Министерство образования и науки Кыргызской Республики

Кыргызский Государственный Технический Университет им И.Раззакова

Кафедра «Возобновляемые источники энергии»

Гидравлика

Краткий курс лекций по дисциплине «Гидравлика» для студентов инженерных специальностей очной и заочной формы обучения

Бишкек   2012

Составитель: ЕРЕМЕНКО Е.А.
УДК 532

Гидравлика: Краткий курс лекций для студентов инженерных специальностей. Кыргызский Государственный Технический Университет.
Составитель: Е.А. Еременко, Бишкеке 2012,   53 стр. Изложен материал по излучению основных законов статики и динамики жидкостей. Предназначено для студентов инженерных специальностей.

Табл. 6 Иллюстр. 36 Библиограф. 9 названий

Тема №1 «Определение гидравлики, краткая история её развития. Физическе свойства жидкостей».

Гидравликой называется наука, изучающая законы покоя и движения жидких тел и рассматривающая использование этих законов в решении конкретных технических задач. Практическое значение гидравлики велико, так как она представляет собой основу для инженерных расчетов в гидроэнергетике, машиностроительном и транспортном оборудовании, оборудовании пищевой промышленности и т.д.

Ещё в глубокой древности, задолго до нашей эры, человек был вынужден практически заниматься решением различных гидравлических вопросов. Об этом говорят результаты археологических исследований и наблюдений, которые показывают, что ещё за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем и в некоторых других странах древнего мира уже существовали оросительные каналы и были известны некоторые простейшие устройства для подъема воды. Во многих местах сохранились также остатки водонапорных и гидротехнических сооружений (водоводы, плотины, акведуки), свидетельствующие о весьма высоком уровне строительного искусства в древнем мире. Однако никаких сведений о гидравлических расчетах этих сооружений не имеется, и надо полагать, что все они были построены на основании чисто практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических вопросов относятся к 250 году до нашей эры, когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. В дальнейшем на протяжении более чем полутора тысячалетий гидравлика не получала заметного развития. И только в XVI – XVII вв, в эпоху Возрождения, когда появились работы Стевина, Леонардо да Винчи, Галилея, Паскаля, Ньютона, исследовавших ряд важных гидралических явлений, было положено начало дальнейшему развитию гидравлики как науки.

Жидкими телами, или ***жидкостями***, называют физическе тела, легко изменяющие свою форму под действием сил самой незначительной величины. В отличие от твердых тел, жидкости характеризуются весьма большой подвижностью своих частиц и по этому обладают способностью принимать форму сосуда, в который они налиты.

Различают два вида жидкостей: жидкости ***капельные*** и жидкости ***газообразные***. Капельные жидкости представляют собой жидкости встречающиеся в природе и применяемые в технике: вода, нефть, бензин, различные масла и т.д. Все капельные жидкости оказывают большое сопротивление изменению объема и трудно поддаются сжатию. При изменении давления и температуры их объем изменяется незначительно. Наоборот, газообразные жидкости (газы) изменяют свой объем под влиянием указанных факторов в значительной степени.

Капельные жидкости практически не оказывают заметного сопротивления растягивающим усилиям. Силы сцепления, существующие между молекулами таких жидкостей, проявляются только на их поверхности в виде так называемых сил ***поверхностного натяжения***. Этим объясняется существование пленки мыльного пузыря, образование капли и т.д.

В гидравлике жидкость рассматривается как совокупность материальных точек (частиц) в ограниченном объеме; различают ***твердые поверхности***, ограничивающие объем жидкости (например, стенки и дно сосуда) и так называемые ***свободные поверхности***, по которым жидкость граничит с другими жидкостями и газами (например, поверхность соприкасания жидкости с воздухом в открытом сосуде).

Силы, действующие на ограниченный объем жидкости в гидравлике, принято делить на ***внутренние и внешние***. Внутренние силы действуют внутри объема (силы межмолекулярных связей и сила тяжести). К внешним силам относится любая внешняя нагрузка, а так же силы реакции стенок и дна сосудов.

Для упрощения и облегчения ряда теоретических выводов и исследований в гидравлике иногда пользуются понятием ***идеальной*** или с***овершенной жидкости***, которая обладает абсолютной несжимаемостью, полным отсутствием температурного расширения и не оказывает сопротивления растягивающим и сдвигающим усилиям. Конечно, идеальная жидкость – жидкость фиктивная, не существующая в действительности. Все ***реальные***, встречающиеся в природе жидкости, в той или иной степени характеризуются всеми перечисленными выше свойствами. Однако, сжимаемость, температурное расширение и сопротивление растяжению для реальных жидкостей ничтожно малы и обычно не учитываются. Таким образом, основной и по существу единственной особенностью, отличающей идеальную жидкость от жидкости реальной, является наличие у последней сил сопротивления сдвигу, определяемых особым свойством жидкости – ***вязкостью***. Ввиду этого идеальную жидкость иногда называют ***невязкой***, а реальную жидкость – ***вязкой*** жидкостью.

Плотностью называется количество массы жидкости, содержащееся в единице объема и определяется из соотношения:

$$\rho = \frac{m}{W} \ ,$$

где **m** – масса жидкости,

W – объем, в котором эта масса содержится.

Единицы измерения плотности:

- в международной системе

$$[\rho]м = \frac{кг}{м^3};$$

- в физической системе

$$[\rho]ф = \frac{Г}{см^3};$$

- в технической системе

$$[\rho]т = \frac{кгс \cdot c^2}{м^4}.$$

С увеличением температуры плотность жидкости, как правило, уменьшается. Некоторым исключениям из этого общего правила является вода в интервале температур от 0 до 4^{0}С, имеющая наибольшую плотность при 4^{0}С.

Значения плотности для некоторых жидкостей приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Плотность и удельный вес некоторых жидкостей

Жидкость	Температура ^0C	ρ Г/см^3	γ кгс/м^3
Вода пресная	15	0,999	999
Вода морская	15	1,02	1020
Ртуть	15	13,56	13558
Бензин	15	0,68-0,78	680-780
Древесный сирт	0	0,80	800
Алкоголь	15	0,79	790
Глицерин	0	1,26	1260

Иногда в гидравлике вводится понятие ***относительной*** плотности - безразмерного отвлеченного числа, представляющего собой отношение плотности данной жидкости к наибольшей плотности дисциллированной воды, взятой при 4^0C.

Удельным весом или ***объемным весом*** жидкости называетсявес единицы её объёма

$$\gamma = \frac{G}{W},$$

где G – вес жидкости,
W – занимаемый объём,

Единицы удельного веса:

в международной системе

$$[\gamma]м = \frac{н}{м^3};$$

в физической системе

$$[\gamma]ф = \frac{дина}{см^3};$$

в технической системе

$$[\gamma]_т = \frac{кгс}{см^3}.$$

Значения удельного веса различных жидкостей при атмосферном давлении 760 мм. рт. ст. приведены в таблице 1.

Изменение удельного веса капельных жидкостей в зависимости от температуры тождественно изменению их плотности – с увеличением температуры удельный вес уменьшается (исключением является вода, имеющая наибольший удельный вес при t=4^0C). Изменение удельного веса воды при атмосферном давлении в зависимости от температуры показано в таблице 2.

Таблица 2.

Изменение удельный веса воды в зависимости от температуры

Температура ^0C	γ кгс/м^2	Температура ^0C	γ кгс/м^2
0	999,87	50	989,07
4	1000	60	983,24
10	999,73	70	977,81
20	998,23	80	971,83
30	995,67	90	965,34
40	992,24	100	958,38

Аналогично понятию относительной плотности в гидравлике используется также и понятие ***относительного удельного веса*** жидкости, т.е. её удельного веса по сравнению с наибольшим удельным весом воды при 4^{0}С.

Удельный объём это объём занимаемый единицей массы жидкости определяется из отношения

$$\gamma = \frac{W}{m}$$

Удельный объём представляет собой величину, обратную плотности

$$\gamma = \frac{1}{\rho}.$$

Сжимаемость жидкостей это способность жидкостей уменьшать свой объём под действием давления. Это свойство характеризуется ***коэффициентом сжимаемости***, который показывает на сколько уменьшится объём одного литра жидкости при увеличении давления на 1 кгс/см^2.

Объём сжимаемой жидкости можно определить по следующей формуле:

$$Wp = W(1 - \Delta P \cdot \beta_P)$$

где W – первоначальный объём жидкости,

W_p- объём после сжатия,

ΔP – величина повышения давления,

β_p - коэффициент сжимаемости.

Среднее значение коэффициента сжимаемости для некоторых жидкостей при давлениях до 500 кгс/см^2 приведены в таблице 3.

Таблица 3.

Значения коэффициента сжимаемости для жидкостей

Жидкость	$\beta_P \cdot 10^{10}$ м^2/кгс	Жидкость	$\beta_P \cdot 10^{10}$ м^2/кгс
вода	47,5	Ртуть	3
нефть	74	бензин	92
эфир	110	глицерин	25

Величина, обратно пропорциональная коэффициенту сжимаемости $1/\beta_P$ называется ***модулем упругости К***. Модуль упругости, также как и коэффициент сжимаемости, не постоянен. Он изменяется в зависимости от давления и температуры.

Как уже отмечалось, ввиду малой сжимаемости капельных жидкостей и ничтожного её влияния на рассматриваемые в гидравлике явления при гидравлических расчетах сжимаемостью жидкостей обычно пренебрегают и считают жидкости практически несжимаемыми, за исключением отдельных случаев (например, гидравлический удар), которые всегда особо оговариваются.

Если давление в жидкости понижается до уровня, называемого ***давлением насыщенных паров***, т.е. давления соответствующего испарению жидкости при данной температуре, то возникает ***кавитация***. Кавитацией (от латинского слова «кавитас»-полость) называется образование в движущейся жидкости полостей заполненных паром или воздухом (газом). Причиной кавитацией является возникновение больших местных скоростей, ведущих к понижению давления. Если при этом давление оказывается меньше упругости паров, то начинается бурное испарение жидкости, она начинает кипеть и в ней образуются кавитационные полости, состоящие из пузырьков, заполненных паром. Если затем при дальнейшем движении потока давление в нем повышается, происходит конденсация пара, обычно сопровождаемая резким треском, и кавитационные полости смыкаются. Возникновении кавитации значительно облегчается при наличии в жидкости пузырьков воздуха, а также растворенных газов.

Кавитация оказывает вредное действие, приводит к снижению коэффициента полезного действия и кавитационной коррозии. Кавитационная коррозия обычно наблюдается в тех местах, где происходит повышение давления, сопровождающиеся столкновением пузырьков пара и его конденсацией. При этом вследствие мгновенных, быстро чередующихся процессов сжатия пузырьков возникают короткие и интенсивные микрогидравлические удары, разрушающие металл, сначала выкрашивая его зерна с поверхности, а затем распространяющиеся вглубь. К этим ударным действиям присоединяется и химическое окисление воздухом, обогащенным кислородом, выделяющимся из жидкостий. Если кавитация длится продолжительное время, происходит разъедание металла, из него выпадают отдельные кусочки, а он принимает на большую глубину губчатую структуру.

Температурное расширение - это способность жидкостей увеличивать свой объем под действием температуры. Характеризуется ***коэффициентом температурного расширения***, который показывает на сколько увеличится объем 1 литра нагреваемой жидкости при увеличении температуры на 1^0С. Объем нагреваемой жидкости можно определить по следующей формуле:

$$Wt = W(1 + \Delta t\beta_t)$$

где W – первоначальный объём,

W_t – объём после нагревания,

Δt - величина изменения температуры,

β_t - коэффициент температурного расширения, единица измерения $1/^0$С.

Коэффициент температурного расширения для несжимаемых жидкостей ничтожно мал и при обычных гидравлических расчетах температурное расширения, как правило, не учитывается.

Вязкость - это способность жидкостей оказывать сопротивление деформации сдвига. Условно модель потока жидкости можно представить состоящим из n – количества параллельных слоев, двигающихся с различными скоростями.

При этом каждый последующий слой тормозит движения предыдущего слоя, а сила возникающая при этом между слоями называется ***силой трения***. Эпюра скоростей потока вязкой жидкости в круглом трубопроводе выглядит следующим образом

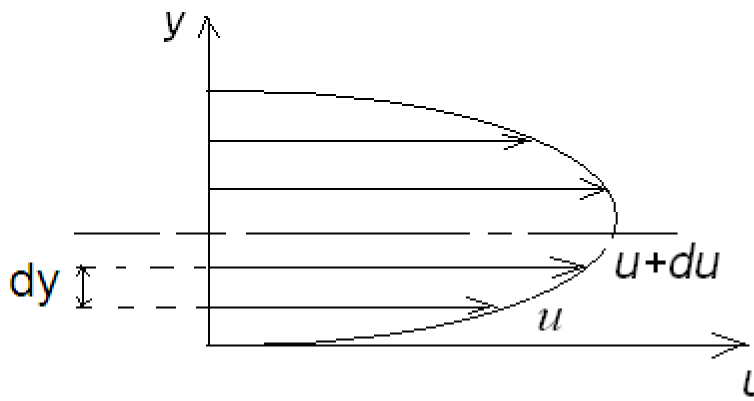


Рис. 1

На этой эпюре u – скорость отдельного слоя жидкости, du – величина приращения скорости, y - нормаль к оси симметрии потока, dy – расстояние между условными слоями жидкости.

Силу трения, возникающую между слоями жидкости, можно определить по закону вязкостного трения Ньютона:

$$T = \pm\mu S\frac{du}{dy} \quad ,$$

где T – сила трения,

S – площадь соприковающихся слоев жидкости,

μ - коэффициент динамической вязкости,

$\frac{du}{dy}$ - градиент скорости, характеризующий изменение скорости внутри потока вязкой жидкости относительно нормали y.

Касательное напряжение τ представляет собой отношение силы трения T, возникшей между слоями, к площади их соприкосновения:

$$\tau = \frac{T}{S}$$

С учетом этого закон вязкостного трения Ньютона можно представить в следующем виде:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \text{ , откуда } \mu = \tau \frac{dy}{du}$$

Из этого уравнения следует, что ***динамический коэффициент вязкости*** μ численно равен силе трения, развивающейся на единице поверхности при градиенте скорости, равном единице.

В системе МКГСС μ = 1 кг сек/м^2

В системе СГС (сантиметр-грамм-секунда) вязкость выражается в пуазах (пз) или сантипуазах (спз), причем 1спз=0,01 пз

$$1\text{пз} = \frac{дина \cdot сек}{см^2} = 0{,}010193 \text{ кг сек/м}^2$$

$$1\text{спз} = 1{,}0193 \cdot 10^{-4} \text{кгсек/м}^2$$

В системе СИ динамическая вязкость имеет размерность н*сек/м^2.

Ниже приведено соотношение между этими единицами вязкости:

1пз=0,0102кГ*сек/м^2=0,1н*сек/м^2

1кГсек/м^2 = 9,80665 н*сек/м^2

В гидралических расчетах применяют отношение коэффициента динамической вязкости μ к плотности жидкости ρ, которое называется коэффициентом ***кинематической вязкости*** и обозночается ν: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

В системе МКГСС $[\nu] = \frac{м^2}{сек}$, $СГС - [\nu] = \frac{см^2}{сек}$.

Величина вязкости, равная 1см^2/сек называется стоксом (ст). В технической практике получили распространение сантистоксы (сст), причем 1сст=0,01ст=1мм^2/сек.

Указанные единицы кинематической вязкости связаны с отношением 1м^2/сек=10000ст=1000000сст.

Точных методов непосредственного измерения коэффициентов вязкости не существует. Лишь в некоторых случаях пользуются тарированными приборами, позволяющими с приемлемой точностью определить вязкость прямым методом.

В отечественной промышленности применяются единицы условной вязкости, измеряемые в ***секундах*** или ***градусах Энглера*** с помощью вискозиметра, основанного на методе истечения жидкости через калиброванное отверстие определенного диаметра (2,8мм). В этом приборе определяется время t истечения под собственным весом 200 см^3 испытываемой жидкости при данной температуре, которое сравнивается со временем истечения такого же объема дисцилированной воды при той же температуре

$$^{0}E = \frac{t}{t_{в}} \ .$$

Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям, применяемым в системах гидроприводов.

К жидкостям, применяемых в системах гидроприводов, предъявляются требования, чтобы они в рабочих условиях применения и хранения не изменяли своих первоначальных физических и химических свойств, т.е. в условиях эксплуатации обладали физической и химической стабильностью.

Под ***физической стабильностью*** понимают устойчивость против молекулярно-структурных изменений (деструкции) жидкости, работающих в условиях высоких давлений. Деструкция рабочей жидкости приводит к понижению её вязкости и ухудшение её смазывающих свойств.

Под ***химической стабильностью*** жидкости понимают устойчивость её против «старения», происходящего в результате окисления кислородом воздуха. В процессе окисления из жидкости выпадает осадок в виде смол.

Теплостойскость жидкостей. Большинство минеральных масел при нагреве до сравнительно невысоких температур изменяют химический состав. Это изменение носит характер либо ***крекинг-процесса***, сопровождающегося выделением летучих фракций, либо ***полимеризации***, при которой образуются осадки в виде смол. Устойчивость к теплостойкости жидкости является очень важным свойством, т.к. при повышении температуры процесс разложения может протекать настолько интенсивно, что срок её службы может составлять всего лишь несколько десятков часов.

