

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта

ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»

О.В. Акимов, Л.В. Козак, Ю.М. Акимова

ГИДРАВЛИКА

Рекомендовано
Методическим советом ДВГУПС
в качестве учебного пособия

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2008

УДК 532.(075.8)
ББК Ж 123
А 391

Рецензенты:

Кафедра «Гидравлика, водоснабжение и канализация»
Тихоокеанского государственного университета
(заведующий кафедрой доктор технических наук,
профессор *М.Н. Шевцов*)

Директор ООО «Дальневосточное предприятие "Росводоканал"»
кандидат технических наук, доцент
А.Д. Лернер

Акимов, О.В.

А 391 Гидравлика : учеб. пособие / О.В. Акимов, Л.В. Козак, Ю.М. Аки-
мова. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2008. – 94 с. : ил.

Учебное пособие соответствует ГОС ВПО направлений 190100 «Назем-
ные транспортные средства», 190200 «Транспортные машины и транс-
портно-технологические комплексы», 190300 «Подвижной состав железных
дорог», 270100 «Строительство», 280100 «Безопасность жизнедеятельно-
сти».

Приведены краткие теоретические сведения, изложена методика про-
ведения лабораторных работ по курсу «Гидравлика».

Предназначено для студентов 2-го и 3-го курсов всех форм обучения,
изучающих дисциплину «Гидравлика».

УДК 532.(075.8)
ББК Ж 123

© ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Гидравлика» – один из фундаментальных общетехнических курсов в системе подготовки инженеров по специальностям 190205 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», 190302 «Вагоны», 270102 «Промышленное и гражданское строительство», 270112 «Водоснабжение и водоотведение», 270115 «Экспертиза и управление недвижимостью», 270201 «Мосты и транспортные туннели», 270204 «Строительство железных дорог, путь и путевое хозяйство», 280101 «Безопасность жизнедеятельности в техносфере». Предметом изучения курса являются основные законы равновесия жидкости и взаимодействия покоящейся и движущейся жидкости с естественными и искусственными руслами, с элементами конструкций дорожно-мостовых, водобойных и других гидротехнических сооружений.

Цель изучения курса заключается в формировании у студентов такой степени освоения и понимания основных законов, которая позволит самостоятельно выполнять гидравлические расчеты водопроводно-канализационных, дорожно-мостовых и гидротехнических сооружений. Этому способствует предусмотренное учебными планами и программой закрепление лекционного материала курса лабораторными занятиями. Систематический контроль регулярности работы студентов над курсом осуществляется защитой каждой лабораторной работы.

Лабораторная работа № 1

ПОВЕРКА ПРУЖИННОГО МАНОМЕТРА

1.1. Цель работы

Определить соответствие поверяемого манометра классу точности.

1.2. Теоретические сведения

1.2.1. Требования к приборам для измерения давления и их классификация

Современная наука и техника предъявляют самые разнообразные требования к приборам для измерения давления. Прежде всего это связано с широким диапазоном измеряемых величин давления, от микропаскаля (мкПа) до гигапаскаля (ГПа). Возрастают требования к точности измерений, усложняются объекты исследований, которые накладывают дополнительные условия на конструктивное оформление приборов. Так, например, приборы, используемые для измерения установившихся давлений, оказываются непригодными при измерениях пульсаций давления, причем в реальных процессах встречаются частоты до мегагерц (МГц).

Многообразие требований породило большое количество приборов, различных по принципу действия, точности измерения и конструктивному оформлению.

Условно все приборы для измерения давления можно классифицировать по следующим признакам:

- а) по роду измеряемой величины;
- б) принципу действия;
- в) классу точности.

Классификация по роду измеряемой величины. В зависимости от вида измеряемого давления (избыточного $p_{изб}$ или абсолютного $p_{абс}$) существует несколько типов приборов:

- а) манометры – приборы для измерения положительного избыточного давления;
- б) вакуумметры – приборы для измерения отрицательного избыточного давления;
- в) мановакуумметры – приборы, позволяющие измерять как положительное избыточное давление, так и отрицательное;
- г) дифференциальные манометры – приборы для измерения разности давлений в двух точках;
- д) барометры – приборы для измерения абсолютного давления, равного

атмосферному. Для измерения абсолютного давления больше атмосферного используют два прибора – барометр и манометр; меньше атмосферного – барометр и вакуумметр.

Классификация по принципу действия. Приборы для измерения давления подразделяются на следующие виды:

а) жидкостные – основанные на гидростатическом принципе действия, т. е. измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости, высота которого определяется непосредственно или путем расчета.

Впервые идея измерения давления по величине столба жидкости была высказана итальянским ученым Э. Торричелли в 1640 г., а осуществлена итальянским механиком Вивiani в 1642 г. и французским ученым Б. Паскалем в 1646 г. Жидкостные приборы не утратили своего значения до настоящего времени. Это объясняется тем, что принцип действия этих приборов очень прост. Они не сложны в изготовлении, точны и надежны;

б) механические – принцип действия которых заключается в том, что под действием давления происходит деформация некоторого упругого элемента, и величина этой деформации служит мерой измеряемого давления;

в) грузопоршневые – манометры, в которых измеряемое давление, действуя на одну сторону поршня, уравнивается внешней силой, приложенной с противоположной стороны поршня. В качестве уравнивающей силы используют грузы. Вес груза, деленный на площадь поршня, определяет величину измеряемого давления;

г) электрические – принцип действия основан на изменении электрических свойств некоторых материалов или изменении каких-либо электрических параметров под действием давления;

д) комбинированные – принцип действия которых носит смешанный характер.

Классификация по классу точности. По точности показаний все выпускаемые серийно приборы делятся на классы. Классом точности прибора называется основная наибольшая допустимая приведенная погрешность.

Установленные классы точности для приборов давления соответствуют следующему ряду: 0,005; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0.

Механические приборы подразделяют также на технические и образцовые. Образцовые используют для целей поверки, так как они сверяются с эталонными приборами. Технические применяют непосредственно для измерения давления.

1.2.2. Механические приборы для измерения давления

Механические приборы получили наибольшее распространение, так как они характеризуются следующими преимуществами: простотой устройства и использования, портативностью, универсальностью, практически неограниченным диапазоном измерения, начиная от нескольких килопаскалей и

до сотен мегапаскалей.

По типу упругих элементов, применяемых для измерения давления, механические приборы подразделяются на пружинные, мембранные и сильфонные.

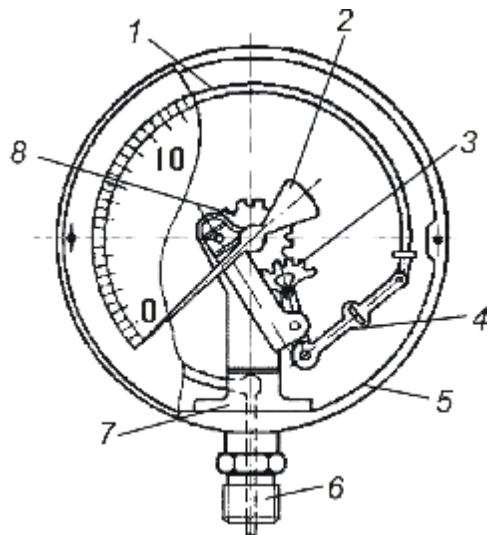


Рис. 1.1. Манометр с одновитковой трубчатой пружиной: 1 – трубчатая пружина; 2 – стрелка; 3 – зубчатый сектор; 4 – тяга; 5 – корпус манометра; 6 – ниппель; 7 – основание манометра; 8 – трибка

Манометры с одновитковой пружиной.

Пружинные приборы появились на двести лет позднее жидкостных (1846–1848). Основной деталью пружинных манометров является полая трубка с поперечным сечением в виде овала или эллипса. По имени автора одного из первых манометров такая трубка называется еще трубкой Бурдона (рис. 1.1). Один конец трубки заканчивается ниппелем с резьбой для подключения к сосуду, в котором измеряется давление, а второй запаян. Свободный запаянный конец трубчатой пружины при помощи тяги шарнирно соединяется с зубчатым сектором, находящимся в зацеплении с маленькой шестеренкой (трибкой). На ось трибки насажена стрелка, которая указательным концом подходит к шкале, нанесенной на циферблате.

Если манометр присоединить к полости с избыточным давлением, то силы давления в трубке несколько распрямляют ее, свободный конец трубки при этом перемещается, тяга поворачивает зубчатый сектор и находящуюся с ним в зацеплении трибку. По положению стрелки на шкале судят о величине измеряемого давления.

Трубчатые вакуумметр и мановакуумметр. Трубчатая пружина может быть использована и в вакуумметре, т. е. приборе для измерения разрежения (отрицательного избыточного давления).

Если пружину соединить с пространством, в котором имеет место разрежение, то под действием внешнего атмосферного давления она будет деформироваться. Причем свободный конец будет перемещаться не вверх, как у манометра, а вниз. Соответственно и стрелка будет поворачиваться в противоположную сторону.

Шкала вакуумметра может размечаться в миллиметрах ртутного столба. Предельное значение шкалы (760 мм рт. ст.) наносится условно, так как полный вакуум практически не достижим.

Если в одном и том же месте по условиям работы установки возможно и избыточное давление, и вакуум, то используется комбинированный прибор, называемый мановакуумметром. Предельное значение шкалы манометрического давления может быть любым и зависит лишь от использованной в

данном манометре трубки. Зная, на какое избыточное давление рассчитана трубка мановакуумметра, можно найти соотношение между длинами манометрической и вакуумметрической шкал. Так, если манометрическая шкала рассчитана на 1,0 МПа, вакуумметрическая шкала будет занимать $\frac{1}{10}$ от шкалы давления, если на 2,0 МПа, то $\frac{1}{20}$ и т. д., чем больше избыточное давление, на которое рассчитан мановакуумметр, тем меньше размер вакуумметрической шкалы и ниже точность измерения вакуума.

Манометры с многовитковой трубчатой пружиной. Манометры с многовитковой трубчатой пружиной являются, как правило, регистрирующими манометрами (рис. 1.2). Чувствительным элементом в них является многовитковая пружина, которая представляет собой полую трубку овального сечения с 5–9 витками, расположенными по винтовой линии. Диаметр пружины 30 мм. Многовитковая пружина длиннее одновитковой, поэтому ее свободный конец при том же давлении перемещается значительно больше. При максимальном давлении по шкале прибора пружина раскручивается на угол 50° . К неподвижному концу пружины припаивается капиллярная трубка, соединенная с ниппелем, для подключения к сосуду, в котором измеряется давление. Свободный конец трубчатой пружины припаивается к гибкой в радиальном направлении соединительной скобе, связывающей гибкую пружину с осью. На ось крепится рычаг с кареткой, которая через тягу и рычаг воздействует на мостик с укрепленной на нем стрелкой.

Манометр мембранный. В качестве упругих элементов в манометрах часто применяют мембраны или мембранные коробки (рис. 1.3). На нижнем фланце манометра имеется ниппель для подключения к сосуду, в котором измеряется давление. Верхний фланец составляет

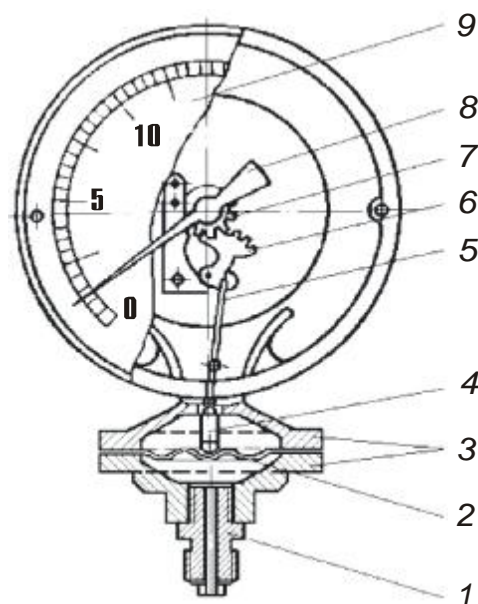


Рис. 1.2. Манометр с пластинчатой мембраной: 1 – ниппель; 2 – мембрана; 3 – фланцы; 4 – стержень; 5 – тяга; 6 – сектор; 7 – трибка; 8 – стрелка; 9 – шкала

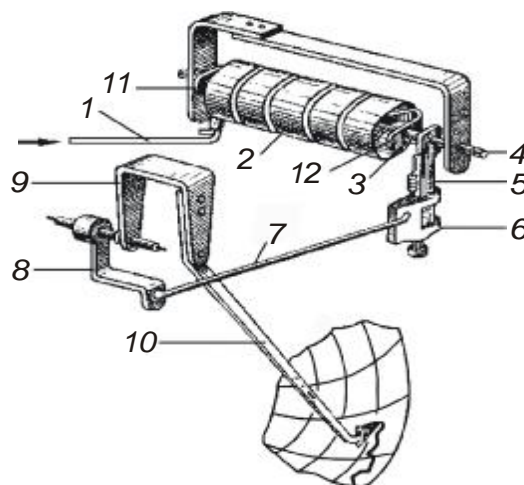


Рис. 1.3. Манометр многовитковый с трубчатой пружиной: 1 – капиллярная трубка; 2 – пружина; 3 – втулка; 4 – ось; 5 – рычаг; 6 – каретка; 7 – тяга; 8 – поводок; 9 – мостик; 10 – держатель пера; 11, 12 – концы пружины

одно целое с корпусом манометра. Между фланцами находится гофрированная мембрана. Фланцы плотно стянуты болтами. В центре мембраны закреплена стойка, шарнирно соединенная с зубчатым сектором передаточного механизма. По величине деформации мембраны судят о давлении. Мембраны для измерения различных давлений отличаются толщиной, диаметром, видом материала. Пределы измеряемых давлений для мембранных манометров ограничены и составляют от 20 кПа до 30 МПа. Мембранные манометры используют при измерении давлений в высоковязких средах, так как прямой и широкий канал в ниппеле обеспечивает более свободный проход жидкости, чем в трубчатом манометре. Для измерений в химически агрессивных средах нижнюю сторону мембраны покрывают тонкой пленкой защитного материала.

