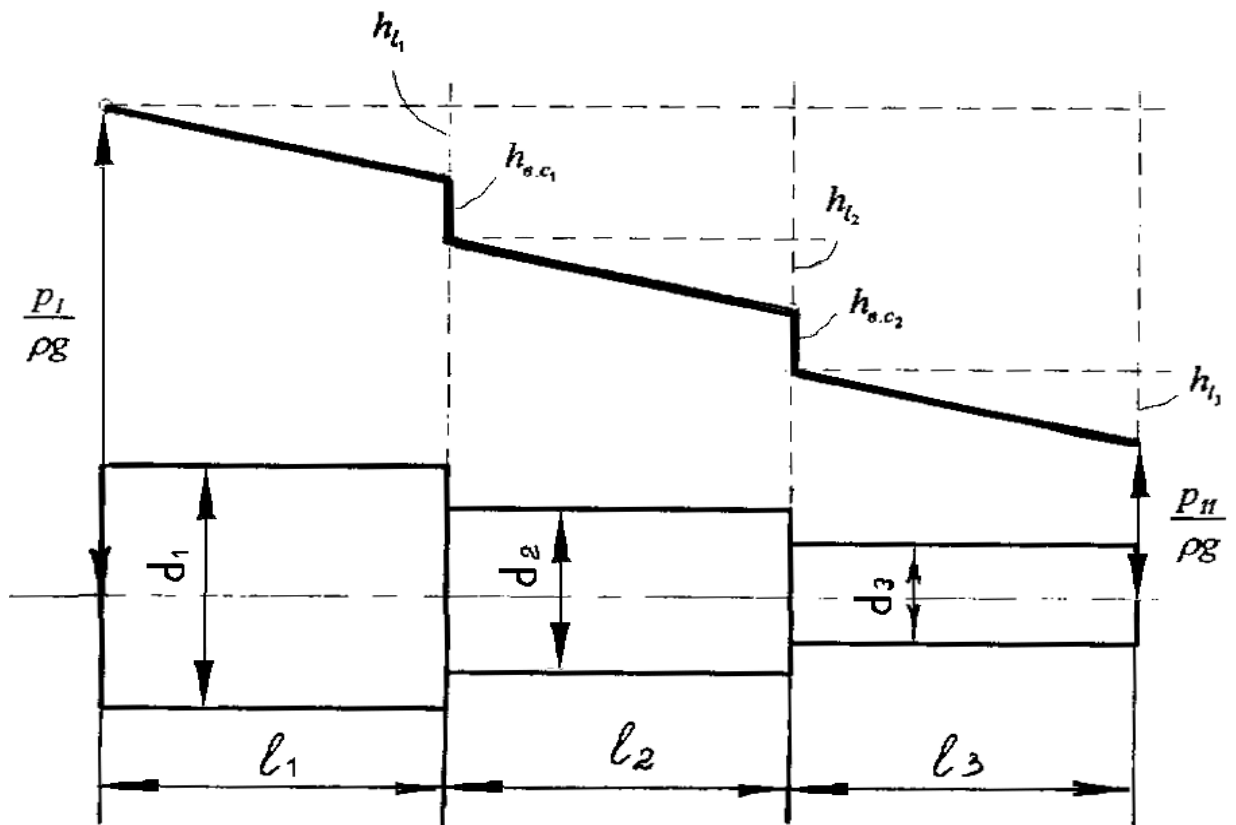


Рис.4

Решение. На всех участках расход будет одинаков:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

Поскольку, необходимо определить p_3 , то это значит, что определению подлежит напор (задача 1).

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 3-3.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + \Sigma h_{ti} + \Sigma h_{mj}.$$

Потери напора по длине участка вычисляются по формуле

$$h_{ti} = \lambda_i \frac{\ell_i}{d_i} \frac{V_i^2}{2g}.$$

Коэффициент λ в общем случае зависит от режима движения жидкости. Поэтому дальнейшие вычисления потерь трения производим по участкам:

$$1) \quad V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,152} = \frac{0,08}{0,07065} = 1,13 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{1,13 \cdot 0,15}{0,09 \cdot 10^{-4}} = 18833$$

Шероховатость новых стальных труб принимаем по Приложению 7:

$$\Delta = 0,06 \text{ мм. Относительная гладкость } \frac{d_1}{\Delta} = \frac{150}{0,06} = 2500.$$

Режим движения при $4000 < Re = 18833 < 20 \frac{d_1}{\Delta} = 50000$ – гладкостенное течение.

$$\lambda_1 = \frac{0,316}{18833 \cdot 0,25} = 0,027.$$

$$h_{\ell 1} = \lambda_1 \frac{\ell_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} = 0,027 \frac{20}{0,15} \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,8} = 0,234 \text{ м}$$

$$2) \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,125^2} = 1,63 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu} = \frac{1,63 \cdot 0,125}{0,09 \cdot 10^{-4}} = 22638 \text{ (гладкостенное течение)}$$

$$\lambda_2 = \frac{0,316}{22638^{0,25}} = 0,026$$

$$h_{\ell 2} = \lambda_2 \frac{\ell_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} = 0,026 \frac{15}{0,125} \frac{1,63^2}{2 \cdot 9,8} = 0,423 \text{ м}$$

$$3) \quad v_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,020}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,54 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$Re_3 = \frac{v_3 d_3}{\nu} = \frac{2,54 \cdot 0,1}{0,09 \cdot 10^{-4}} = 28222 \text{ (гладкостенное течение)}$$

$$\lambda_3 = \frac{0,316}{28222^{0,25}} = 0,024$$

$$h_{\ell 3} = \lambda_3 \frac{\ell_3}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} = 0,024 \frac{10}{0,1} \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,8} = 0,790 \text{ м}$$