Рабочая жидкость гидросистем должна обладать:

- хорошими смазывающими свойствами;
- минимальной зависимостью вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур;
- низкой упругостью насыщенных паров и высокой температурой кипения;
- нейтральностью к применяемым материалам и в частности к резиновым уплотнителям и малым адсорбинованием воздуха, а также легкостью его отделения;
- высокой устойчивостью к механической и химической деструкции и к окислению в условиях применяемых температур, а также длительным сроком службы;
- высоким объемным модулем упругости;
- высоким коэффициентом теплопроводности и удельной теплоёмкости и малым коэффициентом теплового расширения;
- высокими изолируюшими и диэлектрическими качествами;
- жидкость и продукты её разложения не должны быть токсичными;

- температура застывания масла должна быть не менее чем на 10-17^{0}С ниже наименьшей температуры окружающей среды, в условиях которой будет работать гидросистема;
- огнестойкостью и не быть причиной возникновения или распространения пожара.

Контрольные вопросы:

1. Что называется гидравликой?
2. Что называется жидкостью?
3. Какие жидкости называют капельными?
4. Какие жидкости называют газообразными?
5. Какими свойствами обладают капельные жидкости?
6. Какими свойствами обладают газообразные жидкости?
7. Какие силы действуют на объем жидкости?
8. Какие жидкости называются реальными?
9. Какие жидкости называются идеальными?
10. Что называется плотностью? Единицы её измерения.
11. Что называется удельным весом? Единицы измерения.
12. Сжимаемость жидкости, её характеристики.
13. Кавитация, условия её возникновения.
14. Температурное расширение, его характеристики.
15. Что такое вязкость?
16. Коэффициент динамической вязкости, единицы его измерения.
17. Коэффициент кинематической вязкости, единицы его измерения.
18. Что такое градус Энглера?
19. Требования предъявляемые к рабочим жидкостям.

Тема 2: «Основы гидростатики. Гидростатическое давление и его свойства»

Гидростатика – раздел гидравлики, изучающий законы равновесия жидкостей и рассматривающий практическое использование этих законов при решении инженерных задач. Главными задачами при изучение этого раздела являются определение сил давление в точке покоящейся жидкости и на различные поверхности при переменных внешних параметрах. В гидростатике все рассматриваемые жидкости можно считать идеальными, т.к. под действием температуры и давления объем изменяется незначительно и этим свойством можно пренебречь, а вязкость в состоянии покоя не проявляется.

Когда объем жидкости находится в покое, на него действуют силы двух типов:

1) ***поверхностные;***
2) ***массовые.***

Поверхностные силы всегда направлены перпендикулярно к объему покоящейся жидкости. К этим силам можно отнести атмосферное давление и любую внешнюю нагрузки.

Массовые силы действуют внутри объема покоящейся жидкости, к ним относятся сила тяжести и силы межмолекулярных связей, последними в виду незначительной величины можно пренебречь. Под действием вышеперечисленных сил в объеме покоящейся жидкости возникает гидростатическое давление.

Рассмотрим объем покоящейся жидкости в виде параллелепипеда.

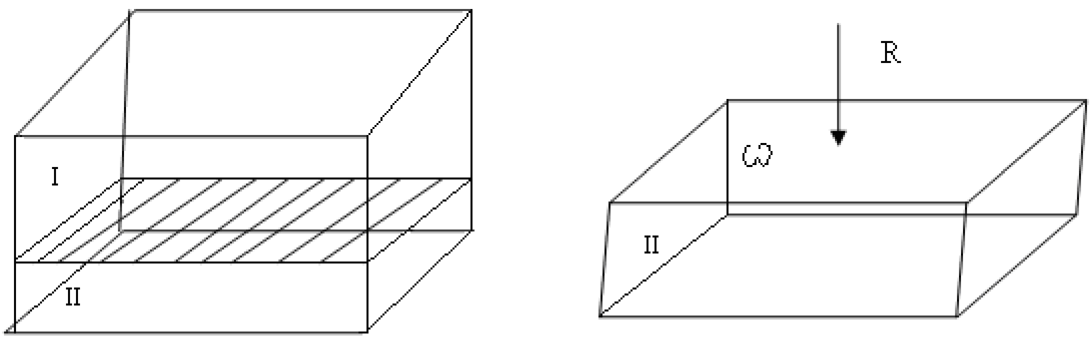


Рис.2

Секущей плоскостью разделим его на две половины. Мысленно верхнюю часть уберем. Для того чтобы оставшая часть сохранила равновесие, необходимо к ней приложить внешнюю силу R эквивалентную действию убранной верхней части. Если под действием внешней силы R приложенной к поверхности ω объем сохранил равновесие, то в нем возникло гидростатическое давление, равное

$$P = \frac{R}{\omega}$$

Такое давление называется ***средним гидростатическим давлением***.

Истинное давление в различных точках поверхности ω может быть разным: в одних точках оно может быть больше, в других – меньше среднего гидростатического давления. Очевидно, что в общем случае среднее давление $P_{ср}$ будет тем меньше отличаться от истинного давления, чем меньше будет площадь поверхности ω, и в пределе (при стремлении её к нулю) среднее гидростатическое давление совпадет с истинным. Таким образом, ***гидростатическим давлением называется предел отношения внешней силы R приложенной к площади поверхности ω, если последняя стремится к нулю*** и определяется выражением

$$P = \lim_{\omega \to 0} \frac{R}{\omega}$$

Первое свойство гидростатического давления:

Гидростатическое давление <u>всегда</u> направлено <u>перпендикулярно</u> к площади поверхности воспринимающей это давление.

Рассмотрим объем покоящейся жидкости в виде параллелепипеда. Как и в предыдущем случае секущей плоскостью разделим его на две половины и мысленно, верхнюю часть уберем. Для того, чтобы оставшаяся часть сохранила равновесие, в т. А. приложем внешнюю силу R под углом α к горизонтали.

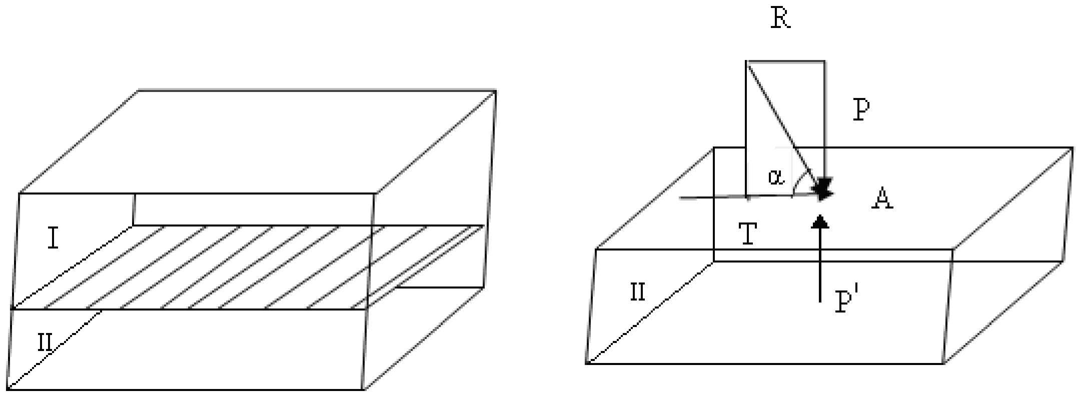


Рис. 3

Под действием внешней силы R точка А, а следовательно и весь объем сохраняют равновесие. Т.к. сила R направлена под углом α, то по правилу параллелограмма разложим её на составляющие: вертикальную силу Р и горизонтальную Т, под действием которых т. А и весь объем сохранят равновесие. Чтобы т. А сохранила равновесие, сила Т должна равняться нулю, а действие силы Р по закону Ньютона должно уравновеситься действием равной по величине силой Р′, но противоположной по направлению, следовательно, гидростатическое давление может быть направлено только перпендикулярно.

Второе свойство гидростатического давления:

Сила давления в любой точке покоящейся жидкости во все стороны действует одинаково. Рассмотрим объем жидкости в виде тетраэдра. Этот объем находится в равновесие под действием внешних сил, приложенных к каждой грани: Px, Py, Pz и Pn и массовых сил, действующих внутри объема. Проекцию от массовых сил (силы тяжести) обозначим Fx, Fy, Fz.

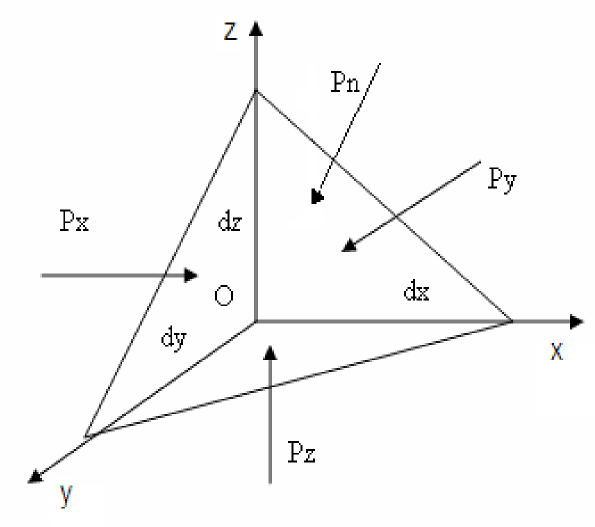


Рис. 4

Составим уравнение равновесия всех сил относительно координатных осей:

1) относительно оси OX:

Так как силы Py и Pz направлены перпендикулярно оси OX, то их проекции равны нулю и уравнение равновесия имеет следующий вид:

$Px - Pn(\cos n,^\wedge x) + W \cdot \rho \cdot Fx = 0$, где

W – объем тетраэдра, равный $\frac{1}{6}$dxdydz,

ρ - плотность жидкости.

Поскольку гидростатическое давле-ние равно отношению внешней силы к площади поверхности, воспринимающей эту силу, то разделив уравнение равновесия сил на площадь грани тетраэдра $\omega_x = \frac{1}{2}dydz$, воспринимающую силу Px, получим уравнение давлений:

$$\frac{Px}{\omega_x} - \frac{Pn\cos(x,^\wedge n)}{\omega_x} + \frac{W}{\omega_x}\rho \cdot Fx = 0$$

Упростим это уравнение

$$\frac{Px}{\omega_x} = \frac{Pn\cos(x,^\wedge n)}{\omega_n\cos(x,^\wedge n)} - \frac{\frac{1}{6}dxdydz}{\frac{1}{2}dydz}\rho \cdot Fx = 0.$$

$\frac{Px}{\omega_x} = \frac{Pn}{\omega_n} - \frac{1}{3}Fx\rho dx$; если dx$\rightarrow$0, то

Px=Pn, т.е. давление по направлению оси OX и ON действует одинаково.

2. относительно оси OУ:

$$Py - Pn\cos(y,^\wedge n) + \rho FyW = 0: \quad \omega_y$$

$$\frac{Py}{\omega_y} = \frac{Pn\cos(y,^\wedge n)}{\omega_n\cos(y,^\wedge n)} - \rho \cdot Fy\frac{\frac{1}{6}dxdydz}{\frac{1}{2}dxdz}$$

$$\frac{Py}{\omega_y} = \frac{Pn}{\omega_n} - \frac{1}{3} dy\rho Fy, \quad dy \to 0 \quad \text{Py=Pn, или Px=Pn=Px.}$$

3. относительно оси OZ:

$$Pz - Pn\cos(z,^\wedge n) + \rho Fz \cdot W = 0 \ : \qquad \omega_z$$

$$\frac{P_Z}{\omega_z} = \frac{Pn\cos(z,^\wedge n)}{\omega_n \cos(z,^\wedge n)} - \rho \cdot F_Z \frac{\frac{1}{6} dxdydz}{\frac{1}{2} dxdy}$$

$$\frac{P_Z}{\omega_z} = \frac{Pn}{\omega_n} - \frac{1}{3} F_Z \cdot \rho \cdot dz, \qquad dz \to 0, \qquad P_Z = Pn,$$

или Px=Py=Pz=Pn, т.е. гидростатическое давление во все стороны действует одинаково, что и следовало доказать. На применение этого закона основываются расчеты машин, работающих под гидростатическим давлением.

Закон Паскаля

Внешнее давление в объеме покоящейся жидкости во все стороны передается одинаково.

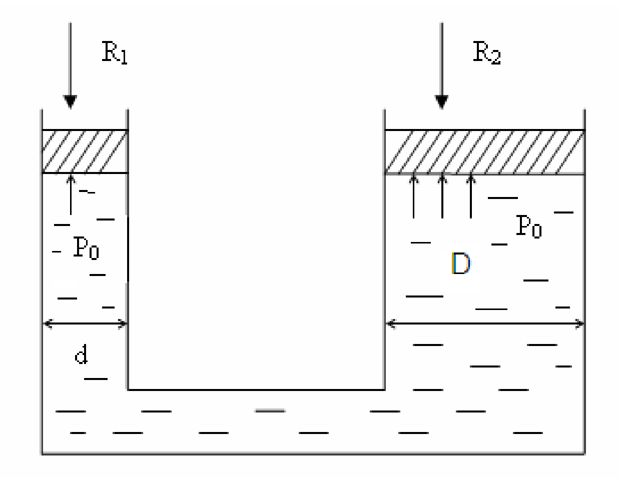


Рис. 5

Рассмотрим два сообщающихся сосуда разного диаметра сверху закрытых поршнями. К поршню меньшего диаметра приложена внешняя сила R_1. Необходимо определить какую силу R_2 сможет преодолеть больший поршень, если диаметр меньшего поршня d, большего D? От приложенной внешней нагрузки R_1 под меньшим поршнем возникает гидростатическое давление равное $P_0 = \frac{R_1}{\omega_1}$, где ω_1 – площадь меньшего поршня равная $\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}$, или $P_0 = \frac{4R_1}{\pi d^2}$. Так как по своим свойствам гидростатическое давление по все стороны действует одинаково и всегда перпендикулярно к поверхности, воспринимающей это давление, то под большим поршнем возникнет гидростатическое давление P_0 способное преодолеть внешнюю силу $R_2 = P_0\omega_2$, где ω_2 – площадь большего поршня, равная $\frac{\pi D^2}{4}$. Таким образом,

$$R_2 = P_0 \frac{\pi D^2}{4} = \frac{4R_1}{\pi d^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = R_1 \frac{D^2}{d^2}.$$

Усилие R_2 преодолеваемое большим поршнем будет во столько раз больше приложенной внешней нагрузки R_1, во сколько раз площадь большого поршня будет больше площади меньшего. Эта формула называется формулой гидропресса и справедлива для системы с идеальной жидкостью без учета потерь на утечки и трение. Для реальных жидкостей:

$$R_2 = R_1 \frac{Д^2}{d^2} \cdot \eta \quad ,$$

где η - коэфициент полезного действия.

Контрольные вопросы:

1. Что изучает гидростатика?
2. Какие жидкости рассматриваются в гидростатике?
3. Какие силы действуют на объем покоящейся жидкости?
4. Какое давление называется средним гидростатическим давлением?
5. Какое давление называется гидростатическим?
6. Первое свойство гидростатического давления.
7. Второе свойство гидростатического давления.
8. Закон Паскаля.
9. Формула гидропресса, её физический смысл.

Тема №3: «Основное уравнение гидростатики. Определение силы давления в точке и на различные поверхности».

Уравнение Эйлера

Зная закон распределения и направления гидростатического давления внутри объема покоящейся жидкости, можно найти условия, при которых изменяется это давление по величине. Для этого рассмотрим объем жидкости в виде параллелепипеда. Этот объем сохраняет равновесие под действием внешних сил, приложенных к каждой грани: Px, P'x, Py, P'y, Pz, P'z и массовых сил. Из массовых сил мы учитываем только действие силы тяжести, проекцию от которой обозначим Fx, Fy и Fz.

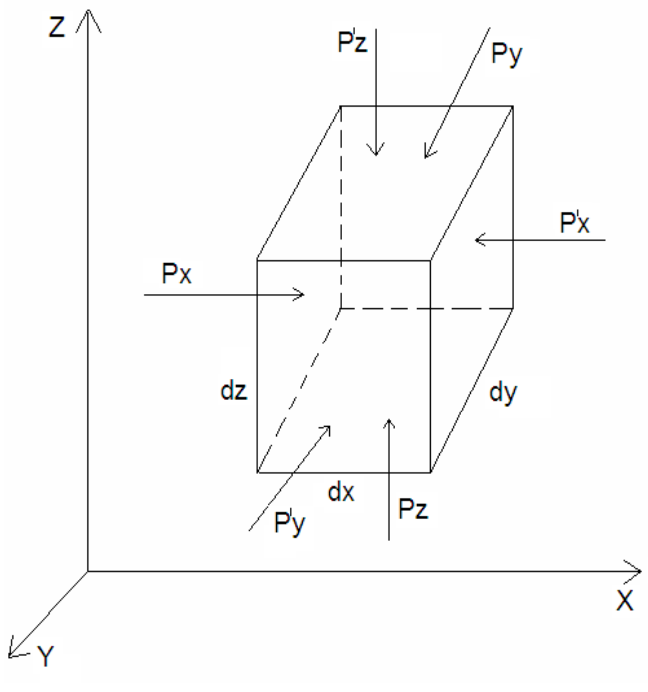


Рис. 6

Составим уравнение равновесия всех сил относительно координатных осей.