Принцип действия мембранного манометра позволяет использовать его и для измерения разрежения. Если мембранный манометр присоединить к полости с разрежением, то мембрана, испытывая атмосферное давление снаружи, будет прогибаться внутрь, что вызывает поворот стрелки в сторону, обратную по сравнению с манометром.

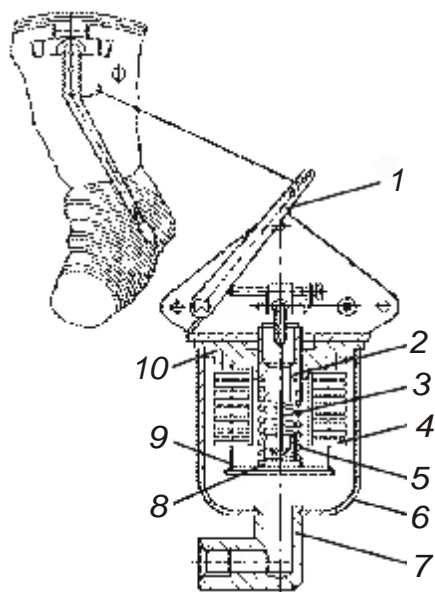


Рис. 1.4. Сильфонный самопишущий манометр с рычажным передаточным механизмом: 1 – поводок; 2 – втулка; 3 – стержень; 4 – сильфон; 5 – пружина; 6 – кожух сильфона; 7 – штуцер; 8 – гнездо; 9 – дно сильфона; 10 – основание сильфона

Сильфонный манометр. Сильфонные приборы для измерения давления являются еще одной разновидностью механических приборов. В качестве упругого элемента в них используется сильфон, который представляет собой гофрированную коробку, выполненную в виде цилиндра с равномерными складками (гофрами) (рис. 1.4). Если такой сильфон подвергнуть действию избыточного давления снаружи или изнутри, то он сожмется или растянется по высоте так, что его горизонтальные поверхности будут перемещаться параллельно самим себе. Величина перемещения пропорциональна величине измеряемого давления. Сильфонные манометры применяются для измерения давлений от 40 кПа до 0,5 МПа. Изменение пределов измерения достигается за счет толщины мембраны, диаметра и размера гофр, а также жесткостью винтовой пружины, размещенной внутри полости сильфона.

1.2.3. Электрические приборы для измерения давления

Существует достаточно большое количество способов преобразования давления в электрический сигнал, однако наибольшее распространение

получили приборы, основанные на емкостном, магнитном и тензометрических принципах.

Емкостные преобразователи давления. Одной из основных конструкций емкостного преобразователя давления является одностаторная, в которой чувствительный элемент (мембрана) образует одну пластину конденсатора и перемещается относительно его другой неподвижной пластины (рис. 1.5).

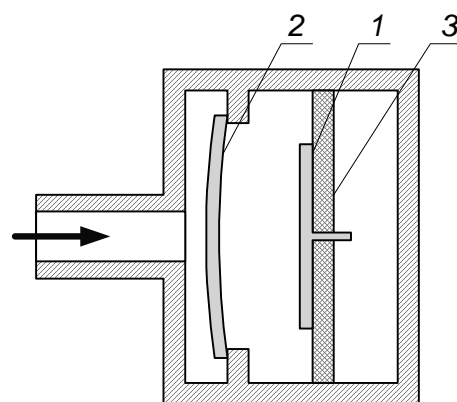


Рис. 1.5. Емкостный преобразователь давления: 1 – неподвижная пластина конденсатора; 2 – мембрана; 3 – изолятор

Магнитные преобразователи давления. Основным элементом магнитных преобразователей (рис. 1.6) является дифференциальный трансформатор, измеряющий перемещение механического чувствительного элемента. В качестве чувствительных элементов могут, например, использоваться сильфон или трубка Бурдона.

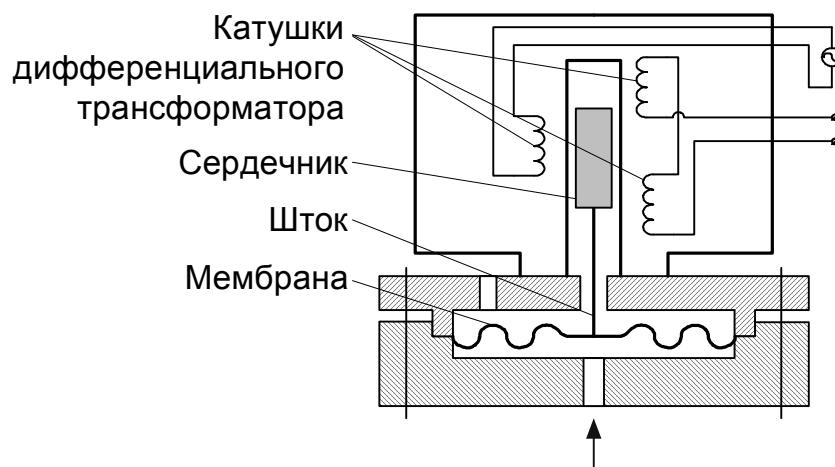


Рис. 1.6. Магнитный преобразователь давления

Тензорезисторные преобразователи давления. Тензорезисторные чувствительные элементы представляют собой металлическую и(или) диэлектрическую измерительную мембрану, на которой размещаются тензорезисторы (чаще всего в виде уравновешенного измерительного моста) с контактными площадками для подключения к внутренней или внешней электроизмерительной схеме. Деформация мембраны под воздействием внешнего давления приводит к локальным деформациям тензорезисторного моста и его разбалансу, который измеряется электронным блоком (рис. 1.7). Поскольку чувствительность полупроводниковых тензорезисторов в

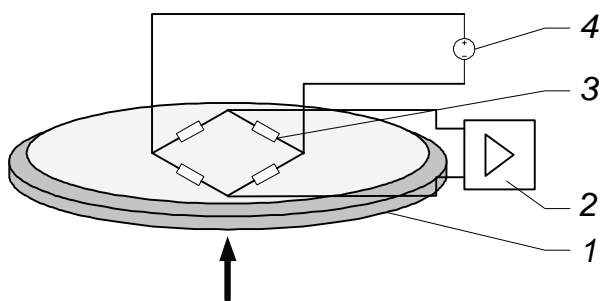


Рис. 1.7. Тензорезисторный преобразователь давления: 1 – мембрана; 2 – измерительная схема; 3 – тензометрический мост; 4 – источник питания

десятки раз выше, чем у металлических, и, кроме того, интегральная технология позволяет в одном кристалле кремния формировать одновременно как тензорезисторы, так и микроэлектронный блок обработки, то в последние годы получили преимущественное развитие интегральные полупроводниковые тензорезисторные чувствительные элементы. Особенно широкое применение в изготовлении тензорезисторных преобразователей

в силу своих высоких механических, изолирующих и теплоустойчивых качеств получила технология «кремний на сапфире».

1.3. Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис. 1.8) представляет собой грузопоршневой манометр типа MTU. Манометр состоит из измерительной системы, включающей плунжер 1, грузовую платформу 2, грузы 3, контрольную стойку 4, масляного насоса 5, масляного бака 6, манометрических гнезд 7 и 8 для подключения поверяемых манометров 9 и 10 и запорных клапанов 11–14.

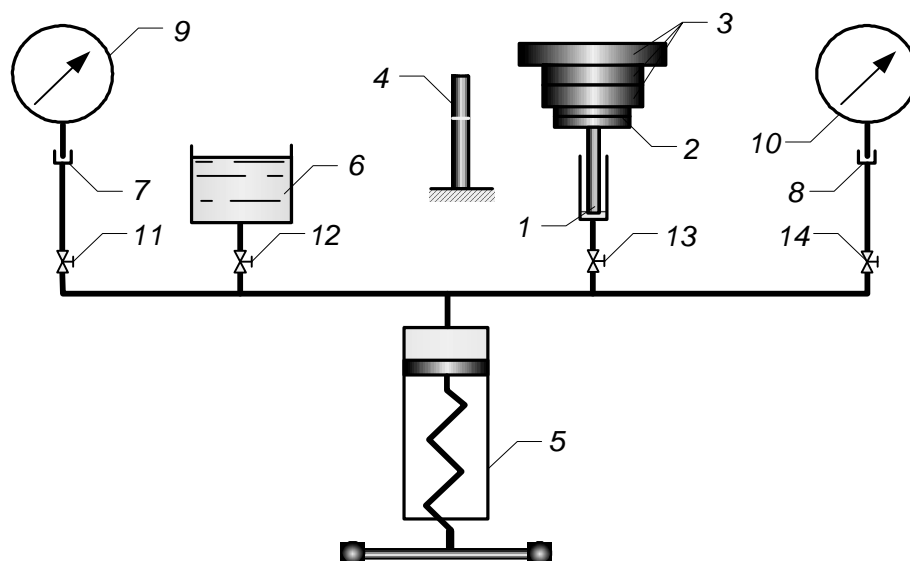


Рис. 1.8. Схема лабораторной установки: 1 – плунжер; 2 – грузовая платформа; 3 – грузы; 4 – контрольная стойка; 5 – масляный насос; 6 – масляный бак; 7, 8 – манометрические

гнезда; 9, 10, – поверяемые манометры; 11–14 – запорные клапаны

1.4. Порядок выполнения работы

1. Закрепить на ниппеле поверяемого манометра уплотнительное кольцо.
2. Установить поверяемый манометр в манометрическое гнездо.
3. Открыть на $1,5 \div 2$ оборота запорные клапаны 11 и 14.
4. Установить стрелку манометра на «0» при помощи регулировочного винта на тыльной стороне манометра.
5. Закрывать запорные клапаны 11 и 14.
6. Открыть на $1,5 \div 2$ оборота запорный клапан 12 и, вращая шток поршня против часовой стрелки, заполнить цилиндр поршневого насоса маслом.
7. Закрывать запорный клапан 12 и открыть запорные клапаны 11 и 13.
8. Перемещая поршень насоса в обратном направлении и вращая грузовую платформу, добиться совмещения белых рисок на платформе и контрольной стойке.
9. Записать показание манометра (n – количество делений по шкале).
10. Добавляя с шагом 1 кг/см^2 эталонные грузы на платформу, повторить действия п. 8. Давление, создаваемое эталонным грузом, не должно превышать предельного значения, на которое рассчитан поверяемый манометр.

1.5. Обработка результатов

1. Определить нормируемое давление для поверяемого манометра, кг/см^2 ,

$$p_{\text{нор}} = p_k - p_n, \quad (1.1)$$

где p_k – конечное давление, кг/см^2 , т. е. предел измерения данным манометром; p_n – начальное давление, кг/см^2 .

2. Определить цену деления, кг/см^2 ,

$$\text{Ц.д.} = p_{\text{нор}} : N, \quad (1.2)$$

где N – общее количество делений по шкале манометра, равное 250.

3. Определить фактическое давление для каждого измерения, кг/см^2 ,

$$p_{\text{ф}} = \text{Ц.д.} \cdot n, \quad (1.3)$$

где n – количество делений, соответствующее каждому измерению.

4. Определить абсолютную погрешность, кг/см^2 ,

$$\Delta p = p_{\text{эм}} - p_{\text{ф}}, \quad (1.4)$$

где $p_{\text{эт}}$ – эталонное давление, соответствующее эталонным грузам, кг/см².

5. Определить относительную погрешность, %,

$$a = \frac{\Delta p}{p_{\text{эт}}} 100 \%. \quad (1.5)$$

6. Определить приведенную погрешность, %,

$$b = \frac{\Delta p}{p_{\text{нор}}} 100 \%. \quad (1.6)$$

8. Экспериментальные данные и результаты обработки занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Поверка пружинного манометра

№ п/п	$p_{\text{эт}},$ кг/см ²	$n,$ делений	$p_{\text{ф}},$ кг/см ²	$\Delta p,$ кг/см ²	$a,$ %	$b,$ %
1						
2						
:						
N						

9. Сделать вывод о соответствии поверяемого манометра классу точности.