Потери на местных сопротивлениях: коэффициенты потерь – по справочнику - $\zeta_1 = 0,15$, $\zeta_2 = 0,18$

$$h_{\ell.c.1} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = 0,15 \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,8} = 0,00977 \text{ м}, \quad h_{\ell.c.2} = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} = 0,18 \frac{1,63^2}{2 \cdot 9,8} = 0,0244 \text{ м}$$

Подставляем вычисленные значения потерь напора и скоростей в уравнение Бернулли с учетом горизонтального расположения трубы ($z_1 = z_3$). Плотность нефти принимаем $\rho = 800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} - \Sigma h_{\ell i} - \Sigma h_{mj} ;$$

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{2 \cdot 10^6}{800 \cdot 9,8} - \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,8} - 0,234 - 0,423 - 0,790 - 0,00977 - 0,0244 ;$$

$$\frac{p_3}{\rho g} = 253,36 \text{ м}; \quad p_3 = 1986342 \text{ Па} = 198,63 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$$

Пример 2. Решим ту же задачу (пример 1) методом эквивалентного трубопровода.

Воспользуемся первым подходом к решению.

Длина эквивалентного трубопровода:

$$\ell_{\text{э}} = \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 = 20 + 15 + 10 = 45 \text{ м}$$

Эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{э}} = \sqrt[5]{\frac{\ell_{\text{э}}}{\frac{\ell_1}{d_1^5} + \frac{\ell_2}{d_2^5} + \frac{\ell_3}{d_3^5}}} = \sqrt[5]{\frac{45}{\frac{20}{0,15^5} + \frac{15}{0,125^5} + \frac{10}{0,15^5}}} = 0,12 \text{ м.}$$

Скорость в эквивалентной трубе:

$$v_{\text{э}} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,12^2} = 1,769 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Вычисление коэффициентов сопротивлений

$$\text{Re}_{\text{э}} = \frac{v_{\text{э}} d_{\text{э}}}{\nu} = \frac{1,759 \cdot 0,12}{0,09 \cdot 10^{-4}} = 23586 \text{ (течение гладкостенное)}$$

$$\lambda_{\text{э}} = \frac{0,316}{23586^{0,25}} = 0,0255 ; \quad \zeta_{\text{вкл}} = 0,15 ; \quad \zeta_{\text{вс2}} = 0,18$$

$$H_{\text{э}} = \frac{v_{\text{э}}^2}{2g} \left(\lambda \frac{\ell_{\text{э}}}{d_{\text{э}}} + \sum \zeta_{\text{м}} + 1 \right) = \frac{1,769^2}{2 \cdot 9,8} \left(0,0255 \frac{45}{0,12} + 0,15 + 0,18 + 1 \right) = 1,739$$

$$H_{\text{э}} = H = \frac{p_1 - p_3}{\rho g}, \text{ откуда } \frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - H_{\text{э}} = \frac{2 \cdot 10^6}{800 \cdot 9,8} - 1,739 = 253,36 \text{ м.}$$

$$p_3 = 1986342 \text{ Па} = 198,63 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$$

4. Расчет простого длинного трубопровода постоянного диаметра

При расчете длинных простых трубопроводов потерями на местных сопротивлениях и потерями с уходящей скоростью пренебрегают. Формула (5) приобретает вид

$$H = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} Q^2 l. \quad (15)$$

Величина $\frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} = A$ - удельное сопротивление трубопровода.

Если обозначить $\frac{1}{A} = \frac{g\pi^2 d^5}{8\lambda} = k^2$, то формула (15) запишется:

$$H = \frac{Q^2 l}{k^2}, \quad (16)$$

Отсюда $k = Q \sqrt{\frac{l}{H}}$ имеет размерность расхода и называется **модулем расхода** или **расходной характеристикой**. Так как величина под корнем $\frac{H}{l} = I$ - гидравлический уклон, то численное значение $k = Q \sqrt{\frac{l}{H}} = \frac{Q}{\sqrt{I}}$ равно расходу при уклоне, равном единице.

Значение расхода получается из уравнения (16), как

$$Q = k \sqrt{\frac{H}{l}} = k \sqrt{I}. \quad (17)$$

Для квадратичной области сопротивления λ зависит только от относительной шероховатости и не зависит от числа **Re**. Поэтому для этой области значения коэффициента k вычислены для каждого значения диаметра d , предусмотренного стандартом на трубы, и представлены в виде таблиц, например, Приложение 10.

Задача 1. Напор H , необходимый для обеспечения заданного расхода Q по трубопроводу заданных диаметра d и длины ℓ , находится по формулам (15) или (16).

Задача 2. Пропускная способность трубопровода Q при заданных d , ℓ , H определяется по формуле (17).