1) относительно оси OX:

$$P_x - P'_x + F_x * \rho W = 0,$$ где

где W – объем параллелепипеда;

ρ – плотность жидкости.

Каждую силу можно представить как произведение давления на площадь поверхности, воспринимающей это давление, так же введем в это уравнение величину, характеризующую изменения давления внутри объема жидкости относительно координатных осей и называемую градиентом давления $\frac{\partial P}{\partial x}$; $\frac{\partial P}{\partial y}$; $\frac{\partial P}{\partial z}$.

С учетом вышесказанного уравнении равновесия сил можно представить следующим образом. $\left(P - \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial x}dx\right)dydz - \left(P + \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial x}dx\right)dydz + \rho Fxdxdydz = 0$

Раскроем скобки и упростим выражение.

$$Pdydz - \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial x}dxdydz - Pdydz - \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial x}dxdydz + \rho Fxdxdydz = 0$$

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho Fx = 0 \qquad \text{или} \qquad \frac{\partial P}{\partial x} = \rho Fx.$$

2) Относительно оси ОУ:

$$P_y - P'_y + \rho F_y W = 0$$

$$\left(P-\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial y}dy\right)dxdz-\left(P+\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial y}dy\right)dxdz+\rho Fydxdydz=0$$

$$Pdxdz-\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial y}dydxdz-Pdxdz-\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial P}{\partial y}dydxdz+\rho Fydxdydz=0$$

$$-\frac{\partial P}{\partial y}+\rho F_y=0$$

$$\frac{\partial P}{\partial y}=\rho F_y$$

3) Относительно оси OZ:

$$P_z-P'_z+\rho F_z W=0$$

$$\left(P-\frac{1}{2}\frac{\partial P}{\partial z}dz\right)dxdy-\left(P+\frac{1}{2}\frac{\partial P}{\partial z}dz\right)dxdy+\rho Fzdxdydz=0$$

$$-\frac{\partial P}{\partial z}+\rho F_z=0$$

$$\frac{\partial P}{\partial z}=\rho F_z.$$

В результате мы получаем систему уравнений

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial P}{\partial x}&=\rho F_x\\ \frac{\partial P}{\partial y}&=\rho F_y\\ \frac{\partial P}{\partial z}&=\rho F_z\end{aligned}\right\}$$

Эта система уравнений называется ***уравнением Эйлера***. Оно устанавливает зависимость между градиентом давления, плотностью и проекцией от силы тяжести. ***Физический*** смысл заключается в том, что давление внутри жидкости зависит от её плотности внешних факторов: температуры и давления.

Применим уравнение Эйлера для точки, находящейся в объеме покоящейся жидкости с координатами (dx,dy,dz)

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\partial P}{\partial x}=\rho Fx\\ +\;&\\ &\frac{\partial P}{\partial y}=\rho Fy\\ +\;&\\ &\frac{\partial P}{\partial z}=\rho Fz\end{aligned}\right\}\begin{aligned}&dx\\ \\ &dy\\ \\ &dz\end{aligned}$$

Преобразуя это уравнение, получим

$$\frac{\partial P}{\partial x}dx + \frac{\partial P}{\partial y}dy + \frac{\partial P}{\partial z}dz = \rho Fxdx + \rho Fydy + \rho Fzdz \qquad \text{или}$$

$$\partial P = \rho(Fxdx + Fydy + Fzdz)$$

Это уравнение называется ***основным уравнением гидростатики в дифференциальной форме***. Оно устанавливаем зависимость между полным дифференциалом давления в точке с плотностью, проекцией от силы тяжести и координатами этой точки. Это уравнение позволяет решать задачи по определению давления в любой точке покоящейся жидкости.

Геометрическое место точек, в который давление величина постоянная, называется поверхностью равного давления.

Если **P-const**, то dP=0 и основное уравнение гидростатики будет иметь следующий вид $\rho(Fxdx + Fydy + Fzdz) = 0$. А так как ρ не может равняться нулю, следовательно нулю может быть равно только выражение в скобке.

$$Fxdx + Fydy + Fzdz = 0$$

Это уравнение называется уравнением поверхности равного давления и устанавливает зависимость между координатами поверхности равного давления и проекцией от силы тяжести.

Используя основное уравнение гидростатики, определим давление в точке А, находящейся на глубине h в объеме покоящейся жидкости с плотностью ρ и внешней давлением Pa.

По основному уравнению гидростатики $dP_A=\rho(F_xdx+F_ydy+F_zdz)$. Так как из массовых сил мы учитываем только силу тяжести, а в уравнении F_x, F_y, F_z - проекция от силы тяжести, то $dP_A=\rho(0dx+0dy+(-g)dz)$ или $dP_A=-\rho gdz$, $dP_A+\gamma dz=0$. После интегрирования получим $P_A+\gamma z=C$, где C – постоянная интегрирования. Возьмем точку на поверхности равного давления, для которой $P_a=\rho(Fxdx_0+Fydy_0+Fzdz_0)$ или $P_a=-\rho gdz_0$, $dP_a+\gamma dz_0=0$, проинтегрируем $P_a+\gamma z_0=C$, где C – постоянная интегрирования. Таким образом получим равенство $P_A+\gamma Z=P_a+\gamma z_0$. Решая относительно давление в точке А.

$P_A=P_a+\gamma(z_0-z)=P_a+\gamma h$. ***Это уравнение называется основным уравнением гидростатики в простой форме***, из которого следует, что давление в любой точке покоящейся жидкости складывает из внешнего давления (атмосферное давление или любая внешняя нагрузка) и гидростатического давления γh, созданного весом столба жидкости над этой точкой.

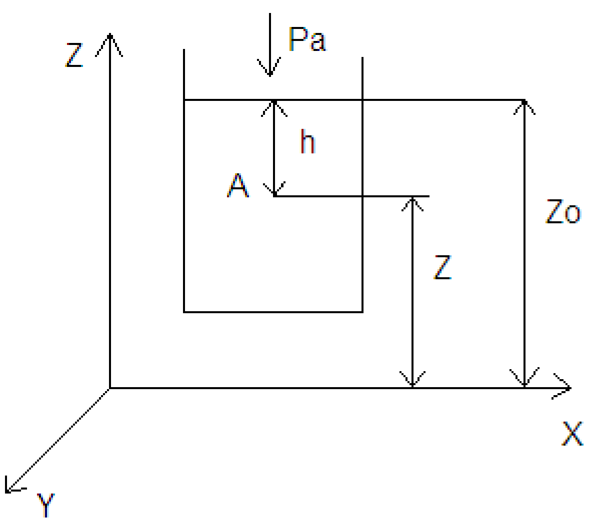


Рис. 7

Единицей измерения давления в

системе СИ служит $\frac{Н}{м^2}$, её называют паскаль (Па). Так как эта единица очень мала, часто применяют укрупненные единицы: килоньютон на квадратный метр ($1кН/м^2=10^3н/м^2$) и меганьютон на квадратный метр ($1МН/м^2=10^6н/м^2$). Давление равное $10^5н/м^2$ называется баром (бар).

В физической системе единицей давления является дина на квадратный сантиметр (дина/см^2), в технической – килограмм – сила на квадратный сантиметр (1кгс/см^2), называемая технической атмосферой.

Между приведенными единицами измерения давления существуют следующее соотношение:

$$1ат=1кгс/см^2\approx0{,}98бар=0{,}98\times10^5Па=0{,}98\times10^6дин=1\times10^4кгс/м^2.$$

Не следует смешивать техническую атмосферу с атмосферой физической (Ат), равной 1,033 кгс/см^2 и представляющей собой стандартное атмосферное давление на уровне моря. Атмосферное давление зависит от высоты расположения места над уровнем моря (табл. 1)

Значения атмосферного давления в зависимости от высоты над уровнем моря

Таблица 4

Высота над уровнем моря М	Стандарт. атмосфер. давление кгс/см^2	Высота над уровнем моря М	Стандарт. атмосфер. давление кгс/см^2
0	1,033	500	0,970
100	1,020	700	0,950
200	1,010	1000	0,920
250	1,000	1500	0,860
300	0,990	2000	0,810

На практике применяют различные способы учета гидростатического давления.

Если при определении гидростатического давления учитывают и атмосферное давление, действующее на свободную поверхность жидкости, его называют ***полным***, или ***абсолютным***. В этом случае давление обычно измеряется в технических атмосферах, называемых абсолютными (ата).

Часто при учете давления атмосферное давление свободной поверхности не принимают во внимание, определяя так называемое ***избыточное***, или ***манометрическое***, давление, т.е. давление сверх атмосферного. Манометрическое давление определяют как разность между абсолютным давлением в жидкости и давлением атмосферным

$$Рман=Рабс-Рат$$

и измеряют также в технических атмосферах, называемых в этом случае избыточными (ати).

Встречаются также случаи, когда гидростатическое давление в жидкости оказывается меньше атмосферного. В таких случаях говорят, что в жидкости имеется ***вакуум*** (разрежение). Вакуум определяется разностью между атмосферным и абсолютным давлениями в жидкости

$$Рвак=Рат-Рабс.$$

и измеряется в пределах от нуля до одной атмосферы.

Все вышеперечисленные типы давления можно представить в следующей шкале давлений:

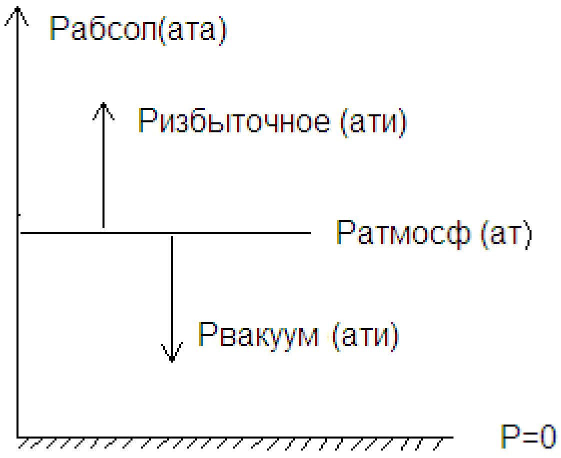


Рис. 8

Сила давления жидкости на плоские горизонтальные поверхности.

Рассмотрим объем жидкости, находящейся в сосуде, площадь дна которого ω. Определим силу давления жидкости на дно сосуда, если внешнее давление – атмосферное, а уровень жидкости Н, плотность ρ.

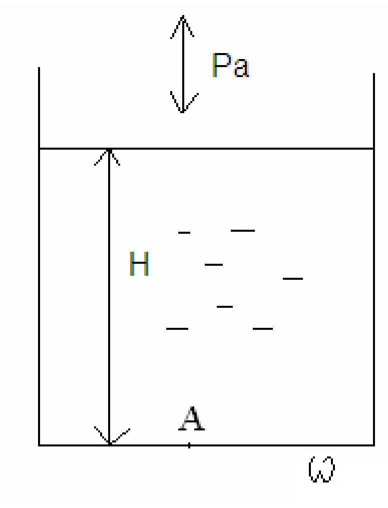


Рис. 9

Возьмем т. А на дне емкости и определим давление. Согласно основному уравнению гидростатики давление в любой точке покоящейся жидкости складывается из суммы внешнего давления и гидростатического, т.е. давления создаваемое самой жидкостью. Так как атмосферное давление со всех сторон действует одинаково, то $P_A=Pa+\gamma H-Pa=\gamma H$. Площадь дна емкости ω можно представить как совокупность материальных частиц, следовательно и сила давления жидкости будет

$$P=\gamma H\omega=Pизб.\omega$$

Таким образом, ***сила давления жидкости на плоские горизонтальные поверхности равна произведению удельного веса жидкости на уровень жидкости и площадь поверхности*** или произведению избыточного давления на площадь поверхности. Рассмотрим сосуды различной формы, наполненные однородной жидкостью. Очевидно, если площадь дна сосудов имеет одинаковую площадь $\omega_1=\omega_2=\omega_3$, то сила давления имеет тоже одинаковую величину $P_1=P_2=P_3$ или $P_l=\gamma H\,\omega_1=\gamma H\,\omega_2=\gamma H\,\omega_3$

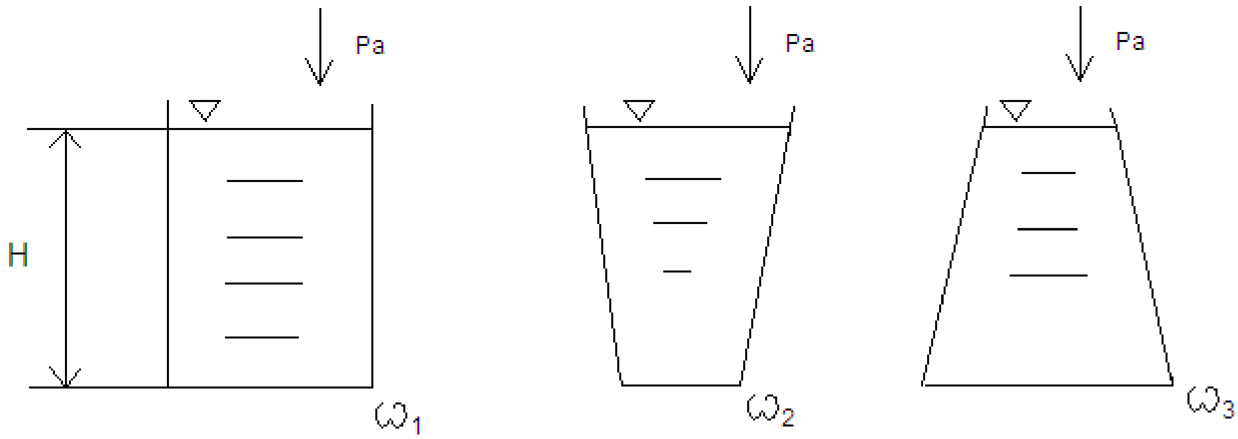
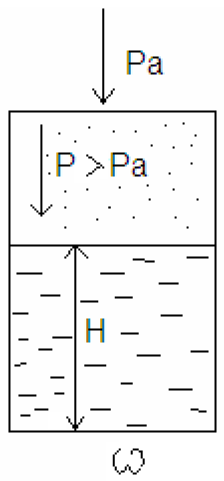


Рис. 10

Следовательно, сила давления на дно сосуда не зависит от его формы. Это явление называется ***гидростатическим парадоксом***.



Рассмотрим теперь объем жидкости, находящейся в закрытом сосуде и давление над свободной поверхность жидкости отлично от атмосферного. Определим давление на дно такого сосуда.

Раннее мы уже доказали, что сила давления возникает только от избыточного давления. В нашем случае очевидно, что сила давления будет равна

$$P = \left[\left(P_0 - P_a\right) + \gamma H\right]\omega,$$

т.е. произведению суммарного избыточного газового и гидростатического давлений на площадь дна.

Рис. 11

Определение силы давления жидкости на наклонные и вертикальные поверхности.

Если поверхность вертикальна или имеет угол наклона, то максимальное давление будет в нижней точке поверхности, минимальное – в верхней, а эпюра давлений будет иметь вид прямоугольного треугольника

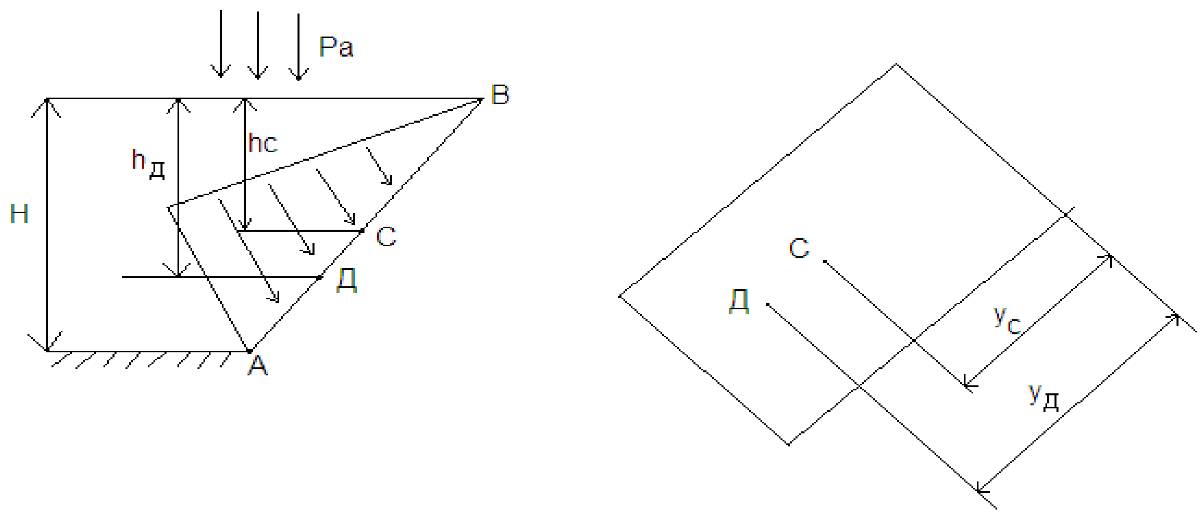


Рис. 12

Давление в точке А $P_A = \gamma H$, в точке В $P_B = 0$. Как и предыдущем случае, нашу наклонную поверхность можно представить как совокупность точек, поэтому силу давления запишем следующем образом:

$$P = \frac{P_A + P_B}{2} \cdot \omega = \frac{\gamma H + 0}{2} \cdot \omega = \gamma \frac{H}{2} \cdot \omega = \gamma h_c \cdot \omega \, ,$$

где h_c – расстояние до центра тяжести поверхности. ***Сила давления жидкости на наклонные и вертикальные поверхности определяется как произведение удельного веса жидкости на расстояние до центра тяжести наклонной поверхности и её площадь.***

На самом деле равнодействующая силы давления приложе в точке, называемой ***центром давления*** и определяемой по следующей формуле

$$y_Д = y_C + \frac{\tau_c}{y_C \omega} \, ,$$

где $y_Д$ – расстояние до центра давления;

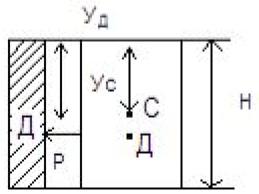
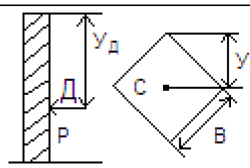
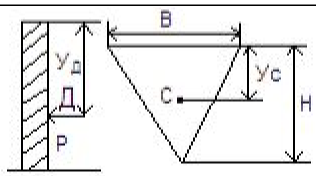
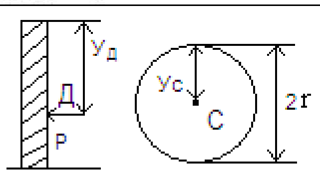
y_C – расстояние до центра тяжести;

ω - площадь поверхности;

τ_c - момент инерции, относительно оси, проходящий через центр тяжести. (справочное значение)

Рассмотрим примеры для нахождения давления жидкости, расстояния до центров тяжести и давления некоторых плоских поверхностей.