1.6. Контрольные вопросы

1. Что называется гидростатическим давлением в точке?
2. В каких единицах измеряется гидростатическое давление?
3. Как классифицируются приборы для измерения давления по роду измеряемой величины?
4. Как классифицируются приборы измерения давления по принципу действия?
5. Как классифицируются приборы для измерения давления по классу точности?
6. Какие упругие элементы используются в механических приборах для измерения давления?
7. Какое давление называется абсолютным?
8. Какое давление называется избыточным?
9. Какое давление называется полным?
10. С помощью каких приборов можно измерить избыточное давление?
11. С помощью каких приборов можно измерить абсолютное давление?
12. В каких случаях используется многовитковая трубчатая пружина?
13. В каких случаях используется манометр с плоской мембраной?

14. Чем определяется верхний предел измерения сильфонного манометра?
15. От чего зависит относительная погрешность при измерении давления?
16. Что такое нормированное значение давления?
17. Как устроен манометр с одновитковой трубчатой пружиной?
18. Как определить цену деления манометра?
19. Какова последовательность выполнения операций при поверке манометра?
20. Чему равно избыточное давление в точке, если абсолютное давление равно 120 кПа?
21. Чему равно вакуумметрическое давление в точке, если абсолютное давление равно 68 кПа?
22. Чему равно минимальное значение абсолютного давления над свободной поверхностью при работающем вакуум-насосе, подключенном к напорному резервуару, частично заполненному жидкостью?

Лабораторная работа № 2

ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ПОКОЙ ЖИДКОСТИ

2.1. Цель работы

Определить координаты свободной поверхности жидкости во вращающемся с постоянной угловой скоростью сосуде. Построить свободную поверхность и эпюру избыточного давления.

2.2. Теоретические сведения

Леонардом Эйлером в 1755 г. были получены дифференциальные уравнения равновесия жидкости

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \end{cases} \quad (2.1)$$

где $\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z}$ – градиенты давления в направлении соответствующих координатных осей; X, Y, Z – проекции единичных массовых сил на соответствующие оси; ρ – плотность.

После незначительных преобразований данную систему уравнений можно представить в виде уравнения:

$$dp = \rho (X dx + Y dy + Z dz). \quad (2.2)$$

Полученное уравнение (2.2) выражает приращение давления dp при изменении координат на dx, dy, dz в общем случае равновесия жидкости.

Поверхность жидкости, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью равного давления, или поверхностью уровня. Для поверхности равного давления $dp = 0$, а с учетом, что $p = const$, уравнение (2.2) примет вид

$$X dx + Y dy + Z dz = 0. \quad (2.3)$$

Уравнение (2.3) устанавливает связь между координатами свободной поверхности и действующими на жидкость массовыми силами, единичные проекции которых равны X, Y, Z .

Поверхности уровня жидкостей, соприкасающиеся с газообразной средой (чаще атмосферной), называются свободными поверхностями.

Комбинация массовых сил, действующих на жидкость, может быть разной. Если жидкость покоится в сосуде, неподвижном относительно Земли (т. е. вращением жидкости вместе с Землей можно пренебречь), то такое равновесное состояние жидкости можно назвать абсолютным покоем. При абсолютном покое жидкость находится под действием лишь одной массовой силы – силы тяжести.

Если сосуд с жидкостью находится в неравномерном или непрямолинейном движении, то на жидкость кроме сил тяжести действуют силы инерции.

Силы инерции могут быть постоянны по времени, поэтому равновесие жидкости в этом случае называется относительным покоем.

При относительном покое свободная поверхность жидкости, или поверхность уровня, принимает другие формы по сравнению с формой при абсолютном покое.

Рассмотрим формы поверхности равного давления и свободные поверхности жидкости при разных комбинациях массовых сил.

Случай 1. Жидкость находится под дей-

ствием только силы тяжести.

При условии, что ось z направлена вертикально вверх, проекции силы тяжести на ось x $X = 0$; на ось y $Y = 0$; на ось z $Z = -g$.

Дифференциальное уравнение (2.3) в этом случае примет вид

$$-g dz = 0, \quad (2.4)$$

или после интегрирования

$$z = const. \quad (2.5)$$

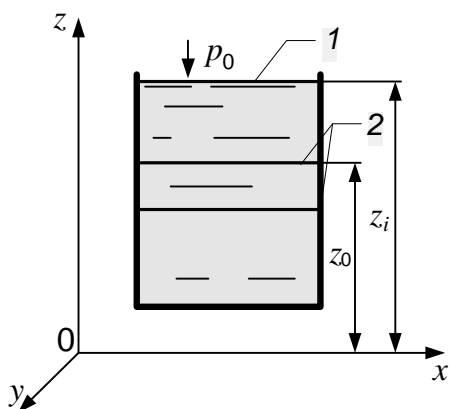


Рис. 2.1. Свободная поверхность и поверхности уровня при абсолютном покое: 1 – свободная поверхность; 2 – поверхности уровня равного давления

Уравнение (2.5) является уравнением горизонтальной плоскости, форму которой имеют все поверхности равного давления и свободная поверхность, когда на жидкость действует только сила тяжести (рис. 2.1).

Случай 2. Жидкость находится в сосуде, который движется прямолинейно, равномерно ускоренно. На жидкость в этом случае действуют не только силы тяжести, но и силы инерции, которые характеризуются ускорением a и направлены противоположно движению. Проекции этих единичных сил на соответствующие координатные оси равны:

$$X = -a; \quad Y = 0; \quad Z = -g.$$

Дифференциальное уравнение (2.3) примет вид

$$-a dx - g dz = 0, \quad (2.6)$$

или после интегрирования

$$a x + g z = const. \quad (2.7)$$

Уравнение (2.7) является уравнением наклонной плоскости (рис. 2.2), угол наклона которой к горизонту β определяется отношением

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{z}{x} = -\frac{a}{g}. \quad (2.8)$$

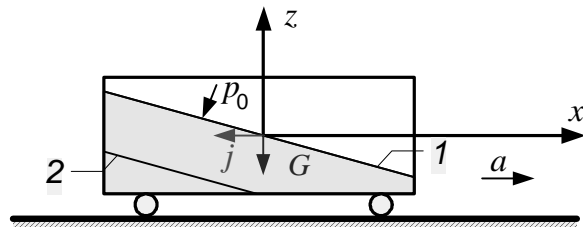


Рис. 2.2. Свободная поверхность и поверхность уровня при прямолинейном равноускоренном движении: 1 – свободная поверхность; 2 – поверхность уровня

Случай 3. Жидкость находится в сосуде, который равномерно вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω (рис. 2.3).

В этом случае на жидкость действуют помимо силы тяжести и центробежные силы. Проекции ускорения этих сил на координатные оси соответственно равны: $X = \omega^2 x$, $Y = \omega^2 y$, $Z = -g$.

Дифференциальное уравнение (2.3) примет вид

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0, \quad (2.9)$$

или после интегрирования

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - g z = const; \quad (2.10)$$

$$\frac{\omega^2}{2} (x^2 + y^2) - g z = const. \quad (2.11)$$

С учетом того, что

$$x^2 + y^2 = r^2, \quad (2.12)$$

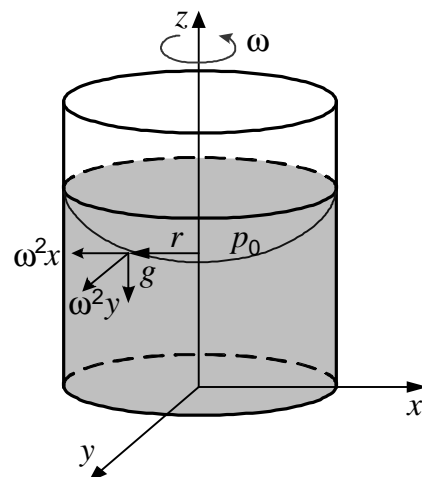


Рис. 2.3. Свободная поверхность жидкости в сосуде вращающейся вокруг оси z с постоянной угловой скоростью

окончательно получим

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - g z = const. \quad (2.13)$$

Уравнение (2.13) является уравнением параболоида вращения, который в сечении вертикальными плоскостями дает параболы, а в горизонтальной плоскости – окружности.

Положение любой точки свободной поверхности, например точки B (рис. 2.4), определяется координатой

$$z_B = \frac{\omega^2 r_B^2}{2g}, \quad (2.14)$$

где r_B – радиус точки B .

Самой высокой точкой свободной поверхности является точка на стенке резервуара D (рис. 2.4).

Ее координата соответственно будет равна

$$z_D = \frac{\omega^2 R^2}{2g}, \quad (2.15)$$

где R – радиус резервуара.

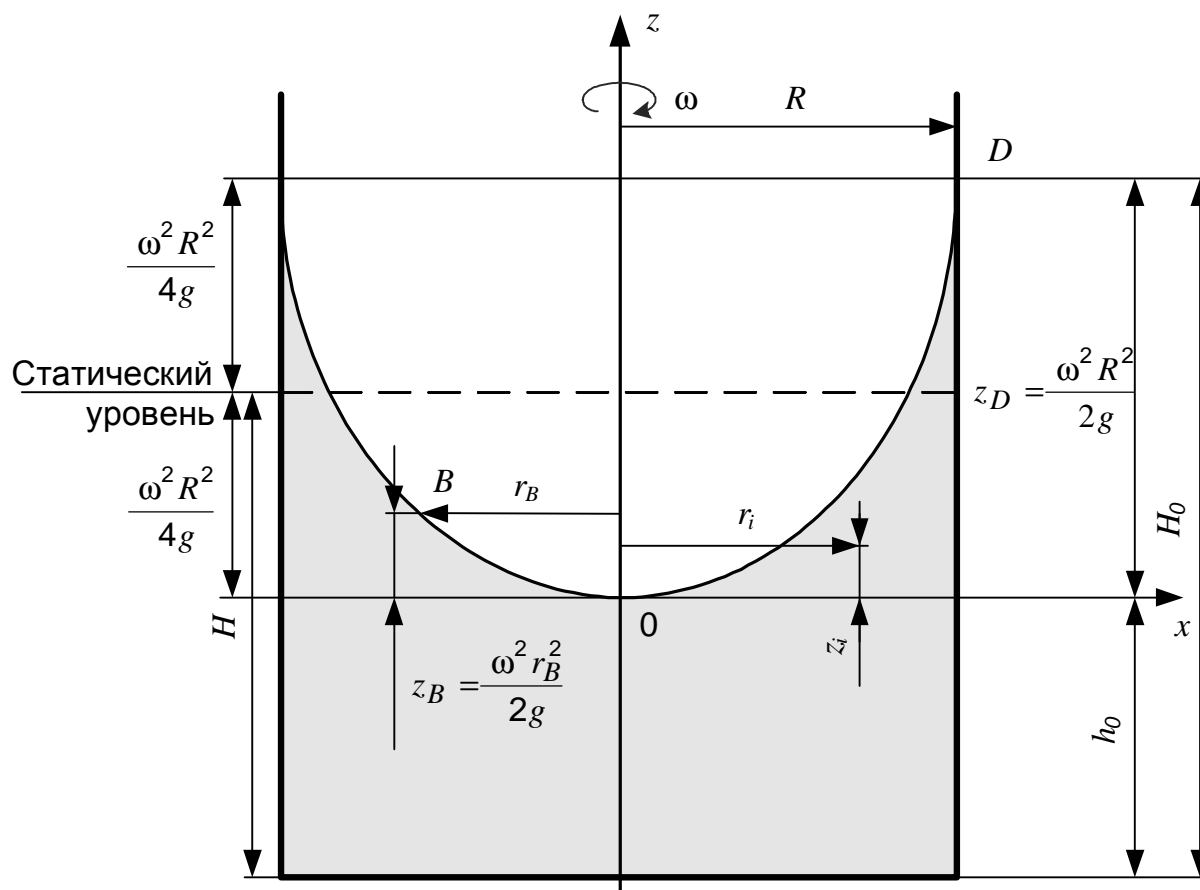


Рис. 2.4. Определение координат свободной поверхности

Одновременно координата z_D является высотой параболоида вращения. По отношению ко дну точка D как самая высокая точка свободной поверхности находится на расстоянии

$$H_0 = H + \frac{\omega^2 R^2}{4g}. \quad (2.16)$$

Самой низкой точкой параболоида вращения является точка O на оси цилиндра (начало координат). Точка O соответствует максимальному понижению свободной поверхности по оси резервуара относительно статического уровня H . Ее расстояние от дна резервуара

$$h_0 = H - \frac{\omega^2 R^2}{4g}. \quad (2.17)$$

Следовательно, при вращении жидкость поднимается у стенки и опускается по оси резервуара по отношению к статическому уровню на одну и ту

же величину $\frac{\omega^2 R^2}{4g}$. При большой угловой скорости вращения возможно оголение дна, а при недостаточной высоте стенки – переливание жидкости через нее.