Задача 3. Для определения необходимого диаметра при заданных Q , ℓ и H из формул (16) или (17) вычисляется значение k , по которому из таблиц находится значение d .

5. Расчет простого длинного трубопровода переменного диаметра

Поскольку у длинного трубопровода, рис. 5, потери на местных сопротивлениях незначительны и ими можно пренебречь, расчет упрощается.

Способ 1. Для расчета можно воспользоваться методом эквивалентного трубопровода. Вначале трубопровод переменного сечения приводится к эквивалентному по формулам (8) и (9), или (10).

Напор в эквивалентной длинной трубе

$$H_э = \lambda \frac{l_э}{d_э} \frac{v_э^2}{2g}. \quad (18)$$

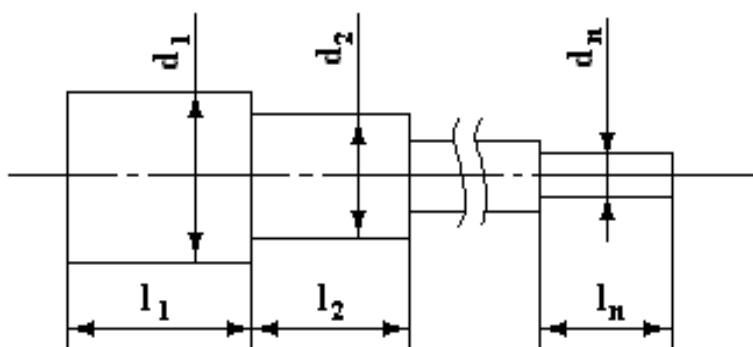


Рис.5

Подстановка в (18) значения эквивалентной скорости $v_э = \frac{4Q}{\pi d_э^2}$ позволяет получить формулу эквивалентного напора

$$H_э = H = \frac{8Q^2 l_э \lambda}{\pi^2 d_э^5 g}. \quad (19)$$

Способ 2. Для каждого участка с постоянным диаметром потери, согласно (16)

$h_{li} = \frac{Q^2}{k_i^2} l_i$. Потери для всего трубопровода

$$H = \sum h_{li} = Q^2 \left(\frac{l_1}{k_1^2} + \frac{l_2}{k_2^2} + \dots + \frac{l_n}{k_n^2} \right). \quad (20)$$

Уравнения (19) и (20) позволяют решать задачи 1 и 2. Задача 3 решается как в п.3.

6. Расчет пучка параллельно соединенных длинных труб

Пусть жидкость, поступающая в узел А по одной трубе (рис.6), разветвляется на «n» потоков в соответствии с количеством труб. В узле Б эти «n» разветвлений снова сходятся и все потоки соединяются в один.

Длины $l_1, l_2 \dots l_n$ и диаметры $d_1, d_2 \dots d_n$ параллельных труб предполагаются известными.

Поскольку все потоки выходят из одной точки и снова соединяются в другой точке, то перепады напоров между началом и концом каждой параллельной трубы одинаковы:

$$h_{l1} = h_{l2} = \dots = h_{ln} = H. \quad (21)$$

Местными потерями в длинных трубах можно пренебречь. Поэтому перепады напоров в трубах будут равны потерям напора на трение и в соответствии с формулой (16) могут быть представлены как

$$H = h_{li} = \frac{Q_i^2}{k_i^2} l_i, \quad (22)$$

откуда расход в каждой ветви

$$Q_i = k_i \sqrt{\frac{H}{l_i}}. \quad (23)$$

Уравнение расходов для узловых точек с учетом (23)

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n = \sum Q_i = \sqrt{H} \sum_1^n \frac{k_i}{\sqrt{l_i}}, \quad (24)$$

откуда

$$H = \frac{Q^2}{\left(\sum_1^n \frac{k_i}{\sqrt{l_i}} \right)^2}. \quad (25)$$

Уравнения (24) и (25) связывают между собой все параметры, определяющие течение жидкости на участке разветвления труб и позволяют решать задачи 1 и 2 гидравлического расчета пучка параллельно соединенных труб, для которых потери по участкам равны, расходы распределяются пропорционально их пропускной способности, суммарный расход равен сумме расходов ветвей.

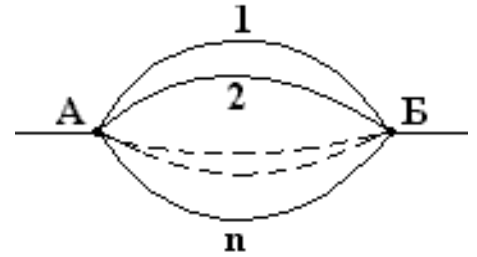


Рис.6

Практическое занятие №7

Расчет сложного трубопровода

Суть метода заключается в замене участков трубопровода постоянного диаметра эквивалентными отверстиями с последующим суммированием их площадей.

Эквивалентное отверстие – это такое отверстие, расход жидкости Q_0 через которое равен расходу Q_i в данной трубе, а напор h_0 , под которым жидкость вытекает из отверстия, равен потерянному напору в трубе. Площадь эквивалентного отверстия для данной трубы вычисляется по формуле

$$S_0 = \frac{\pi d^2}{4\mu \sqrt{\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_m} + 1}, \quad (26)$$

где l, d, λ, ζ_m – длина, диаметр, коэффициент сопротивления трения и коэффициенты местных сопротивлений трубы; μ – коэффициент расхода через отверстие.