Табл. 5

Схема поверхности	Форма поверхности	Площадь поверхности	Расстояние до центра тяжести y_c	Давление жидкости P	Расстояние до центра давления $y_Д$
	прямоуголь-ник	BH	$\frac{H}{2}$	$\gamma \cdot \frac{H}{2} BH$	$\frac{2}{3} H$
	квадрат	B^2	$\frac{\sqrt{2}}{2} B$	$\gamma \frac{\sqrt{2}}{2} B^3$	$\frac{7\sqrt{2}}{12} B$
	равнобед-ренный тре-угольник	$\frac{1}{2}$BH	$\frac{H}{3}$	$\frac{1}{6} \gamma \cdot BH^2$	$\frac{1}{2} H$
	круг	πr^2	r	$\gamma \pi r^3$	$\frac{5}{4} r$

Сила давления жидкости на криволинейные поверхности.

Рассмотрим криволинейную поверхность. Необходимо определить силу давления на эту поверхность, если напор H. По свойствам гидростатического давления

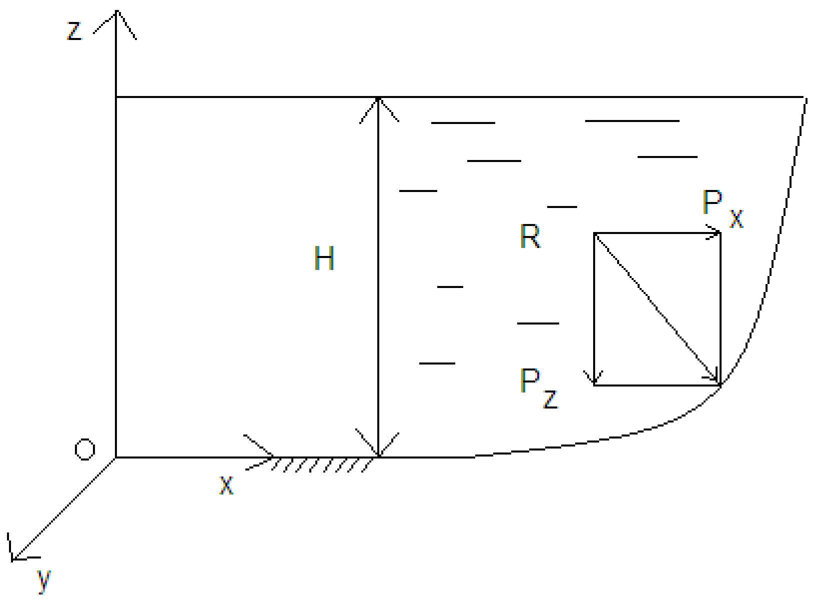


Рис. 13

равнодействующая R направлена перпендикулярно к поверхности, а следовательно под неким углом α к горизонтали. По правилу параллелограмма разложим нашу равнодействующую силу давления на составляющие:

1) ***горизонтальную силу Px;***
2) ***вертикальную силу Pz.***

По теореме Пифагора равнодействующая

$$R = \sqrt{Px^2 + Pz^2}.$$

Горизонтальная составляющая определяется

$$Px = \gamma hcFzoy,$$

где γ – удельный вес жидкости;
hc - расстояние до центра тяжести;
Fzoy – площадь проекции криволинейной поверхности на координатную плоскость ZOY.

Вертикальная составляется весом объема жидкости над этой поверхностью:

$$Pz = G = \gamma W_T,$$

где W_T - объем тела давления.

Правило определения объема тела давления.

Объем тела давления ограничен:

1. Двумя секущими вертикальными плоскостями проведенными через крайние точки криволинейной поверхности.
2. Самой криволинейной поверхностью.

3. Уровнем жидкости или его продолжением. Если объем тела давления ограничен реальной жидкостью, то такой объем считается положительным и сила P_z направлена вниз. Если объем тела давления ограничен фиктивной жидкуостью, т.е. продолжением реального уровня жидкости, то такой объем считается отрицательным и сила P_z направлены вверх.

Контрольные вопросы.

1. Что называется градиентом давления?
2. Напишите уравнение Эйлера, какие параметры учитывает это уравнение?
3. В чем заключается физический смысл уравнения Эйлера?
4. Напишите основное уравнение гидростатики в дифференциальной форме, объясните его физический смысл.
5. Какая поверхность называется поверхностью равного давления?
6. Напишите уравнение поверхности равного давления, объясните его физический смысл.
7. Напишите основное уравнение гидростатики в простой форме, объясните его физический смысл.
8. Типы давлений и единицы измерения.
9. Шкала давлений.
10. Сила давление жидкости на плоские горизонтальные поверхности.
11. Сила давления жидкости на плоские горизонтальные поверхности, если внешнее давление отлично от атмосферного.
12. В чем заключается явление гидростатического парадокса?
13. Сила давления жидкости на вертикальные и наклонные поверхности.
14. Определение расстояния до центра давления.
15. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности.
16. Определение горизонтальной составляющей силы давления.
17. Определение вертикальной составляющей силы давления.
18. Правило определения объема тела давления.

Тема №4 «Основы гидродинамики»

Гидродинамикой называется раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости. Движение жидкости, по сравнению с движением твердого тела, отличается значительно большей сложностью, если состояние жидкости в покое характеризовалось лишь гидростатическим давлением, то состояние её в движении характеризуется наравне с давлением ещё и скоростью жидких частиц. В общем случае значения давления и скорости, различные в разных точках пространства, могут изменяться также и в зависимости от времени.

Из-за большого числа переменных величин, определяющих движение жидкости, сложности наблюдаемых при этом явлений и трудности математического исследования, действительное движение жидкости обычно заменяется некоторой условной, упрощенной схемой, расчленяющей движение на отдельные составные части. Такой схемой, лежащей в основе гидродинамики и логически наиболее хорошо отвечающей естественным представлениям о движении жидкости, является схема рассматривающая поток жидкости состоящим из отдельных элементарных струек. Иногда для упрощения жидкость полагают идеальной, лишенной вязкости и имеющей постоянную во всех точках плотность. Полученные таким образом уравнения движения идеальной жидкости затем исправляются введением соответствующих поправок и опытных коэффициентов, переносятся на реальные жидкости и применяются для решения конкретных практических задач.

Основные понятия и определения.

Прежде чем приступить к изучению условной схемы движения жидкости, необходимо установить ряд понятий и определений, которые в последствии будут использованы.

Рассмотрим некоторое пространство, заполненное движущейся жидкостью, состоящей из частиц, каждая из которых обладает определенными скоростью и давлением. При движении частицы вдоль потока скорость и давление изменяются. Таким образом, можно считать, что скорость и давление будут все время непрерывно изменяться в зависимости от положения в пространстве.

Картина скоростей в каждый момент времени в пространстве, заполненном движущейся жидкостью, называется ***полем скоростей***, а картина давлений – ***полем давлений***. При этом следует иметь в виду, что речь идет о гидродинамическом давлении.

Выделим в потоке жидкости частицу, проследим её путь за период времени Δt. За этот период частица пройдет через ряд точек потока, обладая при этом различными скоростями и давлениями. Геометрическое место таких точек, являющихся последовательными положениями движущейся частицы жидкости, представляет собой ***траекторию*** жидкой частицы.

Если скорость и давление в каждой точке пространства, заполненного движущейся жидкостью, остаются все время постоянными (но могут меняться при переходе из одной точки пространства к другой), движение называется ***установившемся***. Говоря иначе, при установившемся движении поле скоростей и поле давлений с течением времени остаются неизменными.

При ***неустановившемся*** же движении поле скоростей и поле давлений будут непрерывно изменяться.

Установившейся режим движения делится на равномерное и неравномерное движение.

Равномерный режим движения - это режим при котором площадь живых (поперечных) сечений потока не изменяется с течением времени. Если площадь переменна – режим ***неравномерный***.

Напорный режим наблюдается в том случае, если поток жидкости заключен в твердые стенки и не имеет свободной поверхности. Если над потоком имеется свободная поверхность - ***режим безнапорный***.

Если в потоке движушейся жидкости все частицы движутся параллельно друг другу под действием продольных скоростей то такой режим движения называется ***ламинарным***. Если помимо продольных скоростей возникают и поперечные скорости, то происходит хаотичное смешивание частиц в потоке, а такой режим движения называется ***турбулентным***. Критерий характеризующий режим движения называется числом ***Рейнолдса*** и определяется по следующей формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu},$$

где V – средняя скорость потока,

d - диаметр трубопровода,

ν – коэффициент кинематической вязкости.

Возьмем в потоке жидкости в момент времени несколько точек, построим в них векторы скоростей. Касательная, проведенная к этим векторам скоростей называется ***линией тока***. Линия тока связывает между собой различные лежащие на ней частицы и характеризует направление их движения в данный момент. Линии тока соответствуют состоянию поля скоростей в данный момент. Если следующий момент поле скоросте изменится, то изменится в положение линии тока.

Выделим в потоке жидкости элементарную площадку Δω и по её контуру проведем линии тока. Поверхность полученная таким образом называется ***поверхностью тока***, а жидкость, ограниченная поверхностью тока, называется ***элементарной струйкой***. Элементарная струйка обладает следующими свойствами при установившемся движение:

1) форма элементарной струйки не изменяется с течением времени;
2) приток и отток жидкости через боковые поверхности невозможен, поэтому расход элементарной струйки – величина постоянная;
3) вследствие малого поперечного сечения элементарной струйки скорости в различных точках сечения струйки будут незначительно отличаться друг от друга и их можно считать одинаковыми.

Потоком жидкости называется совокупность элементарнык струек. Скорости движения отдельных струек, из которых складывается поток, различны. Как показывает опыт, наибольше скорости имеют частицы жидкости, находящиеся у оси потока, наименьше – у стенок. Таким образом, поток жидкости рассматривается состоящим из отдельных элементарных струек, движущимися с различными скоростями.

Все рассмотренные выше элементы потока: траектория, линия тока, поверхность тока и элементарная струйка относятся к ***кинематическим элементам*** потока.

Гидравлические элементы потока.

Для изучения движения потока жидкости вводится ряд понятий, характеризующий поток с гидравлической и геометрической точек зрения. Такими понятиями являются: площадь живого сечения, смоченный периметр и гидравлический радиус.

Площадью живого сечения, или ***живым сечением потока***, называется площадь сечения потока, проведенная нормально к направлению линий тока. Живые сечения потока имеют криволинейную конфигурацию, но при практических расчетах обычно рассматривают плоское сечение, нормальное к оси потока.

Часть периметра живого сечения, по которому поток соприкасается с ограничивающими его стенками, называют ***смоченным периметром***.

Гидравлическим радиусом называется отношение площади живого сечения к гидравлическому радиусу.

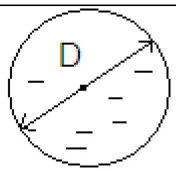
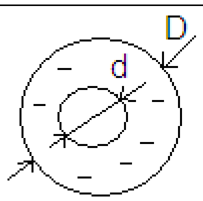
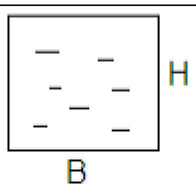
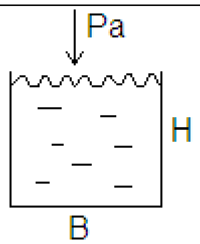
$$R_Г = \frac{\omega}{\chi} \quad ,$$

где ω – площадь живого сечения;

χ - смоченный периметр.

Рассмотрим примеры расчета гидравлического радиуса для потоков различной конфигурации и различных режимов.

Табл. 6

Форма потока	Режим Движения	Площадь живого сечения ω	Смоченный периметр χ	Гидравлический радиус $R_Г$
	напорное, устанавившееся по круглому трубопроводу	$\omega = \frac{\pi D^2}{4}$	$\chi = \pi D$	$R_Г = \frac{D}{4}$
	напорное, устанавившееся по полому трубопроводу	$\omega = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$	$\chi = \pi(D+d)$	$R_Г = \frac{D-d}{4}$
	напорное, устанавившееся по квадратному трубопроводу	$\omega = BH$	$\chi = 2(B+H)$	$R_Г = \frac{BH}{2(B+H)}$
	безнапорное, устанавившееся по квадратному трубопроводу	$\omega = BH$	$\chi = 2H+B$	$R_Г = \frac{BH}{2H+B}$

Расход и средняя скорость.

Расходом потока называется количество жидкости, протекающей через поперечное сечение потока в единицу времени. При этом количество протекающей жидкости, измеренное в объемных единицах, носит название ***объемного расхода***. Соответствующая объемному расходу масса жидкости m называется ***массовым расходом***, а соответствующий вес G ***весовым***.

Определим расход элементарной струйки q. Рассмотрим элементарную струйку у которой площадь поперечного сечения $\Delta\omega$. Объем жидкости ΔW прошедший через сечение за период времени Δt можно определить как $\Delta W = \Delta\omega \times L$,

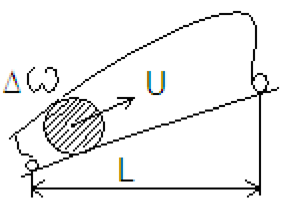


Рис. 14

где L – расстояние, на которое перемещаются частицы жидкости в течение указанного времени Δt. А в единицу времени $\frac{\Delta W}{\Delta t} = \Delta\omega \frac{L}{\Delta t} = \Delta\omega \cdot U$, где U – представляет собой скорость течения жидкости, а $\frac{\Delta W}{\Delta t} = q$ -- расход элементарной струйки. Таким образом, ***расход элементарной струйки q*** раняется произведению площади поперечного сечения струйки $\Delta\omega$ на скорость U в этом сечении. Уравнение

$$q == \Delta\omega \times U$$

называется уравнением расхода для элементарной струйки.

Если рассматривать поток жидкости, представляющий собой совокупность большого числа элементарных струек, то очевидно, общий расход жидкости Q для всего потока в целом можно определить как сумму элементарных расходов всех отдельных струек, из которых состоит поток, т.е.

$$Q = \sum_{i=1}^{n} q_i = \sum_{i=1}^{n} U_i \sum_{i=1}^{n} \omega_i \ .$$

Чтобы найти эту сумму, необходимо знать закон распределения скоростей в поперечном сечении потока. Так как во многих случаях такой закон очень сложен, то пользуются упрощенным определением средней скоростью. ***Средняя скорость*** – это такая фиктивная скорость при которой через живое сечение потока протекает такой же расход, что и при действительных скоростях. Тогда уравнение расхода для потока выглядит следующим образом

$$Q = \vartheta_{\text{ср}} \cdot \omega \text{, откуда } \vartheta_{cp} = \frac{Q}{\omega}.$$

Уравнение неразрывности.

Рассмотрим элементарную струйку, секущими плоскостями разделим её на n–количество частей. Через каждое сечение протекает объем жидкости равный

$q_1=U_1\Delta\omega_1$

$q_2= U_2\Delta\omega_2$

.

.

.