Значение избыточного давления внутри жидкости при вращении согласно уравнению (2.13) определится по формуле

$$p_M = \rho g \left(\frac{\omega^2 r_i^2}{2} - z_i \right) \quad (2.18)$$

где r_i – радиус рассматриваемой i -й точки; z_i – расстояние от начала координат до рассматриваемой i -й точки (рис. 2.4).

Самое малое избыточное давление на дно будет по оси вращения в центре резервуара:

$$p_{MC} = \rho g h_0 = \rho g \left(H - \frac{\omega^2 R^2}{4g} \right). \quad (2.19)$$

Самое большое избыточное давление на дно возникает у стенки:

$$p_{MCr} = \rho g \left(h_0 + \frac{\omega^2 R^2}{2g} \right) = \rho g \left(H + \frac{\omega^2 R^2}{4g} \right) \quad (2.20)$$

Эпюра избыточного давления на дно и стенки резервуара приведена на рис. 2.5.

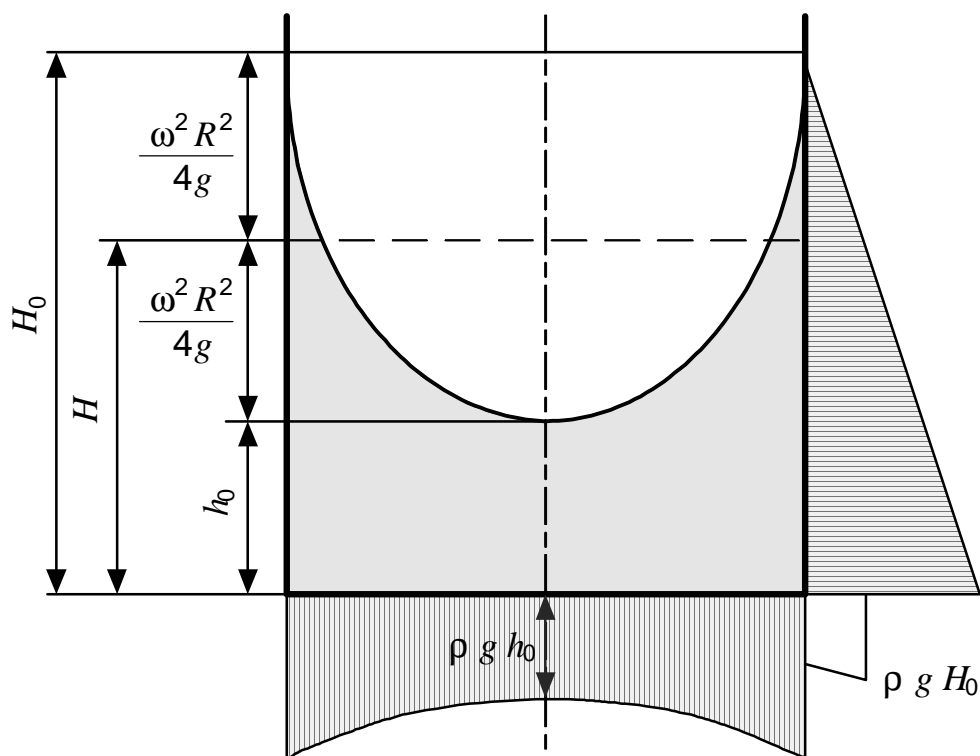


Рис. 2.5. Эпюры давления

2.3. Лабораторная установка

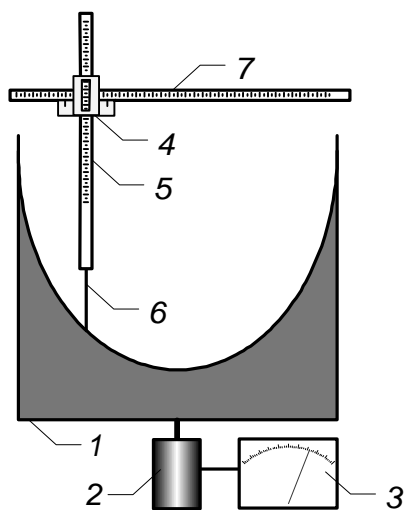


Рис. 2.6. Схема лабораторной установки: 1 – цилиндрический сосуд; 2 – электродвигатель; 3 – частотомер; 4 – каретка; 5 – вертикальный шток; 6 – мерная игла; 7 – направляющая

Лабораторная установка (рис. 2.6) состоит из цилиндрического сосуда 1 диаметром 16 см, высотой 16 см, заполненного на $\frac{2}{3}$ объема трансформаторным маслом. Сосуд приводится во вращение электродвигателем 2 с изменяемой частотой вращения. Для измерения частоты вращения используется частотомер 3. Мерная игла 6 прикреплена к вертикальному штоку 5, перемещающемуся в каретке 4. По шкале, закрепленной на штоке, определяются вертикальные отметки свободной поверхности. Каретка в горизонтальной плоскости перемещается по направляющей 7. Шкала, закрепленная на направляющей, позволяет устанавливать мерную иглу на различных радиусах вращения.

2.4. Порядок выполнения работы

1. До включения установки в работу при помощи мерной иглы измерить отметки свободной поверхности жидкости в абсолютном покое ∇_H на оси цилиндра и отметку дна цилиндра ∇_D .
2. Включить установку. Задать частоту вращения n .
3. После стабилизации поверхности жидкости в относительном покое измерить отметку свободной поверхности ∇_0 по оси цилиндра.
4. Устанавливая мерную иглу на расстояниях r_i от оси цилиндра, задаваемых преподавателем, измерить отметки свободной поверхности ∇_i .

2.5. Обработка результатов

1. Определить угловую скорость вращения

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (2.21)$$

2. Определить расстояние от дна до статического уровня

$$H = \nabla_H - \nabla_D. \quad (2.22)$$

3. Определить экспериментальное понижение уровня свободной поверхности по оси вращения

$$\nabla_{\mathcal{O}} = \nabla_H - \nabla_0. \quad (2.23)$$

4. Определить теоретическое понижение уровня свободной поверхности по оси вращения

$$\nabla_T = \frac{\omega^2 R^2}{4g}, \quad (2.24)$$

где R – радиус цилиндра, равный 8 см; g – ускорение свободного падения, $g = 980 \text{ см/с}^2$.

5. Определить экспериментальные ординаты $z_i^{\mathcal{O}}$ для каждой отметки ∇_i :

$$z_i^{\mathcal{O}} = \nabla_i - \nabla_0. \quad (2.25)$$

6. Определить теоретические ординаты z_i^T для каждой отметки ∇_i :

$$z_i^T = \frac{\omega^2 r_i^2}{2g}. \quad (2.26)$$

7. Определить относительную погрешность экспериментального определения ординат

$$\delta z = \frac{z_i^T - z_i^{\mathcal{O}}}{z_i^T} \cdot 100 \%. \quad (2.27)$$

8. Определить манометрическое давление на дно цилиндра для заданных значений r_i :

$$p_D = \rho g \left(h_0 + \frac{\omega^2 r_i^2}{2g} \right) \quad (2.28)$$

где ρ – плотность жидкости, $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$ (техническое масло).

9. Построить эпюры давлений на дно и стенку цилиндра (см. рис. 2.5). Рекомендуемый масштаб 5 мм – 0,1÷0,2 кПа.

Экспериментальные данные и результаты обработки заносятся в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Экспериментальные данные и результаты обработки

№ п/п	Отметка дна	Отметка статического уровня	Отметка начала координат при вращении	Частота вращения	Угловая скорость	Расстояние от дна до статического уровня	Понижение уровня свободной поверхности		Абсцисса точек (отсчет по горизонтальной шкале)	Вертикальная отметка свободной поверхности	Ордината z_i		Относительная погрешность	Манометрическое давление на дно
	∇_D , см	∇_H , см	∇_O , см	n , об/мин	ω , об ⁻¹	H , см	∇_{Σ} , см	∇_T , см	r_i , см	∇_i , см	z_i^{Σ} , см	z_i^T , см	δz , %	p_D , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1														
:														
9														

2.6. Контрольные вопросы

1. Как изменяется давление вдоль оси X при абсолютном покое?
2. Как изменяется давление вдоль оси X , если сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением, совпадающим с направлением оси X ?
3. Как изменяется давление вдоль оси X , если сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением, направленным противоположно направлению оси X ?
4. Как изменяется давление вдоль оси X , если сосуд с жидкостью движется в направлении оси X равномерно и прямолинейно?
5. Что называется свободной поверхностью и поверхностями уровня?

6. Как изменяется давление вдоль радиуса сосуда с жидкостью, вращающегося с постоянной частотой вдоль вертикальной оси, проходящей через его середину?

7. Что представляет собой свободная поверхность, если сосуд с жидкостью движется равномерно и прямолинейно?

8. Что представляет собой свободная поверхность, если сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением?

9. Что представляет собой свободная поверхность, если сосуд с жидкостью вращается вокруг вертикальной оси, проходящей через центр сосуда?

10. Что представляет собой свободная поверхность, если сосуд с жидкостью равномерно движется по окружности?

11. Как изменяется угол между свободной поверхностью и горизонтальной плоскостью при прямолинейном ускоренном движении сосуда с жидкостью, если ускорение возрастает?

12. Как изменяется положение вершины параболоида при увеличении частоты вращения сосуда с жидкостью?

13. Что представляет собой эпюра давления на дно сосуда с жидкостью, вращающегося с постоянной частотой относительно вертикальной оси, проходящей через центр сосуда?

14. Что представляет собой эпюра давления на дно, если сосуд с жидкостью движется равномерно и прямолинейно?

15. Что представляет собой эпюра давления на дно, если сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением?

16. Что представляет собой эпюра давления на дно, если сосуд с жидкостью движется по окружности с постоянной скоростью?

17. В какой точке дна сосуда с жидкостью, вращающегося вокруг вертикальной оси, давление минимально?

18. В какой точке дна сосуда с жидкостью, вращающегося вокруг вертикальной оси, давление максимально?

19. Как плотность жидкости влияет на форму свободной поверхности?

20. Как вязкость жидкости влияет на форму свободной поверхности?

21. При какой частоте вращения вокруг вертикальной оси сосуда, заполненного на 0,5 высоты жидкостью, оголится дно?

22. При какой частоте вращения вокруг вертикальной оси сосуда, заполненного на 0,7 высоты жидкостью, произойдет перелив через его боковую поверхность?

23. Чему равно давление на верхнюю крышку у стенки сосуда, заполненного на 0,75 высоты, вращающегося вокруг вертикальной оси с частотой, при которой оголяется дно по оси вращения?

Лабораторная работа № 3

РАСХОДОМЕРЫ

3.1. Цель работы

Изучить устройство, принцип работы скоростных счетчиков жидкости, выявить характер изменения погрешности измерения в зависимости от расхода жидкости. Ознакомиться с устройством и принципом работы расходомеров переменного и постоянного перепада давления и построить тарировочные графики.

3.2. Теоретические сведения

3.2.1. Объемные расходомеры

Для учета количества жидкости, расходуемой отдельными небольшими потребителями (жилые и общественные здания, небольшие предприятия, отдельные цеха), наибольшее распространение получили механические скоростные счетчики воды.

По конструктивному исполнению скоростные (тахометрические) счетчики жидкости подразделяют на две основные группы: крыльчатые и турбинные. У крыльчатых счетчиков ось вращения крыльчатки расположена перпендикулярно направлению движения жидкости, а у турбинных ось вращения турбинки параллельна направлению движения жидкости.

Принцип действия скоростных счетчиков жидкости основан на измерении числа оборотов крыльчатки или турбинки, приводимых в движение потоком протекающей через счетчик жидкости. Число оборотов крыльчатки или турбинки пропорционально количеству протекающей через счетчик жидкости. Ось крыльчатки или турбинки с помощью передаточного механизма соединена со счетным механизмом, который, учитывая число оборотов, показывает количество протекающей через счетчик жидкости.

Метрологическими параметрами счетчиков воды являются пределы допускаемой погрешности в различных диапазонах измеряемых расходов и класс счетчика. Метрологические классы счетчиков по классификации ИСО (ISO – International Organization for Standardization) приведены в прил. 1.

Важнейшими характеристиками счетчиков, с помощью которых можно объективно оценить их метрологические параметры, являются следующие фиксируемые значения измеряемых расходов:

$Q_{\text{макс}}$ – максимальный расход, при котором счетчик может работать кратковременно, не более одного часа в сутки;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальный расход, при котором счетчик может работать длительное время;

Q_3 – эксплуатационный расход, при котором счетчик может работать не-

прерывно в течение всего срока эксплуатации;

$Q_{\text{п}}$ – переходный расход, разделяющий рабочий диапазон на два поддиапазона с различными пределами допускаемой относительной погрешности;

$Q_{\text{мин}}$ – наименьший расход, для которого нормируется предел допускаемой относительной погрешности;

$Q_{\text{п.ч}}$ – порог чувствительности, т. е. такой наименьший расход, при котором начинается устойчивое вращение рабочего органа счетчика.