Потеря на выход имеет место только у концевой трубы, поэтому при вычислении площадей эквивалентных отверстий для промежуточных труб единица под корнем отбрасывается.

При параллельном соединении труб площади заменяющих их эквивалентных отверстий суммируются по формуле

$$S_{1+2} = S_1 + S_2, \quad (27)$$

при последовательном соединении –

$$\frac{1}{S_{1+2}^2} = \frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2}. \quad (28)$$

Например, последовательность расчета разветвленного трубопровода, представленного на рис.7, следующая:

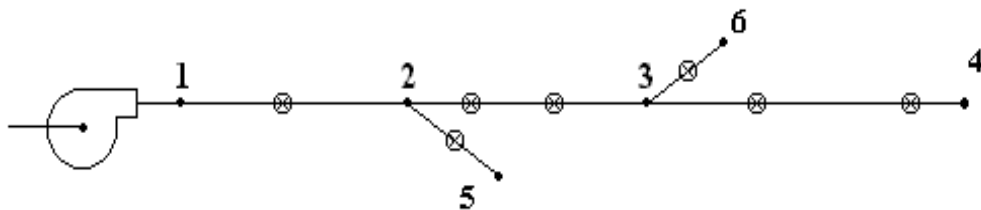


Рис. 7

1) Используя формулу (26), все участки системы заменяют эквивалентными отверстиями с площадями: $S_{12}, S_{23}, S_{25}, S_{34}, S_{36}$.

При этом предполагают, что режим движения жидкости соответствует квадратичному закону сопротивления и принимают:

- коэффициент расхода отверстия $\mu = 0,62$;
- коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,03$;
- коэффициенты местных сопротивлений берут по справочной литературе.

2) Весь разветвленный трубопровод заменяют единым эквивалентным отверстием путем суммирования площадей отверстий, заменяющих участки трубопровода, по

формулам (27) и (28), начиная с самого удаленного:

$$S_a = S_{34} + S_{36}; \quad \frac{1}{S_b^2} = \frac{1}{S_a^2} + \frac{1}{S_{23}^2}; \quad S_c = S_b + S_{25}; \quad \frac{1}{S_d^2} = \frac{1}{S_c^2} + \frac{1}{S_{12}^2};$$

где S_d – площадь эквивалентного отверстия, заменяющего весь трубопровод.

3) Из формулы $Q_1 = \mu S_d \sqrt{2gH_1}$ определяют расход Q_1 или напор H_1 в точке 1, в зависимости от того, что задано и какая задача решается – задача 1 или задача 2.

4) Вычисляют расходы и потери напора по участкам трубопровода.

Скорость течения на участке 1-2 $v_{12} = \frac{4Q_{12}}{\pi d_{12}^2}$, где $Q_{12} = Q_1$.

Потерянный напор на участке 1-2 $h_{12} = \left(\lambda_{12} \frac{l_{12}}{d_{12}} + \zeta_{ex} + \sum \zeta_m \right) \frac{v_{12}^2}{2g}$.

Напор в сечении 2

$$H_2 = H_1 - h_{12}.$$

Расход на участке 2-3

$$Q_{23} = \mu S_b \sqrt{2gH_2}.$$

Скорость на участке 2-3

$$v_{23} = \frac{4Q_{23}}{\pi d_{23}^2}.$$

Расход на участке 2-5

$$Q_{25} = \mu S_{25} \sqrt{2gH_2}.$$

Проверка

$$Q_{12} = Q_{23} + Q_{25}.$$

Потеря напора на участке 2-3

$$h_{23} = \left(\lambda_{23} \frac{l_{23}}{d_{23}} + \sum \zeta_m \right) \frac{v_{23}^2}{2g}.$$

Напор в точке 3

$$H_3 = H_2 - h_{23}.$$

Расход на участке 3-4

$$Q_{34} = \mu S_{34} \sqrt{2gH_3}.$$

Скорость на участке 3-4

$$v_{34} = \frac{4Q_{34}}{\pi d_{34}^2}.$$

Расход на участке 3-6

$$Q_{36} = \mu S_{36} \sqrt{2gH_3}.$$

Проверка

$$Q_{23} = Q_{34} + Q_{36}.$$

Потеря напора на участке 3-4

$$h_{34} = \left(\lambda_{34} \frac{l_{34}}{d_{34}} + \sum \zeta_m + 1 \right) \frac{v_{34}^2}{2g}.$$

Проверка

$$H = h_{12} + h_{23} + h_{34}.$$

Пример.

От бака с постоянным уровнем жидкости проходит в горизонтальной плоскости трубопровод (рис.8), в баке находится вода, уровень которой отстоит от центра вывода трубопровода на H м. Определить расход воды в трубопроводе и расход в его двух ответвлениях А и В, если диаметр трубопровода равен 6 см, длина – 10 м, а на конце перед разветвлениями установлен кран; диаметр разветвления А равен 5 см, Б – 4 см, причем

разветвления направлены перпендикулярно трубопроводу, имеют длину 10 м и 5 м и в конце каждого разветвления поставлен кран.