$q_n= U_n\Delta\omega_n$

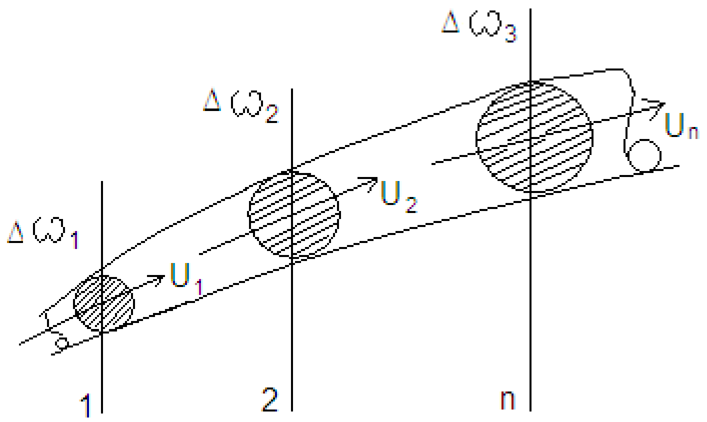


Рис. 15

Учитывая, что по свойствам элементарной сруйки приток и отток жидкости через боковые поверхности невозможен, то расход – величина постоянная и следовательно

$$\mathbf{q_1=q_2=\ldots=q_n=const} \quad \textbf{или} \quad \mathbf{\Delta\omega_1U_1=\Delta\omega_2U_2=\ldots=\Delta\omega_nU_n=const.}$$

Это уравнение называется ***уравнением неразрывности*** и является первым основным уравнением гидродинамики.

Поскольку расход потока жидкости равен сумме расходов элементарных струек, то и расход потока величина постоянная Q=const. Если в потоке рассмотреть n – число сечений, то $Q_1=Q_2=\ldots=Q_n=const$ или уравнение неразрывности потока запишем в следующем виде

$$V_1\omega_1= V_2\omega_2=\ldots= V_n\omega_n=const$$

из которого следует

$$\frac{V_1}{V_2}=\frac{\omega_2}{\omega_1},$$

т.е. средние скорости в поперечных сечениях потока при неразрывности движения обратно пропорциональны площади этих сечений.

Рассмотрим поток реальной жидкости переменного сечения. Расход такого потока Q – величина постоянная.

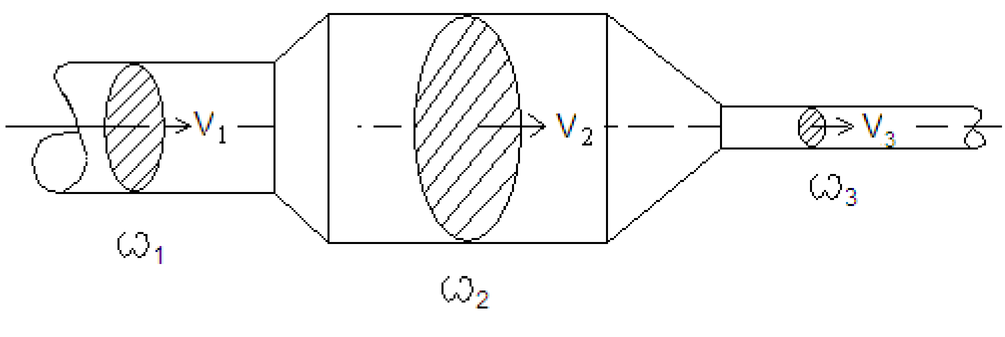


Рис. 16

Из уравнения неразрывности потока следует, что для сохранения постоянства расхода во втором сечении с увеличением площади ω_2 средняя скорость V_2

уменьшается. А в третьем сечении с уменьшением ω_3 средняя скорость V_3 увеличивается.

Контрольные вопросы.

1. Что называется гидродинамикой?
2. Какие жидкости рассматриваются в гидродинамике?
3. Что называется траекторий потока?
4. Что называется линией тока?
5. Что называется поверхностью тока?
6. Что называется элементарной струйкой? Её свойства.
7. Какой режим называется установившемся?
8. Какой режим называется неустановившемся?
9. Какой режим называется напорным?
10. Какой режим называется безнапорным?
11. Какой режим называется равномерным?
12. Какой режим называется неравномерным?
13. Какой режим называется ламинарным?
14. Какой режим называется турбулентным?
15. Как определяется число Рейнольдса?
16. Что называется живым сечением?
17. Что называется смоченным периметром?
18. Что называется гидравлическим радиусом?
19. Что называется расходом элементарной струйки?
20. Что называется расходом потока жидкости?
21. Какие бывают расходы?
22. Какая скорость называется средней и как она вычисляется?
23. Уравнение неразрывности элементарной струйки.
24. Уравнение неразрывности потока, основной вывод.

Тема №5 «Уравнение Бернулли»

Уравнение Даниила Бернулли, полученное в 1738 г. является фундаментальным уравнением гидродинамики. Оно связывает между собой скорость V, давление P и координату z в различных сечениях потока и выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости. С помощью этого уравнения решается большой круг задач.

Рассмотрим элементарную струйку, состоящую из совокупности материальных частиц массой m. Каждая из этих частиц движется с собственной скоростью U, занимает объем W и испытывает гидродинамическое давление P. Если провести произвольно горизонтальную плоскость сравнения, то можно определить координату z, как расстояние от плоскости сравнения до выделенной материальной частицы. Каждая из этих частиц обладает удельной энергией e, т.е. энергии отнесенной к единице силы тяжести mg. Согласно закону сохранения энергии, полная энергия состоит из потенциальной энергии и кинетической. В нашем случае полная удельная энергия

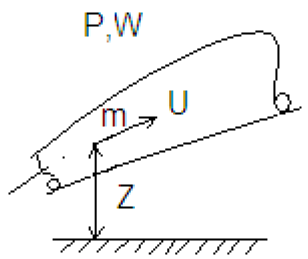


Рис. 17

частицы складывается из удельной потенциальной энергии положения $e_{пол}$, удельной потенциальной энергии давления $e_{дав}$ и удельной кинетической энергии $e_{кин}$; которые можно представить следующим образом;

$$e = e_{пот} + e_{кин} = e_{пол} + e_{дав} + e_{кин} = \frac{m \cdot g \cdot z}{mg} + \frac{PW}{mg} + \frac{U^2 m}{2 \cdot mg} =$$

$$= z + \frac{P \cdot m}{\rho \cdot m \cdot g} + \frac{U^2}{2g} = z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{U^2}{2g} = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{U^2}{2g}.$$

В гидравлике для характеристики удельной энергии обычно пользуются понятием напора, под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице силы тяжести, т.е.

$$H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \ ,$$

где H – полный напор;

Z – геометрический напор;

$\frac{P}{\gamma}$ - пьезометрический напор;

$\frac{U^2}{2g}$ - скоростной напор.

Если взять элементарную струйку идеальной жидкости, т.е. невязкой и с отсутствием потерь, но энергия на входе e_1 будет равняться энергии на выходе e_2 и уравнение Бернулли записывается так:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g}$$

следовательно, полная удельная энергия идеальной жидкости в любом живом сечении элементарной струйки постоянна.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости будет отличаться от вышезаписанного уравнения.

При движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивают энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в последующем сечении будет больше на величину потерянной энергии, а уравнение Бернулли будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + \Delta h_{1-2},$$

где Δh_{1-2} - потери напора.

При решение практических вопросов о движении жидкостей приходится иметь дело с потоками конечных размеров. Уравнение Бернулли в этом случае может быть получено, исходя из рассмотрения потока как совокупности множества элементарных струек, т.е. удельная энергия потока Е равна сумме удельных энергий элементарных струек:

$$E = \sum_{i=1}^{n} e_i = \sum_{i=1}^{n} z_i + \sum_{i=1}^{n} \frac{P_i}{\gamma} + \sum_{i=1}^{n} \frac{U_i^2}{2g} = z_1 + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g}$$

где V – средняя скорость потока.

α - коэффициент Кориолиса.

Коэффициент Кориолиса – поправочный коэффициент, учитывающей неравномерность распределение скоростей в потоке. При ламинарном режиме $\alpha \approx 2$, при турбулентном $\alpha = 1$. И тогда уравнение Бернулли для потока реальной жидкости можно записать следующим образом:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Delta h_{1-2}.$$

В таком виде уравнение Бернулли обычно и применяется при решение практических задач для потоков однородной несжимаемой капельной жидкости при установившемся движении, происходящем под действием одной (объемной) силы тяжести. Оно составляется для различных живых сечений потока. В уравнение величина h_{1-2} учитывает потери напора на преодоление различных сопротивлений движению жидкостей.

Уравнение Бернулли позволяет решать одну из основных задач гидравлики – определение потерь напора. Уравнение Бернулли можно истолковать и чисто геометрически. Нетрудно заметить, что каждый член уравнения имеет линейную размерность, поэтому все составляющие уравнение можно представить графически, используя пьезометр и трубку Пито.

Рассмотрим поток вязкой жидкости переменного сечения, в котором для измерения давления жидкости применяются пьезометры – тонкостенные трубки, в которых жидкость поднимается на высоту $\frac{P}{\gamma}$. Для измерения полной энергии используют трубку Пито, конец которой загнут навстречу потока. Уровень жидкости в этой трубке выше чем в пьезометре, так как кинематическая энергия у носка трубки при скорости движения V преобразуется в потенциональную энергию давления дополнительной высотой $\frac{V^2}{2g}$. Следовательно, высота столба жидкости в трубке Пито равна $\frac{P}{\gamma}+\frac{V^2}{2g}$.

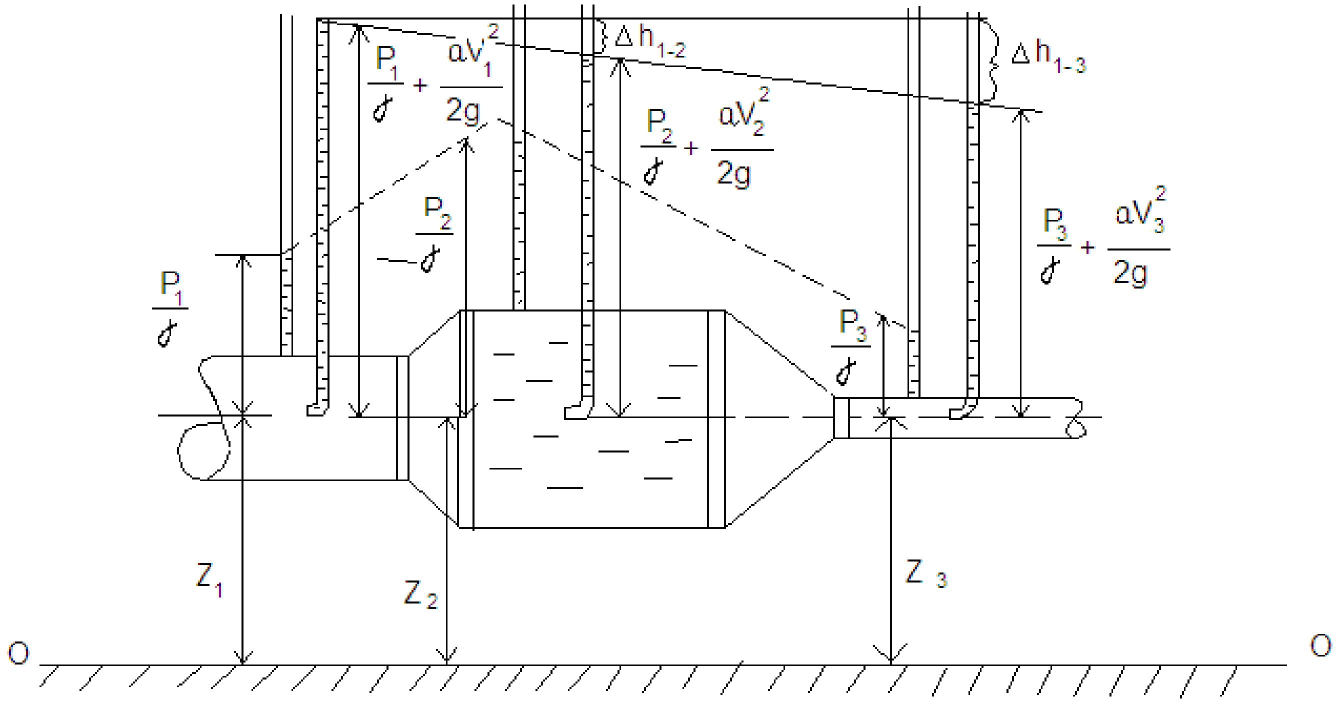


Рис. 18

Высота геометрического напора z определяется как расстояние от плоскости сравнения 0-0 до оси симметрии потока. Плоскость сравнения всегда проводится горизонтального и ниже нижнего сечения потока на произвольном расстоянии. Если поток горизонтальный, то допускается плоскость сравнения проводить через ось симметрии потока, а величиной геометрического напора в уравнении Бернулли пренебречь. ***Пьезометрическая высота*** $\frac{P}{\gamma}$ определяется как расстояние от оси симметрии потока до уровня жидкости в пьезометре. Линия, соединяющая показания пьезометров, называется пьезометрической и показывается на графике штрих-пунктиром. Пьезометрическая линия показывает состояние потенциональной энергии в потоке. Показания пьезометра зависит от величины гидродинамического давления, чем больше объем потока в сечение, тем больше давление, а следовательно и показания пьезометра.

Трубка Пито, как уже говорилась выше, измеряет полный напор. Линия соединяющая показания труба Пито, называется ***линией полного напора***. Для идеальных жидкостей линия полного напора всегда горизонтальна, для реальных – имеет наклон в сторону движения потока, поэтому потери напора всегда можно измерить по разности показаний предыдущего и последующего значений трубок Пито. ***Высота скоростного напора*** $\frac{V^2}{2g}$ определяется по разности показаний трубки Пито и пьезометра, установленных в сечении.

Если знать длину участка l, и потери напора на нем h_{1-2} можно определить относительную характеристику потерь на этом участке, называемую гидравлическим уклоном. ***Гидравлический уклон*** показывает потери напора на единицу длины участка:

$$i = \frac{h_{1-2}}{l}.$$

Экспериментальная иллюстрация уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли можно наглядно проиллюстрировать простыми опытами.

Представим установку, состоящей из бака и горизонтального трубопровода постоянного сечения, на котором установлены пьезометры. Если бак наполнить жидкостью, а кран на трубопроводе закрыть, то уровни жидкости на всех пьезометрах установятся на одинаковой высоте с уровнем в баке.

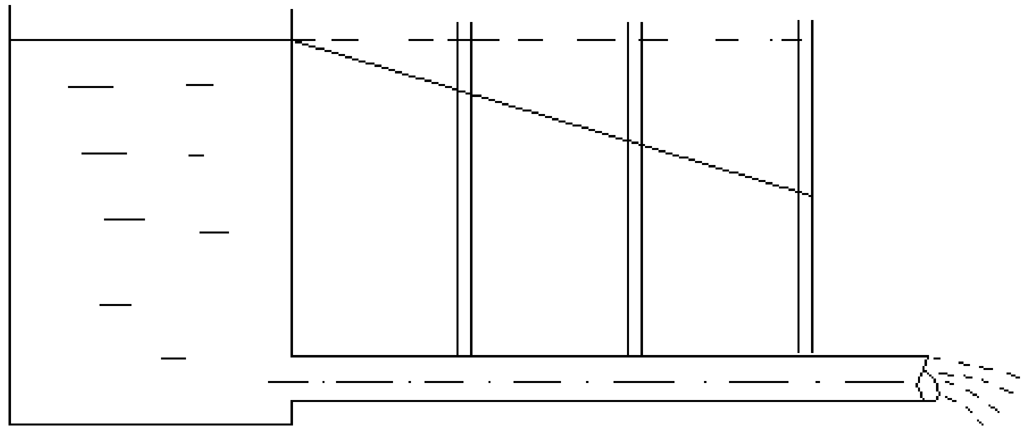


Рис. 19

Если кран на трубопроводе открыть, то при движении потока будут происходить потери напора, а показания пьезометров будут постепенно понижаться к концу трубопровода. Причем разность показаний пьезометров представляет потерю напора между этими пьезометрами.

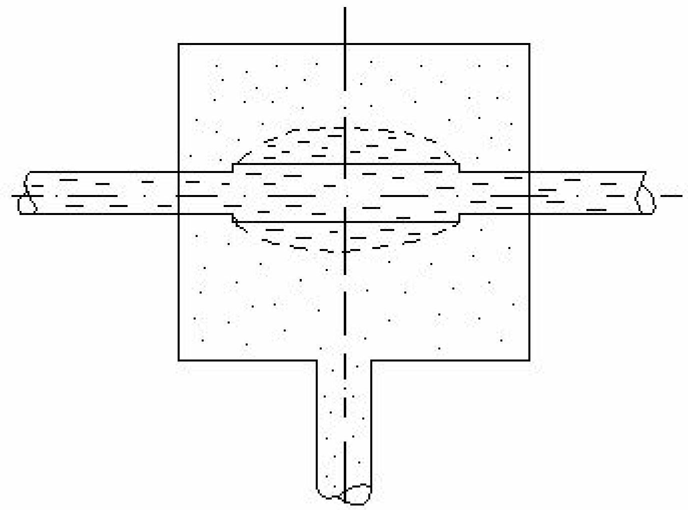


Рис. 20

Рассмотрим горизонтальный трубопровод с жесткими стенками. На отдельном участке этого трубопровода имеется вставка из тонкостенной резиновой трубки, заключенной в стеклянную камеру. В эту камеру может нагнетаться воздух под давлением, в то время как по трубе течет жидкость. Если повышать давление в камере, то на первый взгляд представляется, что резиновая трубка должна сжаться. На самом деле происходит обратное – стенки резиновой трубки расширяются и принимают форму, показанную на рисунке пунктиром. Объясняется это тем, что повышенное давление, оказываемое на стенки резиновой трубки, передается и текущей в трубе жидкости. Давление в жидкости увеличивается, и, следовательно, уменьшается скорость течения, т.е. должно увеличиться поперечное сечение резиновой трубки. При проведении этого опыта расход жидкости в трубопроводе должен быть постоянным. Это явление называется ***гидродинамическим парадоксом***.