Метрологические качества счетчиков можно оценить, используя график погрешности этих приборов (рис. 3.1).

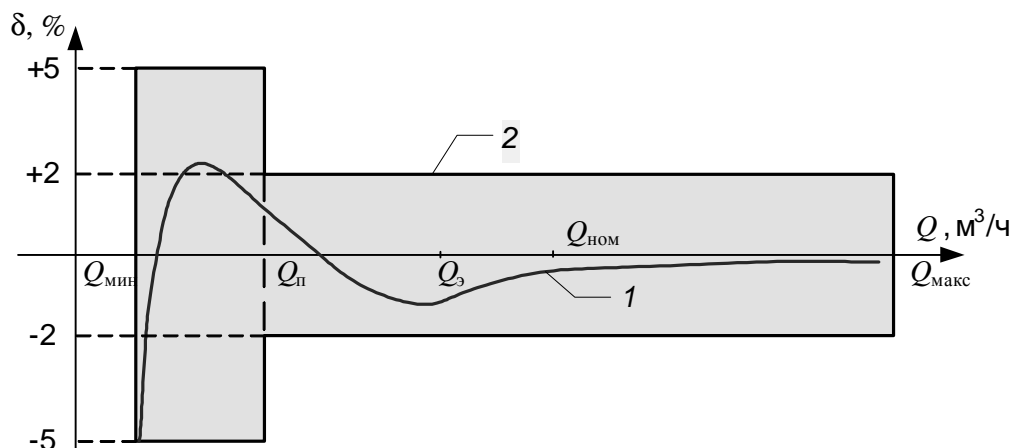


Рис. 3.1. График изменения погрешности скоростных счетчиков:
1 – фактическая погрешность; 2 – допускаемые погрешности

Крыльчатые счетчики воды. Крыльчатые счетчики воды выполняют одноструйными и многоструйными. В крыльчатом одноструйном счетчике (рис. 3.2,а) вода подводится к крыльчатке одной струей, направленной по касательной к окружности, проходящей через центры лопаток крыльчатки. В многоструйных счетчиках (рис. 3.2,б) вода с помощью направляющего аппарата подводится к крыльчатке несколькими струйками, равномерно распределенными по ее окружности.

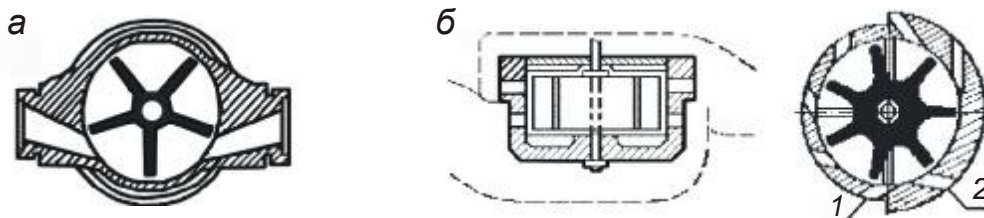


Рис. 3.2. Схема движения воды в крыльчатых счетчиках воды: а – в одноструйном; б – в многоструйном; 1 – подводящие каналы; 2 – отводящие каналы

Одноструйные счетчики проще по конструкции, чем многоструйные, имеют

меньше деталей, меньшие габаритные размеры и массу, менее требовательны к качеству жидкости, проходящей через них. Основным недостатком одноструйных счетчиков является одностороннее давление на ось крыльчатки и опорные подшипники, что приводит к более быстрому изнашиванию этих деталей.

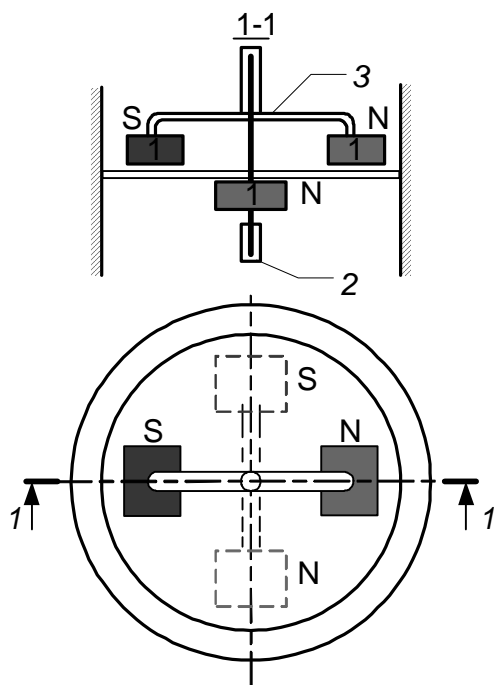


Рис. 3.3. Устройство магнитной муфты крыльчатых счетчиков воды: 1 – магнит; 2 – ведущая муфта; 3 – ведомая муфта

Для передачи вращательного движения от крыльчатки к счетному механизму используется магнитная муфта (рис. 3.3). По допустимой максимальной температуре воды различают счетчики холодной и горячей воды. В счетчиках холодной воды, предназначенных для измерения

воды с температурой до 40 °С, крыльчатка выполняется из пластмассы. В счетчиках горячей воды, применяемых для измерения воды с температурой до 90 °С, крыльчатка выполняется из латуни.

Крыльчатые счетчики ВСКМ (рис. 3.4) конструктивно состоят из трех основных блоков: корпуса с фильтром, измерительной камеры и счетного механизма.

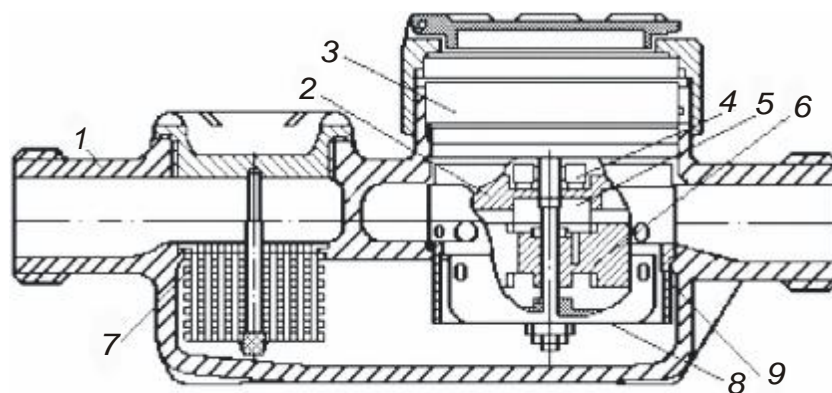


Рис. 3.4. Разрез крыльчатого счетчика воды ВСКМ: 1 – корпус; 2 – разделительный диск; 3 – счетный меха-

низм; 4, 5 – ведомый и ведущий магниты; 6 – крыльчатка;
7 – фильтр-сетка; 8 – рабочая камера; 9 – рубашка

В корпусе, изготовленном из чугуна, находится винт для регулирования погрешности за счет пропуска части потока воды в обход измерительной камеры. Фильтр может быть снят для очистки без демонтажа счетчика с места установки.

Поток воды после фильтра подходит к нижней части измерительной камеры. Поднимаясь вверх между рубашкой и камерой, поток через косые тангенциально направленные отверстия проходит внутрь камеры и приводит во вращение крыльчатку с закрепленной на ней ведущей половиной магнитной муфты. Опоры крыльчатки изготовлены из корунда, что обеспечивает их высокую износостойчивость. По винтовой траектории вода попадает в верхнюю часть измерительной камеры и через выходные тангенциальные отверстия отводится в выходной патрубок счетчика. Через нижнюю стенку разделительного стакана, изготовленного из немагнитного материала (латунь), вращение ведущей части магнитной муфты передается и ее ведомой части, расположенной в счетном механизме. Редуктор счетного механизма и отсчетное устройство с роликами, стрелками и сигнальной звездочкой помещены в герметизированный стакан, закрытый стеклом.

Отсчетное устройство имеет пять роликов для измерения объема воды в кубометрах и стрелочные указатели, используемые только при поверке. Сигнальная звездочка предназначена для быстрого определения работоспособности счетчика при поверке вместе с оптоэлектронным узлом съема сигнала.

Основные параметры крыльчатых счетчиков ВСКМ приведены в прил. 2.

Турбинные счетчики воды. Основной частью турбинных счетчиков воды является измерительная камера, обеспечивающая преобразование скорости потока во вращательное движение турбинки.

Турбинные счетчики используют для измерения расходов холодной воды температурой до 40 °С. Для измерения расходов воды температурой до 90 °С применяются счетчики, в конструкции которых используются специальные термостойкие пластмассы.

Турбинные счетчики СТВ (рис. 3.5) конструктивно состоят из следующих основных частей: корпуса, измерительной камеры, счетного блока и регулятора.

Корпус счетчика выполнен из серого чугуна и представляет собой цилиндрическую отливку с фланцами для присоединения к трубопроводу.

Измерительная камера устанавливается и крепится в расточке передней части корпуса и состоит из струевыпрямителя, камеры и турбинки с осью. Струевыпрямитель выполняется из полимерного материала и предназначен для выпрямления потока, поступающего на лопасти турбинки. Основными частями струевыпрямителя являются обтекатель и плоские ребра. В ступице струевыпрямителя расположена первая опора турбинки.

Камера представляет собой пластмассовый цилиндрический патрубок, на торце которого расположена вторая опора турбинки, связанная с цилиндрической частью патрубка четырьмя радиальными ребрами.

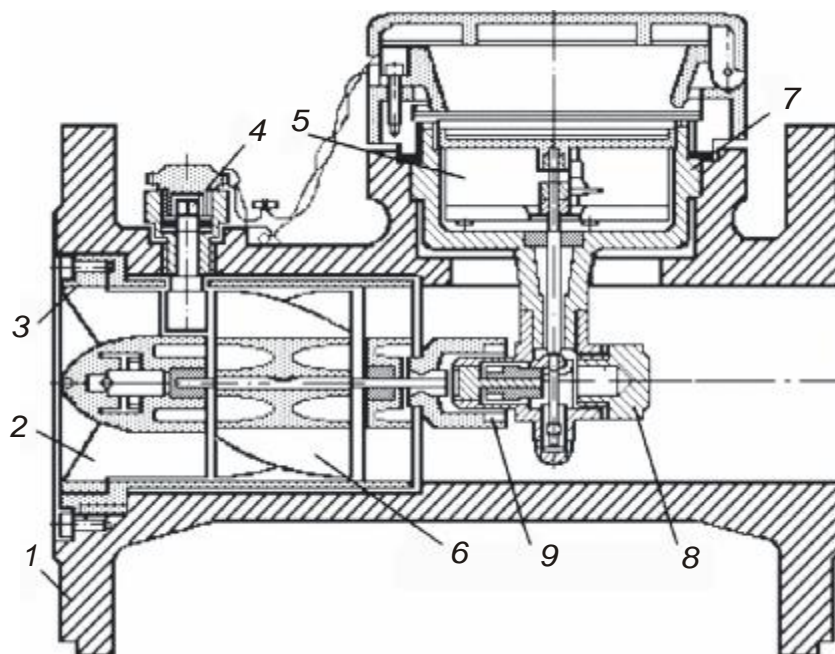


Рис. 3.5. Разрез турбинного счетчика воды: 1 – корпус; 2 – измерительная камера; 3 – струевыпрямитель; 4 – регулятор; 5 – блок счетного механизма; 6 – турбинка; 7 – чаша; 8 – заглушка; 9 – магнитная муфта

Аксиальная пластмассовая турбинка с винтовыми лопастями имеет стальную ось, вращающуюся в подшипниках скольжения из графитового материала, обладающего в паре со сталью низким коэффициентом трения и высокой износоустойчивостью. Торцевая опора турбинки представляет собой специальный корундовый наконечник, который при работе упирается в опору, также выполненную из корунда и встроенную в крестовину счетного блока. Блок счетного механизма, кроме крестовины, включает чашу и заглушку. В крестовине размещается коническая зубчатая передача и магнитная муфта, а в чаше расположены зубчатый конический редуктор и отсчетное устройство. Счетчики СТВ имеют стрелочно-роликовый счетный механизм и снабжены сигнальной звездочкой, являющейся индикатором вращения турбинки.

Регулятор предназначен для приведения числа оборотов турбинки в соответствие с показаниями отсчетного устройства в пределах допустимой погрешности счетчика. Регулятор представляет собой пластину, которая занимает место ребра струевыпрямителя. Поворот пластины регулятора отключает часть потока, подаваемого на турбинку в ту или другую сторону,

замедляя или ускоряя вращение турбинки.

Основные параметры турбинных счетчиков СТВ представлены в прил. 3.

3.2.2. Расходомеры переменного перепада давления

Принцип измерения расхода расходомером переменного перепада давления основан на том, что в зависимости от расхода вещества изменяется перепад давления на неподвижном сужающем устройстве, установленном в трубопроводе или элементе трубопровода (колена).

Расходомеры переменного перепада давления состоят из трех элементов: сужающего устройства, дифференциального манометра для измерения перепада давления и соединительных линий с запорной и предохранительной арматурой.