Дано:

$d_{CD} = 6 \text{ см}; l_{CD} = 10 \text{ м}; d_{AC} = 5 \text{ см}; l_{AC} = 10 \text{ м}; d_{BC} = 4 \text{ см}; l_{BC} = 5 \text{ м}; H = 4 \text{ м}$

Определить: $Q_{CD}; Q_{AC}; Q_{BC}$.

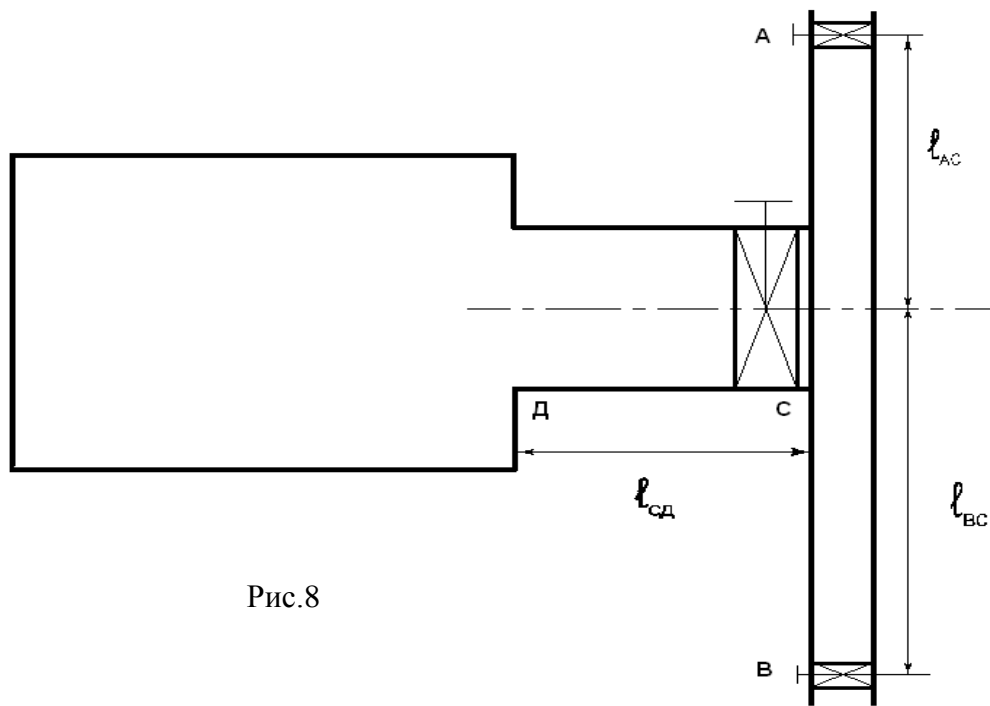


Рис.8

Примем:

- коэффициент расхода $\mu = 0,62$;
- коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,03$;
- коэффициент сопротивления крана $\zeta_{кр} = 3,0$;
- коэффициент сопротивления тройника $\zeta_{тр} = 1,1$;
- коэффициент сопротивления выхода $\zeta_{вых} = 1$;
- коэффициент сопротивления входа в трубу $\zeta_{вх} = 0,5$.

Заменим участки трубопровода площадями эквивалентных отверстий:

$$S_{AC} = \frac{\pi d_{AC}^2}{4\mu \sqrt{\lambda_{AC} \frac{l_{AC}}{d_{AC}} + \zeta_{кр} + \zeta_{тр} + \zeta_{вых}}} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4 \cdot 0,62 \sqrt{0,03 \frac{10}{0,05} + 3 + 1,1 + 1}} = 0,00095 \text{ м}^2$$

$$S_{BC} = \frac{\pi d_{BC}^2}{4\mu \sqrt{\lambda_{BC} \frac{l_{BC}}{d_{BC}} + \zeta_{кр} + \zeta_{тр} + \zeta_{вых}}} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4 \cdot 0,62 \sqrt{0,03 \frac{5}{0,04} + \zeta_{кр} + \zeta_{тр} + \zeta_{вых}}} = 0,00068 \text{ м}^2$$

$$S_{CD} = \frac{\pi d_{CD}^2}{4\mu \sqrt{\lambda_{CD} \frac{l_{CD}}{d_{CD}} + \zeta_{кр} + \zeta_{вх}}} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4 \cdot 0,62 \sqrt{0,03 \frac{10}{0,06} + 3,0 + 0,5}} = 0,00156 \text{ м}^2$$

Площадь эквивалентного отверстия, заменяющего трубы AC и BC

$$S_{ACB} = S_{AC} + S_{BC} = 0,00095 + 0,00068 = 0,00163 \text{ м}^2$$

Площадь эквивалентного отверстия, заменяющего весь трубопровод

$$\frac{1}{S_0^2} = \frac{1}{S_{ABC}^2} + \frac{1}{S_{CD}^2} = \frac{1}{0,00163^2} + \frac{1}{0,00156^2}, \text{ откуда } S_0 = 0,00113 \text{ м}^2.$$