Измерение скорости потока и расхода жидкости

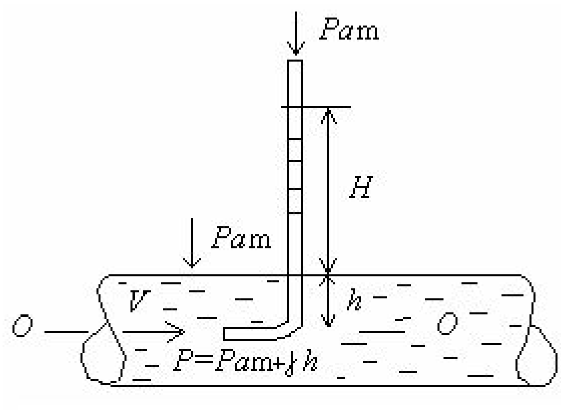


Рис. 21

Для измерения скорости в точках потока широко используется на принципе уравнения Бернулли трубка Пито, загнутый конец которой направлен навстречу потоку. Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместив конец трубки в указанную точку и составив уравнение Бернулли для сечения I-I и сечения, проходящего по уровню жидкости в трубке Пито, получим

$$\frac{Pam+\gamma h}{\gamma}+\frac{V^2}{2g}=H+h+\frac{Pam}{\gamma} \quad \text{или} \quad V=\sqrt{2gH}\,,$$

где H – столб жидкости в трубке Пито.

Для измерения расхода жидкости в трубопроводах часто используется расходомер Вентури, действие которого также основано на принципе уравнения Бернулли. Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков с цилиндрической вставкой между ними. Если в сечениях I-I и II-II поставить пьезометры, то разность уровней в них h будет зависеть от расхода жидкости Q, протекающей по трубе. Пренебрегая потерями напора и считая $Z_1=Z_2$, напишем уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II.

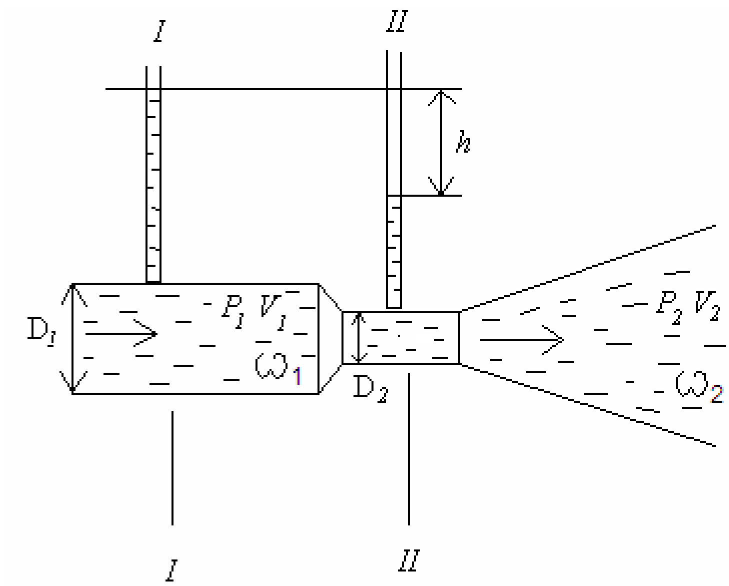


Рис. 22

$$\frac{P_1}{\gamma}+\frac{\alpha V_1^2}{2g}=\frac{P_2}{\gamma}+\frac{\alpha V_2^2}{2g} \quad \text{или}$$

$$h = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{V_1^2}{2g}\left[-1 + \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2\right]$$

Используя уравнение неразрывности потока

$Q = V_1\omega_1 = V_2\omega_2$, получим $h = \dfrac{Q^2}{2g\omega_1^2}\left[-1 + \left(\dfrac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2\right]$. Решая относительно Q:

$$Q = \omega_1\omega_2\sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \cdot \sqrt{h} = A\sqrt{h}\,.$$

Выражение, стоящее перед $\sqrt{h}$ является постоянной величиной, носящей название постоянной водомера Вентури А.

Из полученного уравнения видно, что h зависит от Q. Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой h от Q, что позволяет определить величину расхода в трубопроводе при любом значении разницы показаний пьезометров h.

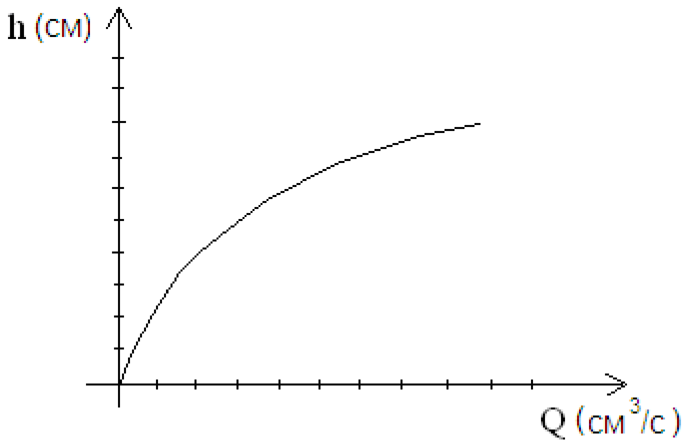


Рис. 23

Котрольные вопросы.

1. Удельная энергия потока жидкости.
2. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной и реальной жидкостей.
3. Уравнение Бернулли для потока идеальной и реальной жидкостей.
4. Физический смысл уравнения Бернулли.
5. Геометрическое толкование уравнения Бернулли.
6. Экспериментальная иллюстрация уравнения Бернулли.
7. Гидродинамический парадокс.
8. Измерение скорости потока.
9. Измерение расхода.

Тема 6: «Определение потерь напора».

Потери энергии (уменьшение гидравлического напора) можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких. В одних случаях потери напора распределяются по длине, в других – на местных сопротивлениях (вентили, краны, сужения, расширения и т.д.), где поток претерпевает деформацию. Источником потерь во всех случаях является вязкость жидкости.

Потери напора по длине и потери в местных гидравлических сопротивлениях зависят от режима потока жидкости.

Формирование структуры потока.

Ещё Д.И.Менделеев заметил, что жидкость, двигаясь, в одним случаях сохраняет определенный строй своих частиц, в других – перемещается бессистемно. Опыты, проведенные Рейнольдсом в 1883 году, классифицировали движение потока вязкой жидкости на 2 основных режима: ламинарный и турбулентный.

Если частицы потока жидкости движутся параллельно друг другу, сохраняя послойное движение, то режим называется ***ламинарным***. Такое движение потока сохраняется до определенной скорости движения, называемой ***критической***. При увеличении скорости слоистое течение жидкости нарушается и движение становится беспорядочным, бесформенным-***турбулентным***.

Критерий, характеризующий режим движения, называется ***числом Рейнольдса*** и определяется по следующей формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

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

Если в потоке жидкости скорость постепенно увеличивать, то смена ламинарного режима на турбулентный произойдет если число Рейнольдса достигнет ***верхнего критического*** значения равного ***13800***. Если скорость уменьшать, то турбулентный режим перейдет в ламинарный при ***нижнем критическом*** значении ***2320***. Область, заключенная между верхним и нижним значения числа Рейнольдса, называется ***переходной*** областью или областью ***неустойчивого режима***, в которой может установиться как ламинарный, так и турбулентный режимы. Поскольку ламинарный режим менее устойчивый, то при технических расчетах за критическое значение смены режимов принимают 2320.

Потери напора по длине происходят за счет вязкости самой жидкости и трения о шероховатые поверхности. Потери напора по длине определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \ ,$$

где λ - коэффициент гидравлического трения,

l – длина участка трубопровода,

d – внутренний диаметр трубопровода,

V - средняя скорость потока жидкости.

Потери напора, происходящие за счет деформации потока в различных гидравлических устройствах, называются потерями в местных сопротивлениях и определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_м = \xi \frac{V^2}{2g},$$

где ξ - коэффициент местных сопротивлений, справочная величина, для каждого типа гидравлических устройств имеет численное значение.

V - средняя скорость потока.

Суммарные потери определяются:

$$h = h_{дл} + h_м = \frac{V^2}{2g}\left(\lambda \frac{l}{d} + \xi\right)$$

Для успешного вычисления суммарных потерь необходимо правильно определить коэффициент гидралического трения, который на прямую зависит от режима движения, а следовательно и от формирования структуры потока при каждом режиме.

Формирование структуры потока при ламинарном режиме происходит в несколько этапов.

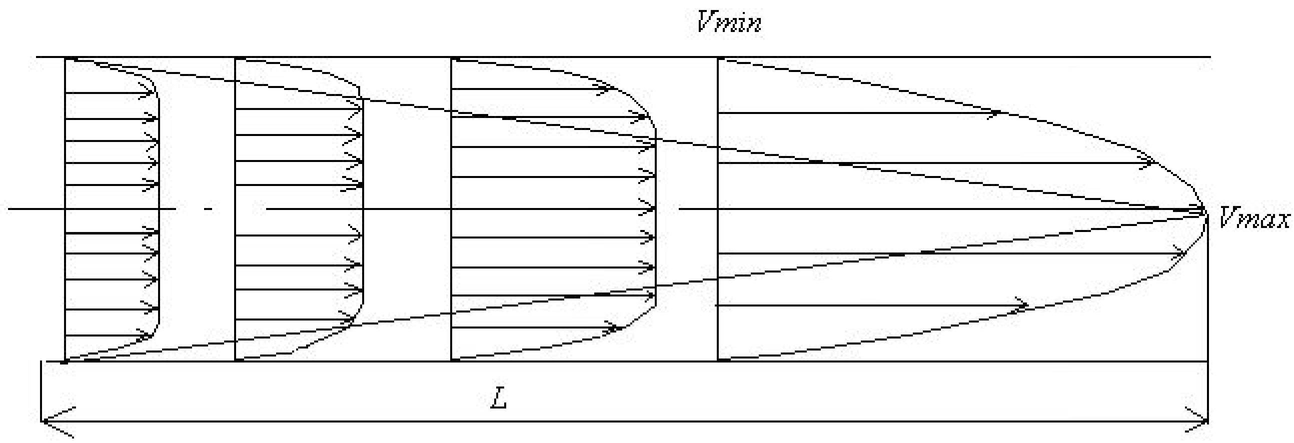


Рис. 24

На начальном этапе все слои жидкости движутся с одинаковой скоростью. Затем, в следствии трения о шероховатые твердые поверхности, происходит торможение переферийных слоев. В последствие за счет внутреннего трения идет последующее торможение слоев. Этот процесс продолжается до тех пор, пока эпюра скоростей не представит собой параболу. Минимальные скорости при этом устанавливаются по краям потока, максимальные в центре. Такое формирование потока устанавливается на участке длиной L=(20:50)d, где d – внутренний диаметр. При этом коэффициент Кориолиса принимается равным α=2, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$.

При формирование структуры потока при турбулентном режиме основную её часть занимает ***ядро потока***, а по краям находится тонкий ***пограничный слой***, в котором устанавливается ламинарный режим течения.

Уравнение Дарси-Вейсбаха представляет собой универсальное расчетное уравнение, с помощью которого можно вычислить потери напора в трубах как при ламинарном, так и при турбулентном режимах. Структура формулы остается неизменной, но коэффициент λ для турбулентного режима в общем случае зависит не только от числа Рейнольдса, но и от шероховатости внутренней поверхности трубы.

Толщина пограничного слоя не является постоянной величиной, а зависит от величины скорости потока.

Любая поверхность не может быть идеально гладкой, высота выступов и неровностей поверхности называется ***абсолютной шероховатостью***. При технических расчетах пользуются фиктивной величиной, называемой ***эквивалентной шероховатостью***, при которой происходят такие же потери, что и при абсолютной шероховатости.

Если при турбулентном режиме движения потока жидкости скорость увеличивать, то ядро потока будет расти. Если толщина пограничного слоя при этом будет больше, абсолютной шероховатости, то такой трубопровод называется ***гидравлическим гладким***, если меньше – ***гидравлическим шероховатым***.

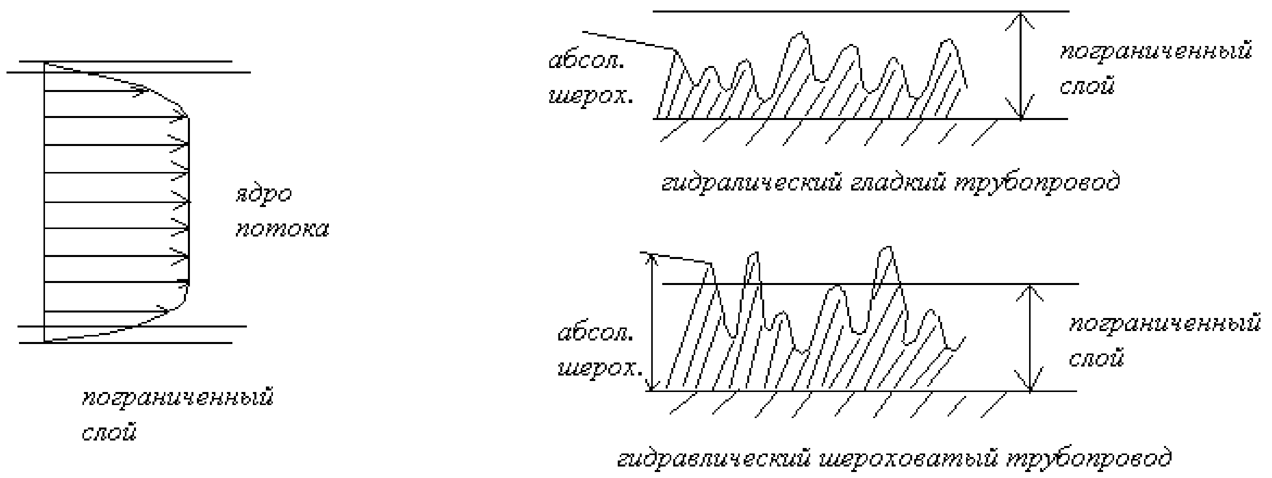


Рис. 25

Впервые наиболее исчерпывающие работы по определению λ были даны Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости $\lg 100\lambda$ от $\lg Re$ при различных шероховатостях труб.

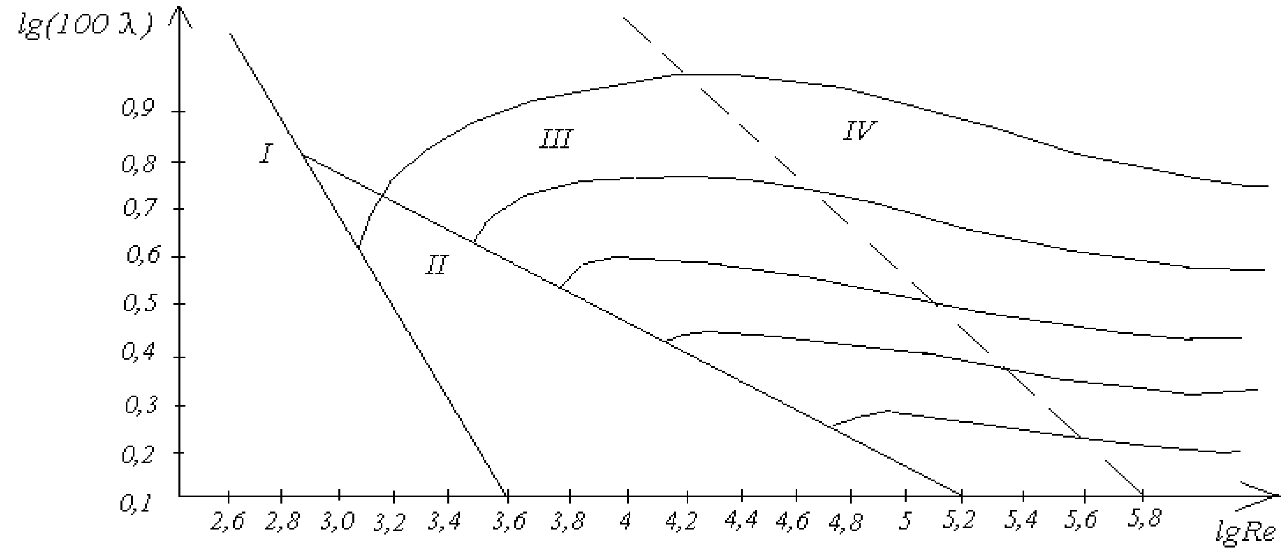


Рис. 26

Рассматривая график Никурадзе можно сделать следующие выводы. При ***ламинарном режиме*** (зона I) λ зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

Далее в зоне II наблюдается режим ***гидравлических гладких труб***, где λ тоже зависит только от числа Рейнольдса и расчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}.$$

Зона III на графике – режим ***гидравлических шероховатых труб***, где λ зависит и от числа Рейнольдса и от шероховатости, а расчитывается по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\kappa э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25}$$

где $\kappa э$ - коэффициент эквивалентной шероховатости.