Применяются следующие стандартные сужающие устройства: диафрагмы, сопла, сопла Вентури и трубы Вентури.

Теоретические основы измерения расхода с помощью сужающих устройств. Установленное в трубопроводе сужающее устройство (рис. 3.6) приводит к увеличению скорости в суженном сечении. В результате часть потенциальной энергии давления переходит в кинетическую, поэтому статическое давление в суженном сечении становится меньше статического давления перед сужающим устройством. Перепад давлений зависит от скорости движения жидкости, а следовательно, и от расхода.

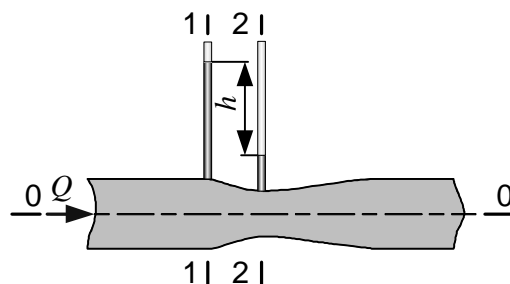


Рис. 3.6. Схема измерения расхода

Для вывода основного уравнения расхода жидкости, протекающей через сужающие устройства, используется уравнение Д. Бернулли, составленное для сечений 1–1 и 2–2. Сечение 1–1 выбирается перед сужающим устройством, а сечение 2–2 – в сжатом сечении. Плоскость сравнения проводится по оси трубопровода. Потери напора между сечениями не учитываются.

В этом случае уравнение Бернулли имеет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}. \quad (3.1)$$

Принимая во внимание $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, используя уравнение неразрывности $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ и учитывая, что $\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$, решается уравнение относительно

v_1 :

$$v_1 = \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} \sqrt{h}. \quad (3.2)$$

Теоретический расход в трубопроводе определяется по формуле

$$Q_T = \omega_1 v_1 = \frac{\omega_1 \sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} \sqrt{h}. \quad (3.3)$$

Выражение $\omega_1 \sqrt{2g} / \sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}$ зависит только от геометрических размеров данного расходомера и является постоянной величиной:

$$\frac{\omega_1 \sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} = C. \quad (3.4)$$

Тогда уравнение расхода примет вид

$$Q_T = C \sqrt{h}, \quad (3.5)$$

где C – постоянная расходомера.

При выводе зависимости (3.5) не учитывались потери энергии, поэтому фактический расход будет меньше теоретического. Это несоответствие расходов характеризуется коэффициентом расхода

$$\mu = \frac{Q}{Q_T}. \quad (3.6)$$

Окончательная формула для определения расхода принимает следующий вид:

$$Q = \mu C \sqrt{h} = A \sqrt{h}, \quad (3.7)$$

где A – коэффициент расхода расходомера,

$$A = \mu C. \quad (3.8)$$

Конструктивные особенности сужающих устройств. При измерении расхода методом переменного перепада давления используются правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД50-213-80.

Стандартные (нормализованные) сужающие устройства должны отвечать требованиям этих правил и применяться для измерения расхода вещества без их индивидуальной градуировки.

Диафрагмы. При измерении расхода жидкости широкое распространение получили диафрагмы, благодаря простоте конструкции, удобству монтажа и демонтажа. Стандартные диафрагмы (рис. 3.7), представляющие собой диск с отверстием, могут быть с угловым или фланцевым способом отбора перепада давления.

Конструктивно диафрагмы выполняются камерными или бескамерными. В бескамерных диафрагмах отбор перепада давления осуществляется через отверстия в трубопроводе или фланцах.

Кольцевые камеры предназначены для осреднения и выравнивания давления по периметру сечения. В результате этого повышается точность измерения. Камеры выполняют в ободах или обоймах диафрагмы. Для труб диаметром более 400 мм камеры выполняются в виде кольцевой трубки, охватывающей трубопровод.

Точность измерений расхода с помощью диафрагм существенно зависит от качества их установки и наличия перед ними участков труб расчетного диаметра без дополнительных источников возмущений (заусенцы, сварные швы, колена, тройники, запорная арматура).

Основным недостатком диафрагмы является то, что она обладает большим гидравлическим сопротивлением и вызывает значительные потери напора.

Расходомерные сопла. Основное уравнение расхода (3.3) справедливо и для сопел. Расходомерное сопло (рис. 3.8) пред-

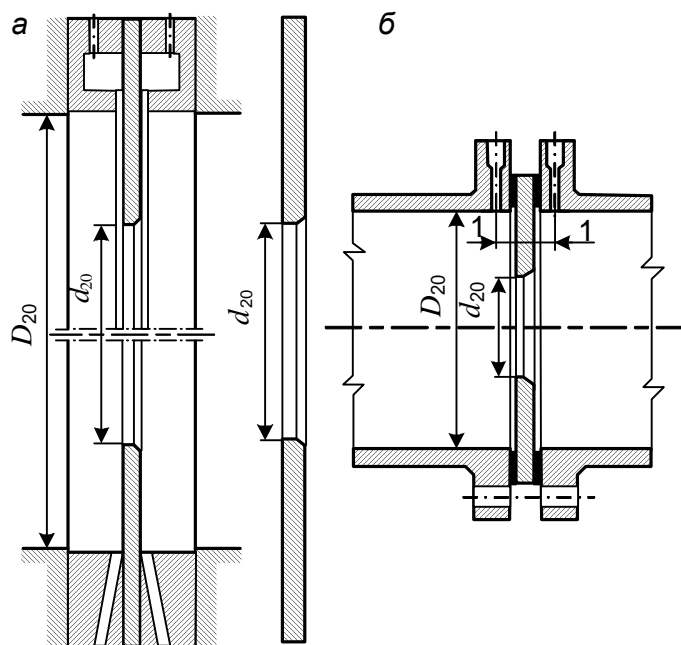
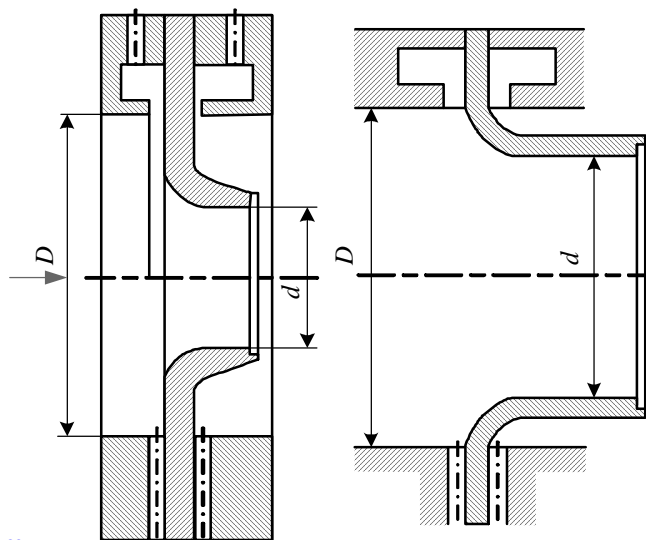


Рис. 3.7. Схемы стандартных диафрагм: а – с угловым способом отбора перепада давления; б – с фланцевым способом отбора перепада давления $l = 25,4 \pm A$, мм, где A зависит от D и модуля сужающего устройства $m = (d : D)^2$



ставляет собой устройство с круглым отверстием, имеющим плавно сужающуюся часть на входе и цилиндрическую часть на выходе.

Точность измерения расхода соплами несколько выше точности измерения диафрагмами благодаря отсутствию дополнительной погрешности на недостаточную остроту входной кромки. Сопла в качестве сужающих устройств для расходомеров распространения не получили, так как потери напора в них немногим меньше, чем в диафрагмах, а изготовление их значительно сложнее.

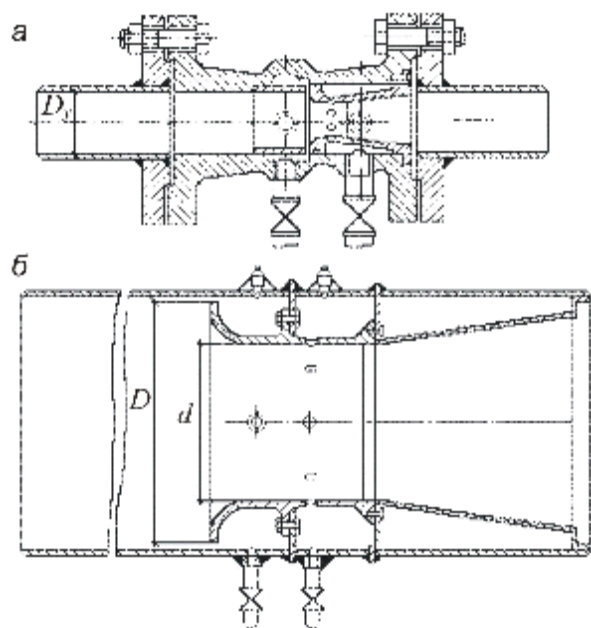


Рис. 3.9. Схема сопел Вентури: а – первого типа; б – второго типа

Сужающим устройством, обладающим высокой точностью измерения расхода и не создающим больших потерь напора, является сопло Вентури.

Соплом Вентури называется сужающее устройство, входная часть которого выполнена по форме стандартного сопла, а в устье имеется конус, служащий для уменьшения потерь напора.

В зависимости от длины и центрального угла конуса различают длинные и укороченные сопла Вентури. В системах водоснабжения и водоотведения чаще используются укороченные сопла Вентури. Сопла Вентури изготавливают двух типов (рис. 3.9).

Первый тип предназначен для труб с условным проходом от 50 до 200 мм, выполняется с соплом из цветных металлов и чугунным корпусом. Второй тип предназначен для труб условным проходом от 250 до 1400 мм.

При установке сопла Вентури необходимо соблюдать соосность трубы и сопла. Вблизи сопла Вентури должны отсутствовать источники, приводящие к искажению потока.

Трубы Вентури. Трубы Вентури были предложены ранее других сужающих устройств. В зависимости от размеров диффузора трубы Вентури¹ бывают короткими и длинными. Различают три конструктивных исполнения труб Вентури:

¹ Джованни Баттиста Вентури (1746–1822) – итальянский ученый. С 1773 г. профессор университета в Модене, затем в Павий. Наиболее известны работы Вентури в области гидравлики. В 1797 г. опубликовал на французском языке исследование об истечении воды через короткие цилиндрические и расходящиеся насадки (насадки Вентури). Вентури занимался также теорией цвета и некоторыми вопросами оптики.

А – стальные сварные из листового материала на $D_y = 200 \div 1400$ мм, P_y до 16 МПа;

Б – с литыми необработанными входными частями, обработанной горловиной на $D_y = 100 \div 800$ мм, P_y до 25 МПа;

В – с обработанными входным патрубком, конусом и горловиной на $D_y = 50 \div 250$ мм, P_y до 4 МПа.

Наиболее простыми и удобными в изготовлении являются сварные трубы Вентури.

Стандартные трубы Вентури (рис. 3.10) состоят из следующих основных частей: входного цилиндра, сужающего конуса, горловины, расширяющегося конуса и выходного цилиндра. Все части собираются путем сварки. Отбор давления осуществляется из усредняющих кольцевых камер. В нижней части кольцевых камер устанавливаются пробковые краны для спуска жидкости.

Трубы Вентури присоединяют к стальным трубопроводам сваркой. В некоторых случаях допускается присоединение на фланцах.

Особенностью стандартных труб Вентури является их малая металлоемкость. Необходимые длины прямых участков перед трубами Вентури существенно меньше, чем перед диафрагмами и соплами. Преимуществом труб являются малые потери напора, возможность измерения расхода загрязненной жидкости, долговечность. Единственным существенным недостатком является громоздкость.

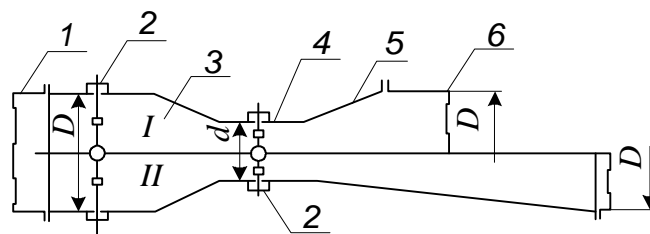


Рис. 3.10. Схема труб Вентури: I – короткая труба; II – длинная труба; 1 – входной патрубок; 2 – кольцевые камеры; 3 – входной конус; 4 – горловина; 5 – выходной конус; 6 – выходной патрубок

3.2.3. Расходомеры постоянного перепада давления

Расходомеры постоянного перепада давления относятся к группе расходомеров обтекания, т. е. к расходомерам, основанным на зависимости перемещения тела, воспринимающего динамическое давление обтекающего его потока, от расхода измеряемой среды.

Измерительный орган этих расходомеров, перемещаясь вертикально, в зависимости от расхода изменяет площадь кольцевого зазора таким образом, что перепад давления по обе его стороны остается постоянным.

Наиболее распространенными расходомерами постоянного перепада давления являются ротаметры. Основная измерительная часть ротаметров – ротаметрическая пара. Различают три типа ротаметрических пар (рис. 3.11).