Расход воды в трубе СД

$$Q_{CD} = \mu S_O \sqrt{2gH} = 0,62 \cdot 0,00113 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 4} = 0,0062 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 6,2 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Скорость течения в трубе СД

$$V_{CD} = \frac{4Q_{CD}}{\pi d_{CD}^2} = \frac{4 \cdot 0,0062}{3,14 \cdot 0,06^2} = 2,19 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Потерянный напор в трубе СД

$$h_{CD} = \left(\lambda_{CD} \frac{\ell_{CD}}{d_{CD}} + \zeta_{KP} + \zeta_{BX} \right) \frac{V_{CD}^2}{2g} = \left(0,03 \frac{10}{0,06} + 3 + 0,5 \right) \frac{2,19^2}{2 \cdot 9,8} = 2,08 \text{ м}$$

Напор в точке С

$$H_C = H - h_{CD} = 4 - 2,08 = 1,92 \text{ м}$$

Расход в точке А

$$Q_A = \mu S_{AC} \sqrt{2gH_C} = 0,62 \cdot 0,00095 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 1,92} = 0,00362 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3,62 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Расход в точке В

$$Q_B = \mu S_{BC} \sqrt{2gH_C} = 0,62 \cdot 0,00068 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 1,92} = 0,00258 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,58 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Общий расход в ответвлениях

$$Q = Q_A + Q_B = 3,62 + 2,58 = 6,2 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Эта же величина была получена для участка СД, т.е. расчет выполнен верно.

Практическое занятие №8

Расчет всасывающей трубы насоса.

В общем случае насосная установка состоит из всасывающей трубы, насоса, нагнетательной или напорной линии и распределительной сети.

Всасывающей трубой называется короткий участок трубопровода от места забора воды до насоса (рис.9).

По существу всасывающая труба является особым случаем короткого трубопровода, так как жидкость движется в нем под вакуумом, создаваемым насосом.

Исходными данными для расчета являются рекомендуемая средняя скорость движения жидкости во всасывающей трубе $v_{вс} = 0,85 \div 1,25 \text{ м/с}$ и допускаемая величина вакуума, создаваемого насосом $h_{вак}^{доп}$.

Из этих условий диаметр всасывающей трубы

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{вс}}}. \quad (29)$$

Полученный расчетом диаметр округляют до ближайшего значения по сортаменту, и пересчитывают $v_{вс}$ по той же формуле (29).

Местные потери во всасывающих линиях составляют значительную долю в общем балансе потерь, поэтому при расчете необходимо учитывать и потери по длине и местные, такие как всасывающие клапаны (сетка с обратным клапаном на входе в трубу), закругления трубопровода, запорная арматура на всасывании и др.

Для вычисления наибольшего значения вакуума, достигаемого непосредственно у насоса, составляют уравнение Бернулли относительно сечений 1-1 на уровне свободной поверхности в водозаборнике и 2-2 на входе в насос (рис.9),

$$z_1 + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_l + \sum h_m. \quad (30)$$

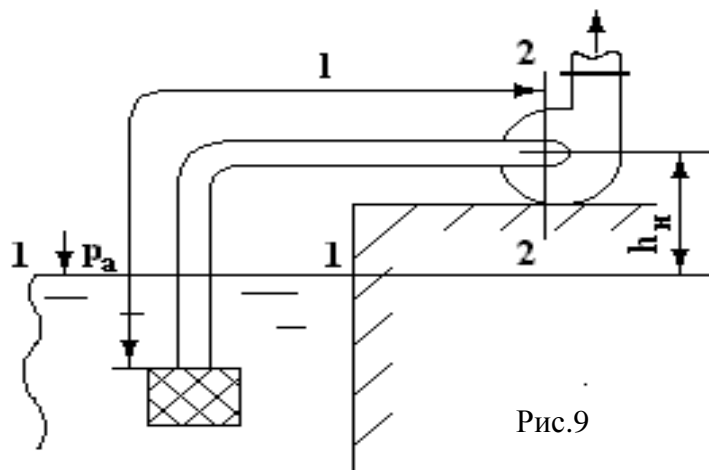


Рис.9

Если принять плоскость сравнения по сечению 1-1 и считать уровень в водозаборнике неизменным, то $z_1 = 0$, $z_2 = h_n$, $v_1 = 0$, $v_2 = v_{вс}$ и уравнение (30) примет вид

$$\begin{aligned} \frac{p_a - p_n}{\rho g} &= h_{\text{вас}} = h_n + \frac{V_{\text{вс}}^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V_{\text{вс}}^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{V_{\text{вс}}^2}{2g} = \\ &= h_n + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) = h_n + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right). \end{aligned} \quad (31)$$

Величина $h_{\text{вас}}$ ограничивается условиями возникновения кавитации, которая приводит к снижению КПД и к эрозии лопастей насоса. Различные типы насосов допускают различную величину вакуума. Но величина допускаемого вакуума зависит не только от типа насоса, но и от температуры и рода жидкости. С увеличением температуры жидкости величина допускаемого вакуума $h_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ снижается. Так, при температуре воды 60°C допускаемый вакуум становится величиной отрицательной, что свидетельствует о необходимости создавать подпор (давление выше атмосферного) на входе в насос.