В IV зоне наблюдаются больше скорости и она называется квадратичной. Коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и определяется

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25}$$

Контрольные вопросы.

1. Как определяются потери напора по длине?
2. Как определяются потери напора в местном сопротивлении?
3. Какой режим называется ламинарным?
4. Какой режим называется турбулентным?
5. Какая скорость называется критической?
6. Как определяется число Рейнольдса?
7. Чему равны верхнее и нижнее критические значения?
8. Когда устанавливается переходная область?
9. Как формируется структура ламинарного режима?

10. Чему равна длина формирования структуры потока при ламинарном режиме?
11. Как формируется структура турбулентного режима?
12. Какая шероховатость называется абсолютной?
13. Какая шероховатость называется эквивалентной?
14. Какой трубопровод называется гидравлическим гладким?
15. Какой трубопровод называется гидравлическим шероховатым?
16. Как определяется λ при ламинарном режиме?
17. Как определяется λ в режиме гидравлических гладких труб?
18. Как определяется λ в режиме гидравлических шероховатых труб?
19. Как определяется λ вквадратном режиме?

Тема 7: «Истечение жидкости из насадков и отверстий».

В современной технике трудно найти устройство, в котором бы не использовалось в том или ином виде истечение из отверстий и насадков.

Истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке.

В качестве примера рассмотрим истечение жидкости из открытого резервуара и выведем расчетные формулы для определения расхода, скорости и других параметров истечения.

При истечении жидкости из отверстия площадью ω струя претерпевает сжатие, которое происходит вследствие сложения скоростей отдельных частиц жидкости, движушихся к кромке отвестия с различных направлений (со дна, по вертикали, по наклон-ным плоскостям). Сжатое сечение отстоит от стенки примерно на полдиаметра отверстия. Если струя сжимается по всему контуру, то сжатие называется ***полным***, а если до ближащий ограничивающей поверхности

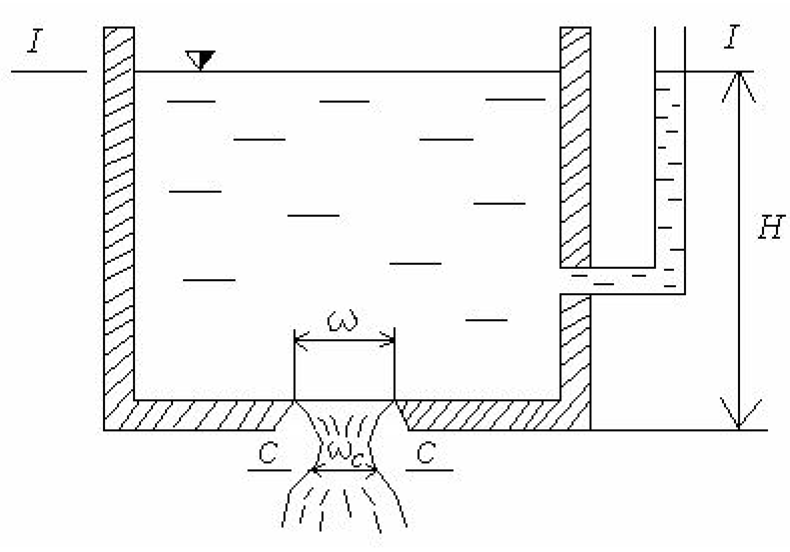


Рис.27

будет не менее трех диаметров отверстий - ***совершенным***. На рисунке показано истечение жидкости из ***малого*** отверстия в ***тонкой стенке***, причем под малым подразумевается такое отверстие, диаметр которого менее 0,1 действующего напора H, а под тонкой – такая стенка, толщина которой не влияет на характер истечения, т.е. меньше 3d или

Отношение площади струи в сжатом сечении к площади отверстия называется коэффициентом сжатия струи

$$\varepsilon = \frac{\omega_C}{\omega}.$$

Для малых отверстий $\varepsilon = 0{,}64$. Исходя из уравнения Бернулли, составленного для сечений I-I и C-C, после ряда преобразований получим расчетную формулу для вычисления скорости потока в сжатие сечении:

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

где φ - коэффициент скорости. Для малых отверстий и больших чисел Рейнольдса φ=0,97-0,98. Соответственно расход жидкости определяется

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}\ ,$$

где μ - коэффициент расхода, $\mu = \varepsilon\varphi$, для малых отверстий $\mu = 0{,}62$.

Истечение жидкости из больших отверстий редко происходит при совершенном сжатии вследствие близости одной из ограждающих поверхностей резервуара, поэтому сжатие струи не всестороннее, отчего и коэффициент расхода возрастает; $\mu = 0{,}65 - 0{,}85$.

Истечение жидкости через насадки. Насадком называется которая труба длиной L(3:4)d цилиндрической, конической или коноидальной форм.

Выше мы рассмотрели истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке. При значительной толщине стенки характер явлений, наблюдаемых при истечении, существенно изменяется вследствие направляющего влияния, оказываемого на струю толстой стенкой. Те же самые явления будут наблюдаться и при истечении из отверстия в тонкой стенке, снабженной короткой трубкой того же диаметра, что и отверстие.

Наиболее распространенными типами насадков являются:

1) Цилиндрические насадки: внешний (а), внутренний (б);
2) Конические насадки: сходящийся (в), расходящийся (г);
3) Коноидальные насадки криволинейного очертания, имеющие форму сжатой струи (d).

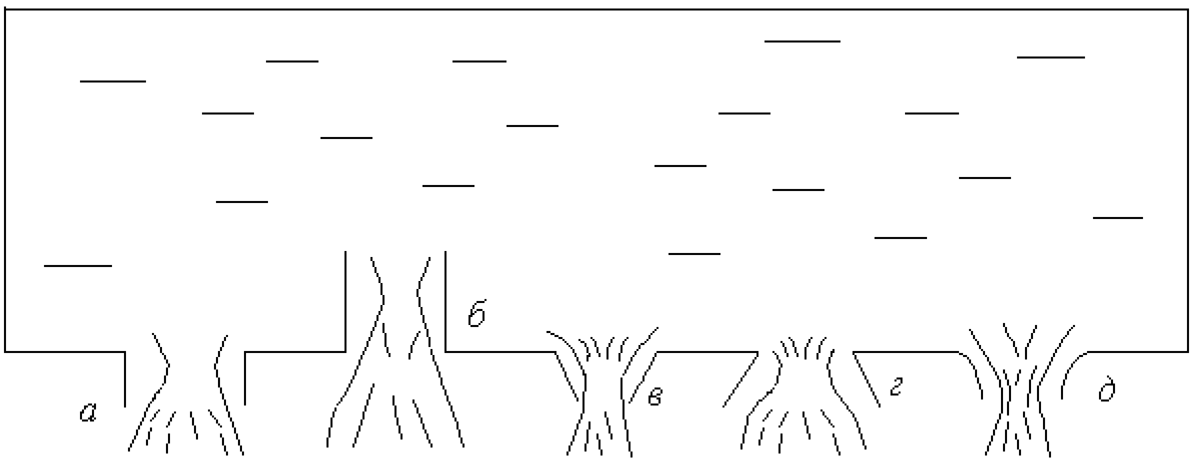


Рис. 28

Рассмотрим истечение жидкости из внешнего цилиндрического насадка, представлющего собой короткую, обычно длиной L=(3:4)d, цилиндрическую трубку, приставленную к отверстию в стенке сосуда .

В этом случае струя жидкости после выхода из сосуда и входа в насадок подвергается некоторому сжатию ($d_{сж}$≈0,8d), затем постепенно расширяется и заполняет всё поперечное сечение насадка. Сжатие струи здесь происходит только внутри насадка (внутреннее сжатие), выходное же сечение насадка работает полностью, и поэтому

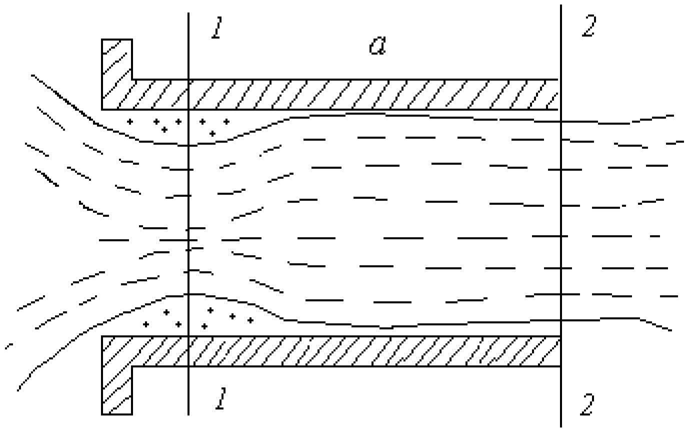


Рис. 29

коэффициент сжатия, отнесенный в выходному сечению, будет ε=1.

Многочисленными опытами, которые проводились над истечением жидкости из внешнего цилиндрического насадка, установлено значение коэффициента расхода μ=0,82. Сопоставляя это значение со значением коэффициента расхода при истечении из отверстия в тонкой стенке, получаем $\frac{\mu_{нас}}{\mu_{отв}} = \frac{0{,}82}{0{,}62} \approx \frac{4}{3}$. Следовательно, расход жидкости при истечении из насадка будет примерно в 4/3 раза больше, чем при истечении из отверстия в точкой стенке. А так как коэффициент сжатия ε=1, то коэффициент скорости φ равен коэффициенту расхода μ=0,82, т.е. оказывается значительно меньше, чем при истечения из отверстия. Таким образом, внешний цилиндрический насадок, увеличивая расход жидкости, вместе с тем дает и значительное уменьшение скорости истечения. Объясняется это тем, что вместе сжатого сечения струи образуется кольцевое «мертвое» пространство, заполненное жидкостью, находящейся в вихреобразном, круговоротном движении. Наличие этого кольца и последующее расширение струи приводит к увеличению потерь напора, а следовательно, и уменьшению скорости истечения.

Давление в «мертвой» зоне оказывается меньше атмосферного и в нем создается разряжение (вакуум). Наличие вакуума объясняет увеличение расхода, так как он работает как своеобразный насос, дополнительно подсасывая жидкость. Причем скорость истечения определяется с использованием уравнения Бернулли и определяется по следующей формуле

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

а расход

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH},$$

где μ – коэффициент расхода, равный μ=εφ,

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}$$

где α - коэффициент Кориолиса;

ξ - коэффициент местных сопротивлений.

Внутренний цилиндрический насадок устанавливается изнутри сосуда, что увеличивает сопротивление и потери, так как ухудшаются условия подхода жидкости к насадку μ=0,5. ***В конически сходящемся насадке*** кроме внутреннего сжатия струи, происходит внешнее сжатие струи на выходе. Все коэффициенты истечения (ε,φ,μ) зависят от угла конусности. До 13^0 μ возрастает достигая максимального значения 0,946, а затем уменьшается. ***В конически расходяшихся насадках*** струя значительно сжимается, а затем быстро расширяется и заполняет все сечение. Внешнего сжатия нет. При угле конусности меньше 8^0 μ=0,45. ***Коноидальные насадки*** имеют форму, близкую к форме струи жидкости, поэтому внутреннее сжатие минимальное и внешнее отсутствует (ε=1). Коэффициенты φ и μ здесь больше, чем в остальных случаях и равны 0,97.

Насадки применяют для различных технических целей. Примером цилиндрических насадков являются трубы, служащие для выпуска жидкости из резервуаров и водоемов. Конически сходящиеся насадки применяют для получения больших выходных скоростей и увеличения силы и дальности полета струи жидкости в пожарных брандсбойтах, в форсунках для подачи топлива, гидромониторах для размыва грунта, фонтанных соплах, соплах активных гидравлических турбин. Конические расходящиеся насадки используются для замедления течения жидкости и соответственно увеличения давления – во всасывающие трубах гидравлических турбин и т.д.

Весьма широко применяются насадки в разнообразных приборах и устройствах, предназначенных для подъема жидкости (эжектор и инжектор), для разбрызгивания и распыления жидкости, а также для различных целей в химической технологии.

В качестве примера приборов этого рода рассмотрим эжектор, схема которого изображена на рисунке. Он состоит из трубы A, заканчивающейся конически сходящимся насадком B, по которому из водопровода или напорного резервуара C подается вода. Выходя из этого насадка с весьма большой скоростью, вода через короткий сходящийся насадок Д поступает в конически расходящийся насадок (диффузор) E, а оттуда в нагнетательную трубу F. Выходная часть насадка B и приемный насадок Д помещаются внутри корпуса эжектора G, к которому присоединяются всасывающая труба K, погруженная в открытый водоем N.

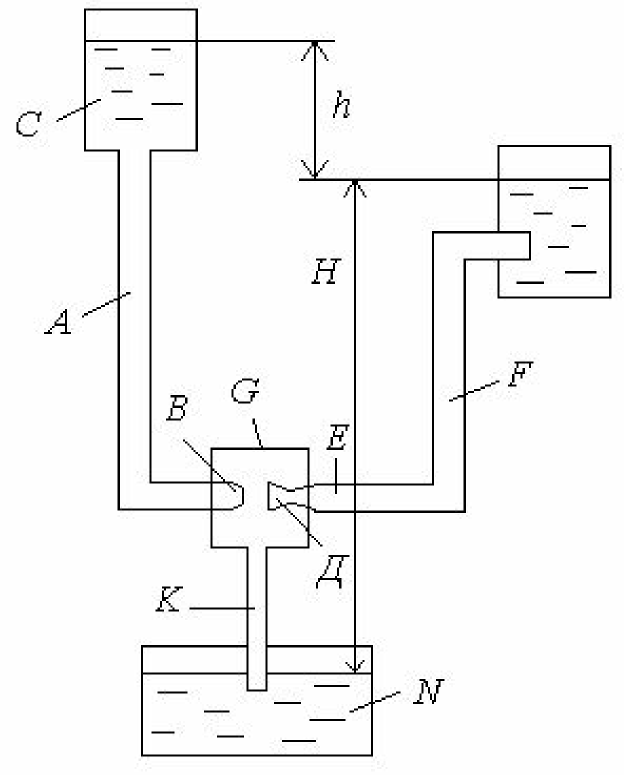


Рис. 30

Так как в корпусе в месте перехода из насадка B в насадок Д вода движется с большой скоростью, то здесь образуется разряжение (вакуум). Благодаря этому вода из водоема поднимается по всасывающей трубе в корпус, смешивается здесь с напорной водой и увлекается ею дальше по нагнетательному трубопроводу. При этом в диффузоре скорость движения воды уменьшается, давление же, наоборот, возрастает.

Коэффициент полезного действия эжектора определяется отношением работы веса воды, поступившей по всасывающему трубопроводу из водоёма и поднятой эжектором на высоту Н, к работе веса рабочей (напорной) воды, подведенной из водопровода. Если обозначить расходы поднятой и рабочей воды через Q_2 и Q1, а высоты соответственно через Н и h, для коэффициента полезного действия получим следующее выражение:

$$\eta = \frac{\gamma Q_1 H}{\gamma Q_2 h} = \frac{Q_1 H}{Q_2 h}$$

Этот коэффициент весьма невелик и обычно колебется в пределах от 0,15 (для малых) до 0,30 (для больших) эжекторов. Тем не менее ввиду простоты устройства, отсутствия движущихся частей и автоматичности работы эжектора получил довольно большое применение в технике.

Так как в процессе работы в корпусе эжектора проходит смешение рабочей и перекачиваемой жидкостей, его можно использовать также в качестве смесителя двух жидкостей, что часто и осуществляется для смешения холодной и горячей воды в отопительных системах. В этом случае эжектор получает специальное конструктивное выполнение и обычно называется элеватором.

Контрольные вопросы.

1. Какое отверстие называется малым?
2. Какая стенка называется тонкой?
3. Какое сжатие называется полным?
4. Какое сжатие называется совершенным?
5. Как определяется коэффициент сжатия?
6. Как определяется коэффициент расхода малого отверстия?
7. Чему равна скорость истечения жидкости через малое отверстие?
8. Как определить расход через малое отверстие?
9. Что называется насадком?
10. Какие типы насадков существуют?
11. Как формируется струя жидкости внутри насадка?
12. Как определяется скорость истечения жидкости из насадка?
13. Как определяется расход жидкости насадка?
14. Почему коэффициент расхода насадков больше коэффициента расхода малого отвестия?
15. Практическое применение насадков.

Тема 8: «Движение жидкости в напорных трубопроводах»

В современной технике применяются трубопроводы различного назначения, служащие для перемещения разнообразных жидкостей. Наряду с трубопроводами самых незначительных размеров (капилляры), используемые в лабораторной технике и контрольно-измерительной аппаратуре, имеются трубопроводы протяжением в сотни километров (магистральные нефтепроводы) и диаметром в несколько метров (трубопроводы гидротехнических сооружений).