Ротаметрическая пара первого типа состоит из измерительного конуса и поплавка (ротора). Эта конструкция применяется в стеклянных и металли-

ческих ротаметрах. Пара второго типа состоит из диафрагмы и поплавка и применяется в металлических ротаметрах. Ротаметрическая пара третьего вида состоит из кольцевого поплавка, размещенного в зазоре между внешним и внутренним конусами. Такие пары применяются в металлических ротаметрах для измерения больших расходов жидкости.

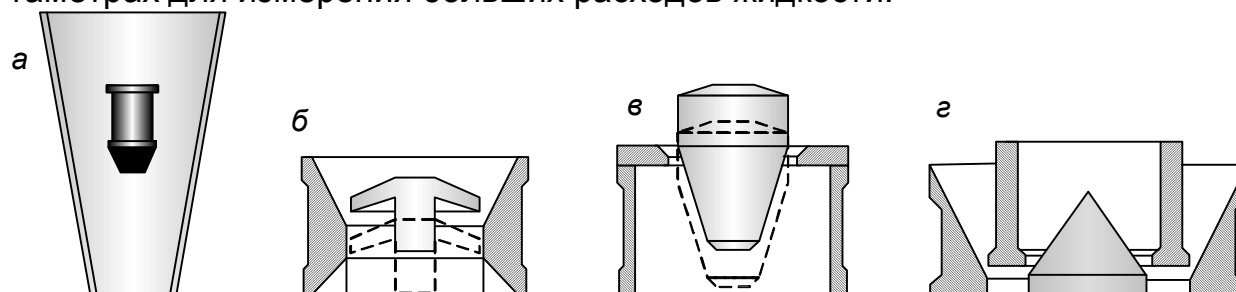
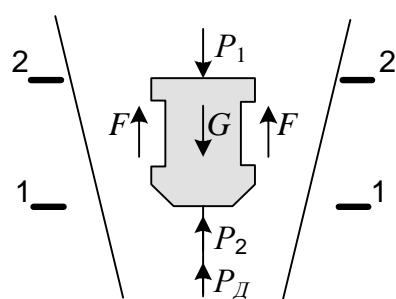


Рис. 3.11. Схемы ротаметрических пар: а – пара первого типа в стеклянных ротаметрах; б – то же в металлических; в – пара второго типа; г – пара третьего типа

Теоретические основы измерения расхода при помощи ротаметров.

Рассмотрим ротаметрическую пару первого типа. Поплавок в потоке обтекающей его жидкости находится под действием системы сил (рис. 3.12). На поплавок действуют:



а) сила тяжести поплавка

$$G = W g (\rho_n - \rho), \quad (3.9)$$

где W – объем поплавка; g – ускорение свободного падения; ρ , ρ_n – плотность жидкости и плотность материала, из которого изготовлен поплавок;

б) сила давления на верхнюю часть поплавка

$$P_2 = p_2 \omega_n, \quad (3.10)$$

где p_2 – давление жидкости над поплавком; ω_n – площадь поплавка;

в) сила давления на нижнюю часть поплавка

$$P_1 = p_1 \omega_n, \quad (3.11)$$

где p_1 – давление жидкости под поплавком;

г) сила трения потока о поплавок

$$F = K v_K \omega_{\delta}, \quad (3.12)$$

где K – коэффициент сопротивления поплавка; v_K – скорость движения жидкости в кольцевом канале между поплавком и стенкой; ω_{δ} – площадь боковой части поплавка.

д) сила динамического давления

$$P_D = \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n, \quad (3.13)$$

где φ – коэффициент сопротивления (обтекания) поплавка; ρ – плотность жидкости; v_1 – скорость движения жидкости в сечении 1–1 (см. рис. 3.12).

Перепад давления на поплавках определится из условия равновесия поплавка:

$$P_2 + G = P_1 + P_D + F; \quad (3.14)$$

$$p_2 \omega_n + W g (\rho_n - \rho) = p_1 \omega_n + \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n + K v_K \omega_\delta; \quad (3.15)$$

$$p_1 \omega_n - p_2 \omega_n = W g (\rho_n - \rho) - \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n - K v_K \omega_\delta; \quad (3.16)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{W g (\rho_n - \rho)}{\omega_n} - \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} - K v_K \frac{\omega_\delta}{\omega_n}. \quad (3.17)$$

Для вывода основного уравнения расхода жидкости, протекающей через ротаметр, составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 (см. рис. 3.12):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.18)$$

Решая совместно уравнения (3.17) и (3.18), получим зависимость для определения скорости движения жидкости в кольцевом канале

$$v_K = k_1 \sqrt{\frac{2g W (\rho_n - \rho)}{\rho \omega_n}}, \quad (3.19)$$

тогда расход определится как

$$Q = \omega_K k_1 \sqrt{\frac{2g W (\rho_n - \rho)}{\rho \omega_n}}, \quad (3.20)$$

где k_1 – коэффициент расхода ротаметра; ω_K – площадь кольцевого зазора между поплавком и стенкой.

Коэффициент расхода ротаметра зависит от угла конусности, формы и веса поплавка, плотности и вязкости жидкости; установить его, даже для каких-либо эталонных условий, практически невозможно. Поэтому при изготовлении ротаметров прибегают к их экспериментальной градуировке.

Конструкции ротаметров. По конструктивному исполнению ротаметры подразделяют на стеклянные с местным отсчетом (РМ) и металлические с электрическим (РЭ) или пневматическим (РП) выходным сигналом.

Ротаметры типа РМ со стеклянной трубкой (рис. 3.13) заменяют ранее выпускавшиеся типа РС.

Поплавков у ротаметров типа РМ в зависимости от пределов измерения изготавливают из стали, анодированного дюралюминия, эбонита или титана. Ротаметры этого типа могут работать при температуре измеряемой среды в пределах от 5 до 50 °С. Они находят широкое применение в научных исследованиях, а также в промышленности для измерения небольших расходов жидкости и газов (например, в хлораторах ЛОНИИСТО). Основная наибольшая приведенная погрешность составляет $\pm 2,5 \%$.

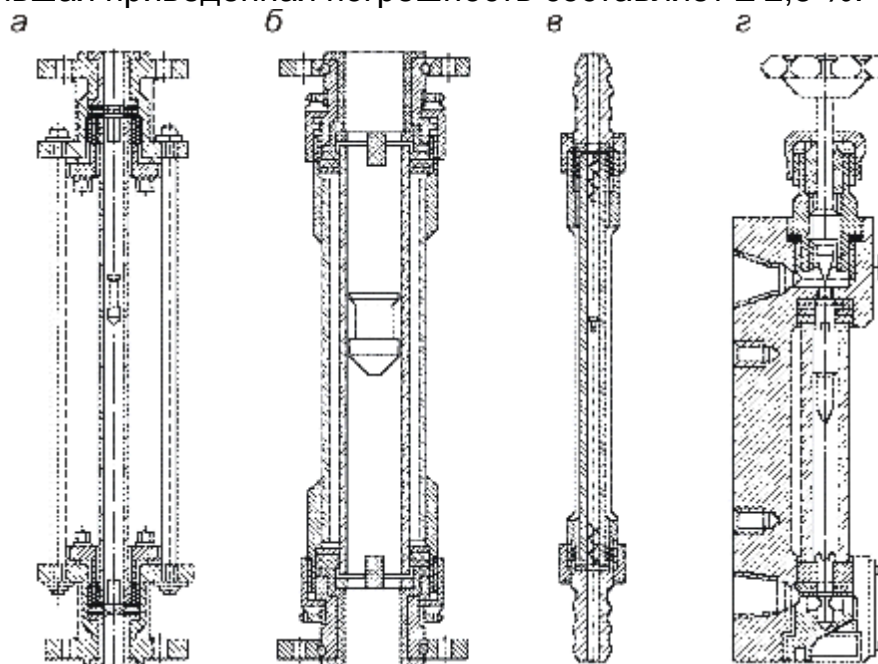


Рис. 3.13. Ротаметры со стеклянной измерительной трубкой:
а – с фланцевыми соединениями; б – с защитной трубкой;
в – со штуцерами для шлангов; г – РС-3А

Ротаметры типа РЭ с дистанционной электрической передачей показаний состоят из двух основных частей – ротаметрической и электрической (рис. 3.14). Ротаметрическая часть представляет одну из трех типов ротаметрических пар, размещенных в металлическом корпусе. Поплавок жестко связан с подвижной осью, перемещающейся внутри корпуса. Электрическая часть состоит из индукционной катушки и сердечника, закрепленного на оси поплавка. Катушка включена в дифференциально-трансформаторную схему вторичного прибора. Электрическая часть защищена от попадания измеряемой среды измерительной трубкой, а снаружи – кожухом. Ротаметры поставляются в комплекте с вторичным прибором, как правило, серии КСД. Нижний предел измерения ротаметров типа РЭ не более 0,2 от верхнего, класс точности 2,5.

Ротаметры с процентной шкалой и унифицированным пневматическим выходным сигналом (0,02÷0,1 МПа) выпускают трех типов: РП с корпусом

из нержавеющей стали, РПФ с корпусом, армированным фторопластом, и РПО с паровым обогревом корпуса. Связь поплавка с пневматической системой в ротаметрах типа РП осуществляется за счет сдвоенного магнита, установленного на подвижном шарнире поплавка, который через стенку корпуса управляет положением следящего магнита и связанной с ним заслонки. Эти приборы предназначены для применения во взрывоопасных производствах.

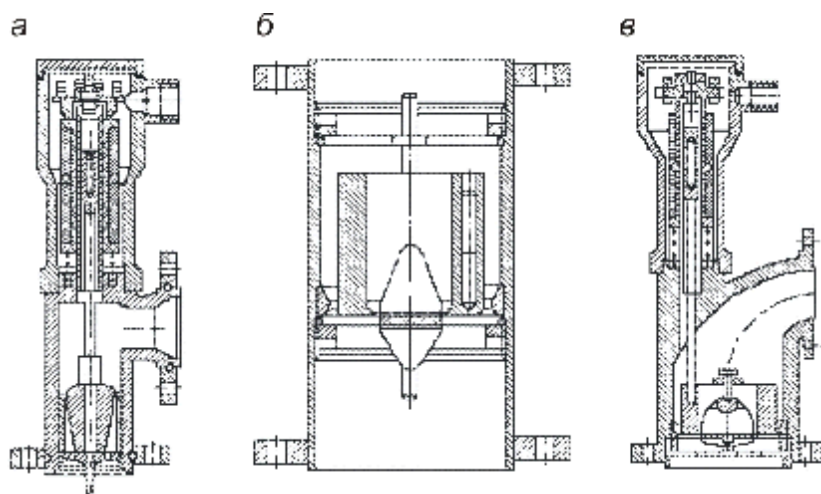


Рис. 3.14. Металлические ротаметры РЭ: а – для малых расходов; б, в – для больших и средних расходов

Ротаметры, особенно со стеклянной трубкой, требуют точной установки по вертикали. Отклонение оси ротаметра от вертикали на $1\div 3^\circ$ приводит к существенным дополнительным погрешностям измерения расхода.

К достоинствам ротаметров следует отнести сравнительно небольшие потери напора ($\Delta h \leq 1$ м), которые мало зависят от расхода (например, при изменении расхода в 5 раз потери напора увеличиваются в $1,5\div 2$ раза).

3.2.4. Электромагнитные расходомеры

Измерение с помощью электромагнитных расходомеров основано на использовании закона электромагнитной индукции, в соответствии с которым в электропроводной жидкости, пересекающей магнитное поле, индуцируется эдс, пропорциональная скорости движения жидкости,

$$E = k B D v, \quad (3.21)$$

где k – коэффициент пропорциональности; B – магнитная индукция, Тл; D – расстояние между электродами, м; v – скорость движения жидкости, м/с.

Расходомер (рис. 3.15) состоит из корпуса, изготовленного из немагнитного материала, покрытого изнутри электрической изоляцией (фторопласт, поли-

уретан, эмаль и др). В среднем сечении трубы расположены два диаметрально противоположных друг другу электрода. Электроды изолированы от стенки трубы. В зависимости от агрессивности жидкости электроды изготавливаются из нержавеющей стали, титана, тантала. Обмотка возбуждения состоит из двух одинаковых катушек, размещенных по обе стороны трубы. Труба с электродами и с электромагнитом называется первичным преобразователем расхода. Наводимая эдс измеряется с помощью вторичного прибора, который может быть размещен на преобразователе расхода или располагаться отдельно. В настоящее время вторичные приборы представляют собой, как правило, микропроцессорные устройства.