Чтобы определить $h_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ для конкретного насоса проводят специальные испытания при данных постоянных значениях расхода Q и напора H и различных значениях температуры жидкости во всасывающих трубопроводах. По результатам испытаний строят кавитационные характеристики и приводят их в документации к насосу.

Зная допускаемый вакуум для данного насоса и перекачиваемой им жидкости, можно по формуле (31) найти предельное максимальное возвышение (или заглубление при отрицательном вакууме) насоса относительно свободной поверхности жидкости в водозаборнике

$$h_n = h_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right). \quad (32)$$

При заданной высоте всасывания и заданных конструктивных элементах всасывающей трубы максимальный расход

$$Q_{\text{max}} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g(h_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_n)}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m}}. \quad (33)$$

Если $h_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ неизвестен, то можно рассуждать следующим образом.

Удельная энергия жидкости при входе потока на рабочее колесо насоса, равная $E = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g}$, должна не только обеспечить создание заданной скорости входа V_1 и преодоление потерь напора во всасывающей трубе, но и оставшийся напор должен быть больше того, при котором начинается кавитация, на величину

$$\Delta h = E - \frac{p_n}{\rho g} = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{p_n}{\rho g}, \quad (34)$$

где p_n – давление парообразования, значения которого при различной температуре можно определить с помощью таблиц насыщенного водяного пара или по h - S диаграмме состояния водяного пара. Определяя из (34) скоростной напор $\frac{V_1^2}{2g}$ и подставляя его

значение в уравнение (31), получим

$$h_n = \frac{p_a - p_2}{\rho g} - \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) - \Delta h + \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_n}{\rho g} = \frac{p_a - p_n}{\rho g} - \frac{8Q^2}{2\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) - \Delta h$$

Величина Δh может быть определена как доля полного напора насоса H $\Delta h = \sigma H$, где σ - коэффициент кавитации

Коэффициент кавитации может быть определен с помощью коэффициента быстроходности $\sigma = \left(\frac{n_s}{C} \right)^{\frac{4}{3}}$, где $C \approx 600 \div 1000$ - коэффициент, зависящий от конструкции насоса и его параметров.

Тогда максимально допустимая геометрическая высота всасывания (высота установки насоса над уровнем жидкости)

$$h_n = \frac{p_a - p_{\Pi}}{\rho g} - \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) - \varphi \sigma H,$$

где $\varphi = 1,2 \div 1,3$ - коэффициент запаса.

Пример. Определить допустимую высоту всасывания h_n (рис.10) центробежного насоса при частоте вращения насосного колеса $n = 1600$ об/мин. Насос развивает подачу $Q = 3,3 \frac{l}{c}$, создавая напор $H = 40$ м. Диаметр всасывающего стального трубопровода $d_b = 50$ мм, длина $l_b = 8$ м. Перекачивается вода при температуре $t = 32^\circ\text{C}$. Коэффициент, характеризующий конструкцию насоса, принять $C = 1000$.

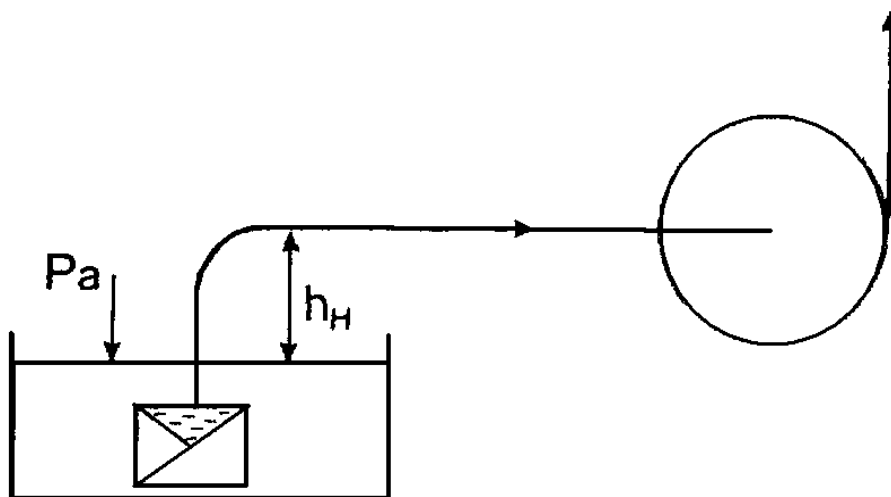


Рис.10

Дано:

- подача насоса $Q = 3,3 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;
- напор насоса $H = 40 \text{ м}$;
- диаметр всасывающего трубопровода $d_b = 50 \text{ мм}$;
- длина всасывающего трубопровода $\ell_b = 8 \text{ м}$;
- коэффициент конструкции насоса $c = 1000$;
- температура воды $t = 32^\circ\text{C}$;
- частота вращения насоса $n = 1600 \text{ об/мин}$.

Решение. Плотность воды при температуре 32°C

$$\rho = \rho_o(1 - \beta_t \Delta t) = 998,23(1 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot 12) = 995,83 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Атмосферное давление $p_a = 10^5 \text{ Па}$.