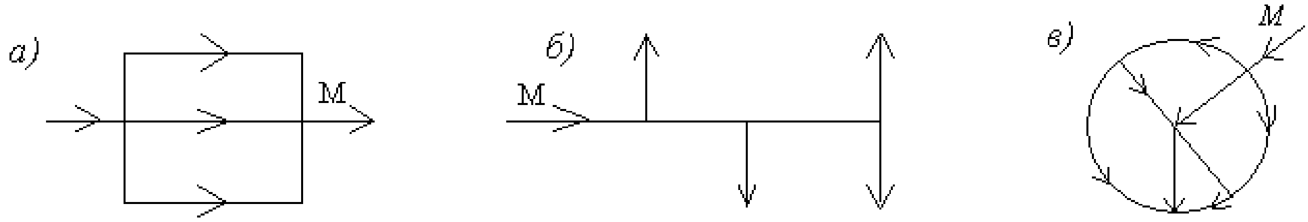


Рис. 31

В зависимости от конфигурации различают простые и сложные трубопроводы.

Простым трубопроводом называется трубопровод, не имеющий разветвлений на пути движения жидкости от точки забора до точки потребления, ***сложным*** – представляющий собой сеть труб, состоящую из основной магистральной трубы и ряда отходящих от неё ответвлений. Сложные трубопроводы делятся на следующие основные виды:

а) параллельное соединение, когда к основной магистрали М подключены параллельно ей ещё одна или несколько труб (а);

б) разветвленные трубопроводы, в которых жидкость из магистрали М подается в боковые ответвления и обратно в магистраль не поступает (б);

в) кольцевые трубопроводы, представляющие сабой замкнутую сеть (кольцо), питаемую от основной магистрали М (в).

В сложных трубопроводах различают:

а) транзитный расход, т.е. расход, передаваемый по магистрали;

б) путевой (или попутный), отбираемый из магистрали в ряде промежуточных точек по пути движения жидкости.

Исходным уравнением для расчета трубопроводов является уравнение Бернулли, из которого следует что разность напоров в различных сечениях трубопровода затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений.

$$H_1-H_2=\Delta H=\sum h_{1-2},$$

где $\sum h_{1-2}$ – суммарные потери.

$$\sum \Delta h_{1-2}=\sum h_{дл}+\sum h_м,$$

где $\sum h_{дл}$ - потери напора по длине, $\sum h_м$ – местные потери.

Потери напора по длине определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_{дл}=\lambda\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g} \qquad \text{или} \qquad h_{дл}=iL=\frac{V^2R}{C^2R_г},$$

где i – гидравлический уклон;

λ - коэффициент гидравлического трения;

L - длина участка трубопровода;

V – средняя скорость;

$R_г$ – гидравлический радиус;

C – коэффициент Шези, равный $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$. Местные же потери напора определяются по формуле Вейсбаха

$$h_м = \xi \frac{V^2}{2g};$$

где ξ - коэффициент местных сопротивлений. Коэффициент гидравлического трения λ при ламинарном режим $\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{a_1}{\text{Re}}$ при турбулентном $\lambda = \frac{0{,}3164}{\text{Re}^{0{,}25}} = \frac{a_2}{\text{Re}^{0.25}}$.

Общее выражение для любых режимов можно представить $\lambda = \frac{a}{\text{Re}^n} = \frac{a\nu^n}{V^n d^n}$

где ν - коэффициент кинематической вязкости. Тогда $h_{дл} = \frac{a\nu^n}{V^n d^n} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$. С учетом того, что $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$

$$h_{дл} = \frac{4^{2-n} - \pi^{n-2} \cdot a}{2g} \cdot \frac{Q^{2-n}}{d^{5-n}} \cdot \nu^n l = A\frac{Q^m \nu^n}{d^k} L$$

где $A = \frac{2^{2-n}\pi^{n-2}a}{2g}$, m=2-n; k= 5-n.

Расход определяется с учетом вышесказанного $Q = \sqrt[m]{\frac{d^k \cdot h_{дл}}{A\nu^n l}} = B\frac{d^r}{\nu^p}\sqrt[m]{\frac{h_{дл}}{L}}$

где $B = \frac{1}{\sqrt[m]{A}}$; $r = \frac{k}{m}$; $p = \frac{n}{m}$.

Для больших скоростей в турбулентном режиме $B = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{2g}{\lambda}}\sqrt{\frac{h_{дл}}{L}}$. Если обозначим

$$K = \frac{\pi d^{2,5}}{4}\sqrt{\frac{2n}{\lambda}} \approx C\omega, \text{ то } Q = K\sqrt{\frac{h_{дл}}{L}} = K\sqrt{i},$$

где К – модуль расхода, справочная величина.

Формула $Q = K\sqrt{i}$ называется водопроводной. Зная тип трубопровода и гидравлический уклон i, можно из справочной литературы найти значение модуля расхода и рассчитать величину расхода Q.

При гидравлическом расчете трубопроводов весьма широко используются графические методы расчета. Применение графических методов расчета значительно облегчает и упрощает решение некоторых задач.

Предположим, что мы имеем некоторый трубопровод диаметром d и длиной L. Воспользуемся формулой связывающей потери напора и расход $\Delta H = BQ^2$ где B – характеристический коэффициент трубопровода,. Для любого типа трубопровода имеет постоянное значение. Таким образом, потеря напора представляют собой функцию расхода жидкости

$$\Delta H = f(Q)$$

Изобразим эту функциональную зависимость графически. Для этого, произвольно задаваясь рядом значений Q, вычисляем соответствующие им значения потери напора ΔH, откладываем по оси абсцисс Q, ординат - ΔH. соединив полученные точки плавной линией, построим параболическую кривую

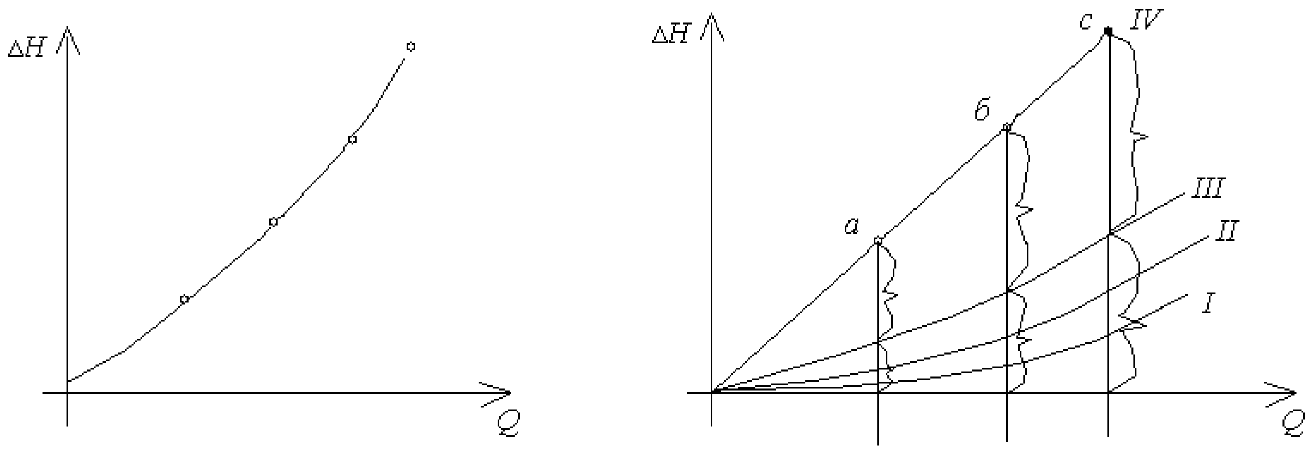


Рис. 32

Эта кривая называется ***характеристической кривой*** или ***гидравлической характеристикой трубопровода.***

В случае последовательного соединения трубопроводов предварительно строят характеристики отдельных последовательно вкюченных участков трубопровода (кривая I, II, и III). Далее суммируем ординаты по вертикали, получаем точки а, в, с и по ним строим исконную суммарную характеристику рассматриваемого трубопровода.

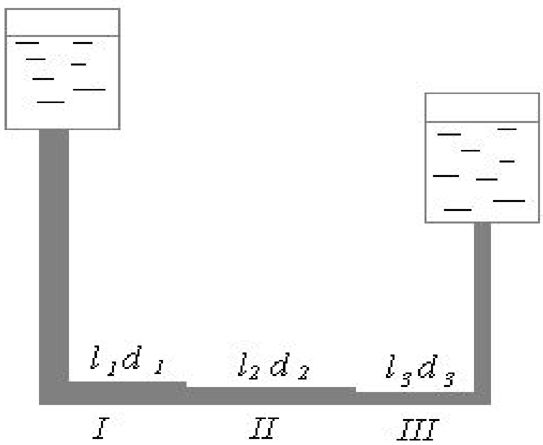


Рис. 33

При параллельном соединении (участки 2,3,4) также прежде всего следует построить характеристики отдельных участков II, III, IV.

При параллельном соединении общий расход определяется как сумма расходов в отдельных параллельно включенных участках: потери же напора в этих участках одинаковы, полная потеря определяется как потеря в одном из них. Поэтому для построения суммарной характеристики

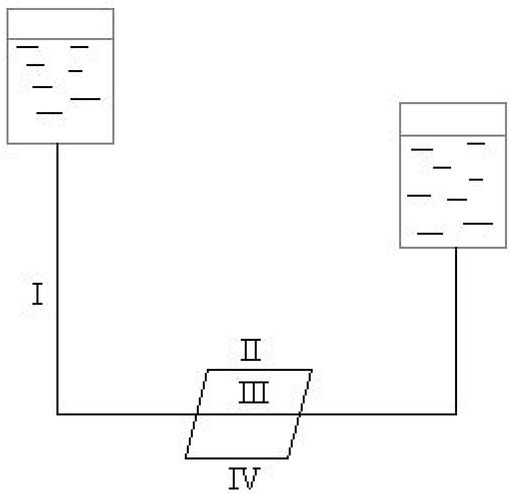


Рис. 34

необходимо провести ряд горизонтальных прямых, сложить абсциссы и по полученным точком а, в, с строится суммарная харак-теристика при параллельном соединении.

Сифонным трубопроводом (сифоном) называется такой самотечный трубопровод, часть которого располагают выше уровня жидкости в сосуде (резервуаре), из которого происходит подача жидкости. Простейшая схема сифонного трубопровода может быть представлена в виде

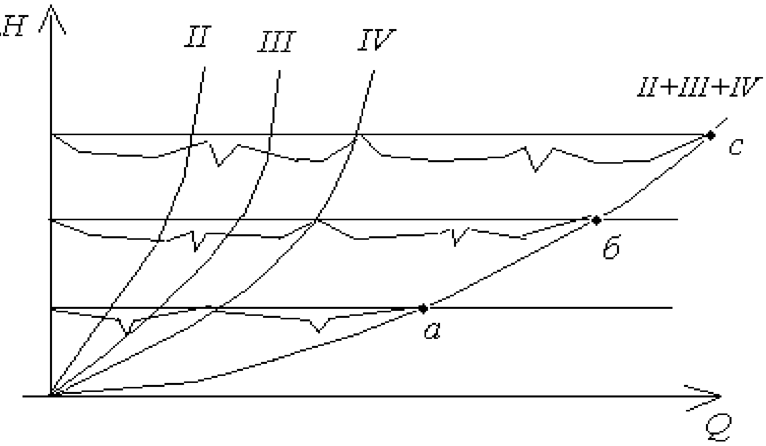


Рис. 35

изогнутой, опрокинутый U – образной трубы, соединяющей два сосуда А и В, в которой за счет разностей уровней Δz происходит движение жидкости из верхнего сосуда в нижний.

Для проведения сифона в действие из него необходимо предварительно удалить воздух и создать в нем первоначальное разряжение. Обычно это достигается путем отсасывания воздуха воздушным насосом из верхней части сифона. При этом

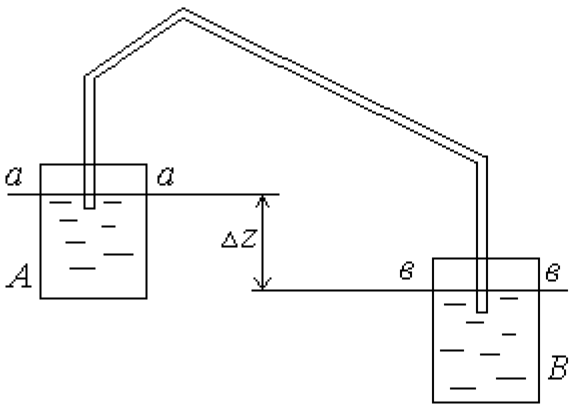


Рис. 36

жидкость из сосуда А перетекает в сосуд В. Таким образом, сифонный трубопровод представляет собой трубопровод, работающий под разряжением (вакуумом). Для нормальной работы сифонного трубопровода необходимо, чтобы минимальное давление в нем не снижалось до уровня насыщенных паров и не привело к срыву работы. При определении минимально допустимого давления в каждом отдельном случае необходимо учитывать максимально возможную температуру жидкости, минимальное барометрическое давление в месте сооружения сифона и упругость паров движущейся по сифону жидкости.

Гидравлический удар в трубопроводах.

Под ***гидравлическим ударом*** понимают резкое увеличение давления в трубопроводах при мгновенной остановке движущейся в них жидкости. Гидравлический удар может иметь место, например, при быстром закрытии различных запорных приспособлений, устанавливаемых на трубопроводах (задвижка, кран) внезапно остановке насосов, перекачивающих жидкость, и т.д. Особенно опасен гидравлический удар в длинных трубопроводах, в которых движутся значительные массы жидкости с большими скоростями. В этих случаях, если не принять соответствующих предупредительных мер, гидравлический удар может привести к повреждению мест соединений отдельных труб (стыки, фланцы, раструбы), разрывов стенок трубопровода, поломке насосов и т.д.

Для выяснения явлений, происходящих при гидравлическом ударе, рассмотрим горизонтальный трубопровод постоянного диаметра, по которому со средней скоростью V движется жидкость. Если быстро закрыть задвижку на этом трубопроводе, то слой жидкости, находящийся непосредственно у задвижки, должен остановиться, а давление увеличится (вследствие перехода кинетической энергии в потенциальную энергию давления). Так как жидкость сжимаема, то остановка всей её массы в трубопроводе не происходит мгновенно, граница объема, включающего в себя остановивщуюся жидкость, перемещается вдоль трубопровода с некоторой скоростью С, называемой ***скоростью распространения волны давления***. Повышение давления определяется по формуле Жуковского Н.Е.:

$$\Delta P=\rho\times V\times C$$

где ρ - плотность жидкости.

После того, как остановился первый слой у задвижки, останавливается второй, на который давят следующие слои и т.д. Таким образом, постепенно повышенное давление, возникшее первоначально непосредственно у задвижки, распространяется по всему трубопроводу против течения жидкости со скоростью С. Повышенное давление вызывает отток жидкости из трубопровода и понижение давления, после этого опять начинается перемещение ударной волны к задвижке. Циклы повышений и понижений давления будут чередоваться через промежутки времени, равные времени двойного пробега ударной волной участка трубопровода от задвижки до начала трубопровода. Этот промежуток времени называется ***фазой Т гидравлического удара***.

Таким образом, при гидравлическом ударе жидкость, находящаяся в трубопроводе, будет совершать калебательные движения, которые из-за сил трения, будут затухать. ***Скорость распространения ударной волны*** определяется следующим выражением

$$C=\sqrt{\frac{k}{\rho}},$$

где k – модуль упругости,

$$k=\frac{1}{\beta_\rho},$$

где β_ρ - коэффициент сжимаемости; ρ – плотность жидкости.

Для борьбы с гидравлическим ударом применяются различного рода устройства, устанавливаемые на трубопроводах, увеличивающее время закрытия задвижек и кранов и тем самым смягчающие действие удара. Безопасное время закрытия определяется по формуле $t\succ\frac{2L}{C}$, где L – длина трубопровода.

На магистральных трубопроводах устанавливают также автоматически действующие предохранительные клапаны и воздушные колпаки, которые распологаются перед задвижками и играют роль своеобразных воздушных буферов, воспринимающих повышенное давление.

Контрольные вопросы

1. Классификация трубопроводов.
2. Определение расхода трубопровода (водопроводная формула).
3. Графический метод расчета расхода последовательно соединенных трубопроводов.
4. Графический метод расчета расхода параллельно соединенных трубопроводов.
5. Работа сифонного трубопровода.
6. Что называется гидравлическим ударом?
7. Процессы, происходящие во время удара.
8. Что называется фазой гидравлического удара?
9. Как определить повышенное давление во время удара? (формула Н.Е. Жуковского)
10. Как определяется скорость ударной волны?
11. Меры, применяемые для борьбы с гидравлическим ударом.

Библиографический список

1. Чугаев Р.Р. Гидравлика. "Л.; Энергия, 1975.
2. Богомолов А.И., Михайлов К.А. Гидравлика. М.; Стройиздат, 1972.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971.
4. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975.
5. Теплов А.В. Основы гидравлики. М.: Энергия, 1965.
6. Юшкин В.В. Гидравлика и гидравлические машины. Минск Вышэйшая школа, 1974.
7. Рабинович К.З. Гидравлика. М.; Недра, 1977.
8. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. /Под ред. С.С.Руднева./ Машиностроение, 1974.
9. Вильнер Я.М. и др.: Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышэйшая школа, 1976.