Давление насыщенного водяного пара при $t = 32^\circ\text{C}$. $p_{\text{п}} = 4964 \text{ Па}$.

$$\text{Коэффициент быстроходности } n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \cdot 1600 \frac{\sqrt{0,0033}}{40^{0,75}} = 21$$

$$\text{Коэффициент кавитации } \sigma = \left(\frac{n_s}{c} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{21}{1000} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,00586.$$

$$\text{Кинематическая вязкость воды при } t = 32^\circ\text{C } \nu = 6,5 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

$$\text{Число Рейнольдса } Re = \frac{4Q}{\pi d_g \nu} = \frac{4 \cdot 0,0033}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 6,5 \cdot 10^{-7}} = 129348.$$

Шероховатость стальной трубы $\Delta = 0,1 \text{ мм}$.

Режим движения – область доквадратичного сопротивления, т.к.

$$20 \frac{d}{\Delta} = 10000 < \text{Re} = 129348 < 500 \frac{d}{\Delta} = 250000$$

$$\text{Коэффициент трения } \lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1}{50} + \frac{68}{129348} \right)^{0,25} = 0,025$$

$$\text{Коэффициент местных сопротивлений } \zeta_{\text{кол}} = 0,3; \quad \zeta_{\text{кл}} = 10$$

Допустимая геометрическая высота всасывания

$$\begin{aligned} h_n &= \frac{p_a - p_{\Pi}}{\rho g} - \frac{8Q_2}{g\pi^2 d_g^4} \left(1 + \lambda \frac{l_g}{d_g} + \zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{кл}} \right) - \varphi \sigma H = \\ &= \frac{10^5 - 4964}{995,83 \cdot 9,8} - \frac{8 \cdot 0,0033^2}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4} \left(1 + 0,025 \frac{8}{0,05} + 0,3 + 10 \right) - 1,2 \cdot 0,00586 \cdot 40 = 7,25 \text{ м} \end{aligned}$$

Единицы обозначения и размерности основных величин

Величины	Обозначение	Единица измерения Наименование Обозначение
Длина	l	метр м
Масса	m	килограмм кг
Время	t	секунда с
Сила	P, R, F	Ньютон Н
Температура	t	градус Цельсия °C
Производные величины		
Площадь	S	квадратный метр м ²
Работа, энергия	A, E	Джоуль (Ньютон метр) Дж=Н·м
Объем	V	кубический метр м ³
Расход (объемный)	Q	кубический метр на сек. м ³ /с
Скорость	C	метр на секунду м/с
Ускорение свободного падения	g	метр на сек. в квадрате м/с ²
Кинематическая вязкость	ν	квадратный метр на сек. м ² /с
Плотность	ρ	килограмм на кубический метр кг/м ³
Давление	p	Паскаль (Ньютон на квадратный метр) Па=Н/м ²
Касательное напряжение	τ	Паскаль Па
Динамическая вязкость	μ	Паскаль-секунда Па·с
Удельная энергия	E	Джоуль на килограмм Дж/кг
Напор	H	метр м
Глубина	h	метр м
Мощность	N	Ватт (Джоуль на сек.) Вт=Дж/с

Кроме основных единиц в гидравлике применяют следующие внесистемные, кратные и дольные единицы: 1 литр=1дм³/с; килоПаскаль –кПа=10³ Па,мегапаскаль-МПа=10⁶Па, килоньютон- 1кН=10³Н, миллиметр ртутного столба=133,3 Па,1метр водяного столба=9,81 кПа и другие.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Плотность, коэффициенты объемного расширения и сжатия
некоторых жидкостей при $\rho = 101325 \text{ Н/м}^2$ (760 мм рт. ст.) и $T = 293^\circ\text{К}$ ($t = 20^\circ\text{C}$)

Наименование жидкости	Плотность ρ кг/м ³	Коэффициент объемного расширения $\beta_t \cdot 10^3$ 1/град	Коэффициент объемного сжатия $\alpha_v \cdot 10^7$ м ² /Н
Вода пресная	998,2	0,20	0,49
Этиловый спирт	790	1,10	0,78
Ртуть	13546	0,18	0,039
Глицерин	1260	0,49	0,25
Керосин	820	0,96	0,77

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Плотности некоторых газов и паров

Наименование	Плотность ρ , кг/м ³	
	при $t^\circ = 0^\circ\text{C}$ и $p_0 = 769 \text{ мм рт.ст.}$	по отношению к воздуху
Азот	1,250	0,97
Аммиак	0,771	0,60
Ацетилен	1,175	0,91
Воздух	1,293	1
Водород	0,08988	0,069
Гелий	0,1785	0,138
Кислород	1,429	1,11
Углекислота	1,977	1,53
Хлор	3,214	2,49
Этилен	1,26	0,98

Литература

1. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. М., «Машиностроение», 1978. 460 с.
2. Чугаев Р.Р. Гидравлика. Учебник.-Л., «Энергия», 1975. 600 с.
3. Киселев П.Г. Гидравлика. Основы механики жидкости. Учебное пособие. М., «Энергия», 1980. 360 с.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. М., «Энергия», 1975.
5. Савченко В.А. Гидромеханика. Часть 1 и 2: Учебное пособие по курсу – Новороссийск: Изд. НГМА, 2000.- 366 с.
6. Панчурин Н.А. Сборник задач по гидравлике.- Л.: Изд. «Речной транспорт», 1956 – 65 с.