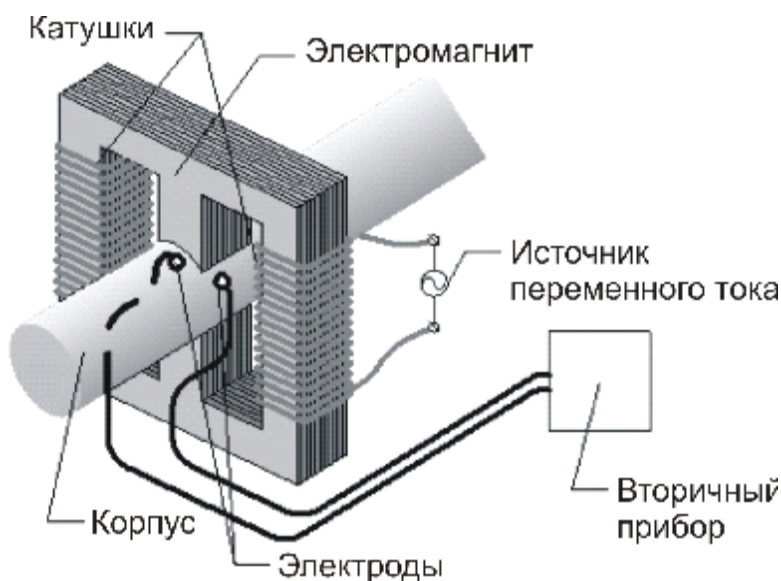


Рис. 3.15. Электромагнитный расходомер

3.2.5. Ультразвуковые расходомеры

Работа ультразвуковых расходомеров основана на одном из двух физических принципов. В приборах первого типа измеряется время прохождения сигнала. В приборах второго типа используется изменение (доплеровский сдвиг) частоты ультразвуковой волны при ее рассеянии движущейся средой. В ультразвуковых измерителях расхода применяются электроакустические преобразователи из пьезоэлектрических материалов (например, цирконата-титаната свинца). Электроакустические преобразователи могут быть врезными и накладными.

Времяимпульсные расходомеры. Работа времяимпульсных расходомеров (рис. 3.16) основана на измерении разности времени прохождения ультразвуковых сигналов по направлению и против направления потока жидкости в трубопроводе

$$\Delta\tau = \frac{2nvD\operatorname{tg}(\theta)}{c^2} + \tau_3, \quad (3.22)$$

где n – количество пересечений ультразвуком сечения трубы, для «V»-схемы $n = 2$, для «Z»-схемы $n = 1$; v – скорость движения жидкости; D – диаметр трубопровода; θ – угол распространения ультразвука; c – скорость ультразвука в неподвижной жидкости; τ_3 – время задержки распространения ультразвука в стенках трубопровода, электроакустических преобразователях и электронной схеме прибора.

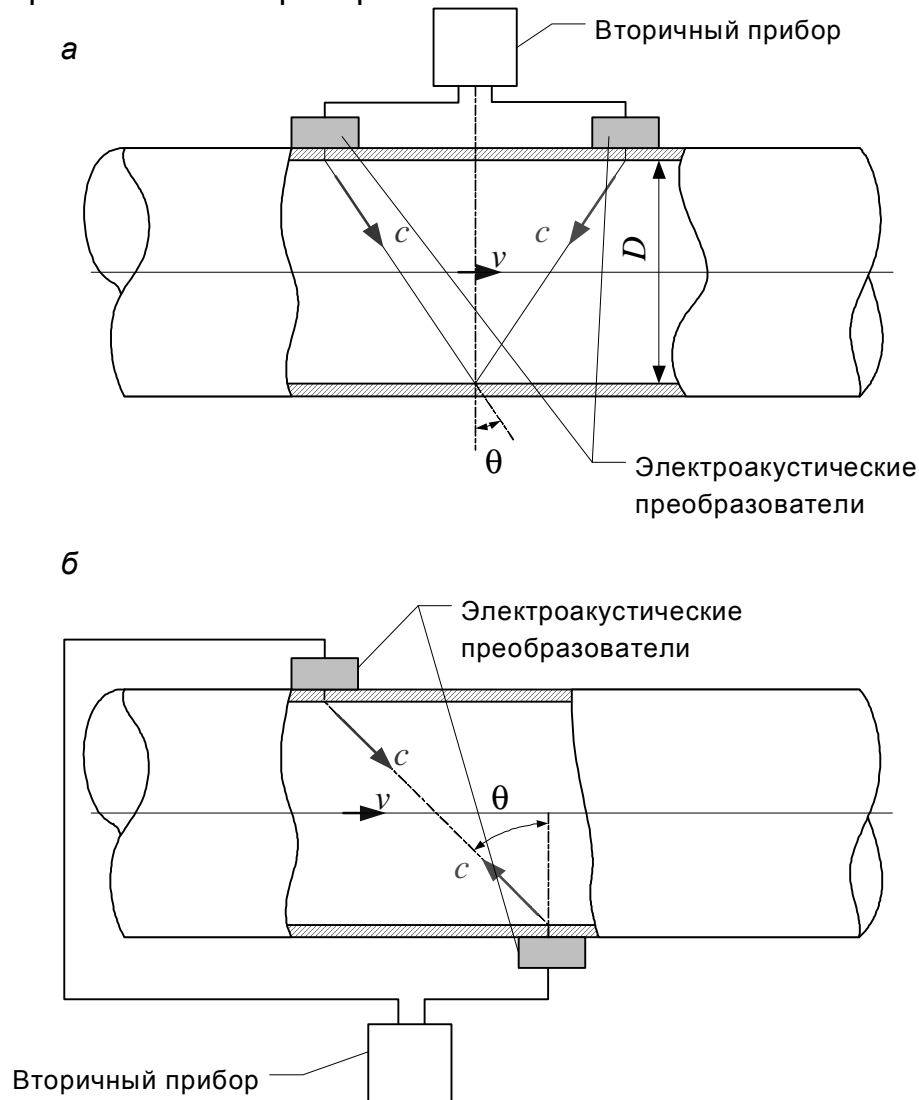
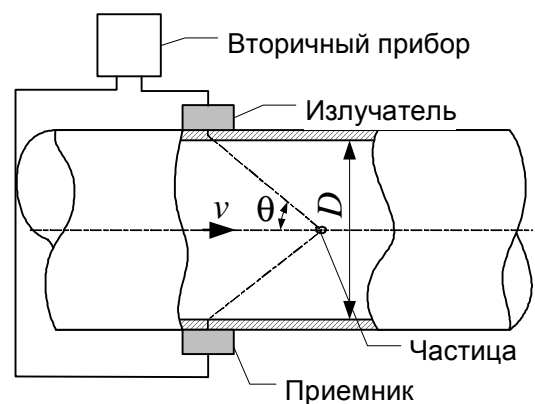


Рис. 3.16. Времяимпульсные расходомеры: а – «V»-схема; б – «Z»-схема

Доплеровские расходомеры. В доплеровских расходомерах используется эффект понижения частоты звука, детек-



тируемого движущимся приемником, удаляющимся от неподвижного источника звука (рис. 3.17). Если излучатель и приемник неподвижны, а движется частица в жидкости, отражающая ультразвуковую волну, то обусловленный эффектом Доплера сдвиг частот

$$\Delta f = \frac{2 f v \cos \theta}{c}, \quad (3.23)$$

где f – частота излучаемой ультразвуковой волны.

3.3. Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис. 3.18) состоит из крыльчатого счетчика 1, ротаметра РС-3 с утяжеленным поплавком 2, трубки Вентури 3, соединенной с жидкостным дифманометром 4. Расходомеры установлены на стальной трубе 7, которая присоединена к питателю воды 6. На трубе имеются вентили 8–12 для регулирования расхода воды. Количество прошедшей через расходомеры воды определяется с помощью мерного бака 5. Время, необходимое для нахождения расхода, определяется секундомером.

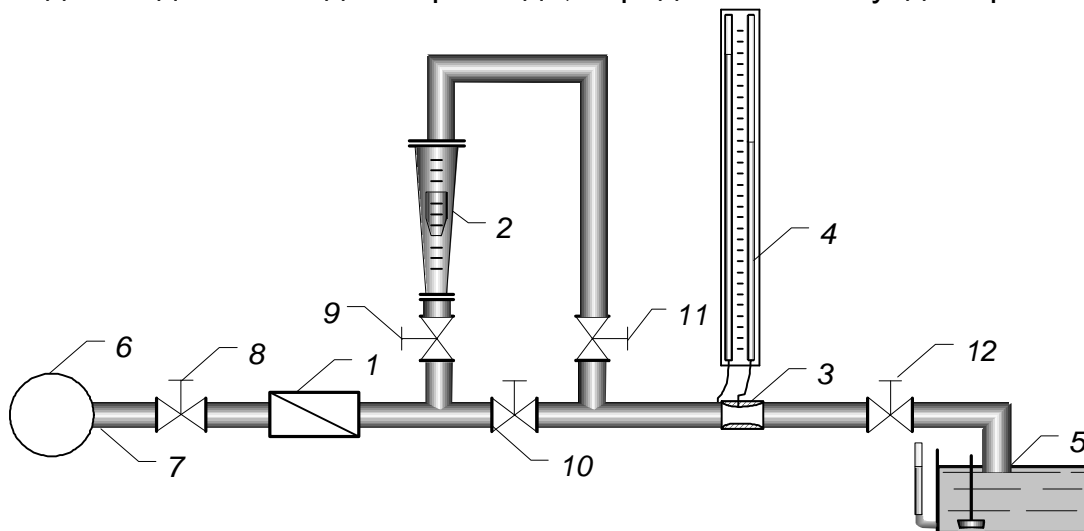


Рис. 3.18. Схема лабораторной установки: 1 – крыльчатый счетчик; 2 – ротаметр РС-3 с утяжеленным поплавком; 3 – трубка Вентури; 4 – жидкостный дифманометр; 5 – мерный бак; 6 – питатель воды; 7 – стальная труба; 8–12 – вентили

3.4. Порядок выполнения работы

1. Открыть вентили 8, 9 и с помощью вентиля 11, 12 установить расход, при котором наблюдается медленное, непрерывное вращение звездочки крыльчатого счетчика 1 и обеспечивается минимальный (до 2 мм) перепад уровней в пьезометрах жидкостного дифманометра 4.

2. Определить объем воды W_{MB} , поступившей в мерный бак 5 за время опыта T . Время проведения опыта – не менее одной минуты.

3. Определить объем воды W_C , прошедшей через счетчик за время проведения опыта T .
4. Определить показания пьезометров Π_1 и Π_2 .
5. По верхней кромке поплавка определить среднее показание ротаметра 2 за время проведения опыта.
6. С помощью вентилей 11 и 12 изменить расход воды и повторить измерения.

3.5. Обработка результатов

1. Определить расход воды в трубопроводе по показанию мерного бака

$$Q_{MB} = W_{MB} : T . \quad (3.24)$$

2. Определить расход воды, проходящей через счетчик, по показанию счетчика

$$Q_C = W_C : T . \quad (3.25)$$

3. Определить относительную погрешность измерения расхода скоростным счетчиком

$$\delta = \frac{Q_{MB} - Q_C}{Q_{MB}} 100 \% . \quad (3.26)$$

4. Определить потери напора на трубке Вентури

$$\Delta h = \Pi_1 - \Pi_2 . \quad (3.27)$$

5. Вычислить значение коэффициента расхода A для каждого расхода:

$$A = \frac{Q_{MB}}{\sqrt{\Delta h}} . \quad (3.28)$$

6. Определить среднее значение коэффициента расхода

$$A_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} A_i}{N} . \quad (3.29)$$

7. Найти значения расхода для построения тарировочного графика

$$Q_T = A_{cp} \sqrt{\Delta h} . \quad (3.30)$$

8. Экспериментальные данные и полученные результаты обработки занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Экспериментальные данные и результаты обработки

№ п/п	Мерный бак			Скоростной счетчик				Трубка Вентури						Ротаметр
	$W_{MB},$ л	$T,$ с	$Q_{MB},$ л/с	$W_C,$ л	$T,$ с	$Q_C,$ л/с	$\delta,$ %	$\Pi_1,$ см	$\Pi_2,$ см	$\Delta h,$ см	A	A_{cp}	$Q_T,$ л/с	n
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1														
:														
N														

3.6. Контрольные вопросы

1. К какому типу расходомеров относятся крыльчатые счетчики?
2. Что измеряет крыльчатый счетчик?
3. Как определяется расход жидкости при помощи счетчика?
4. Как подводится жидкость к крыльчатке в одноструйных счетчиках?
5. Как подводится жидкость к рабочей камере многоструйных счетчиков?
6. Что такое порог чувствительности?
7. Какой расход называется минимальным?
8. Что такое переходный расход?
9. Что такое номинальный расход?
10. Что такое эксплуатационный расход?
11. Что такое максимальный расход?
12. Как производят коррекцию показаний крыльчатого счетчика при его поверке?
13. Как производят коррекцию показаний турбинного счетчика при его поверке?
14. К какому метрологическому классу относитсяверяемый счетчик?
15. Каково основное назначение струевыпрямителя? Как он устроен?
16. Для чего предназначен регулятор в скоростных счетчиках?
17. Как передается вращение турбинки отсчетному устройству?
18. Что собой представляет магнитная муфта?
19. На чем основан принцип измерения расхода расходомером переменного перепада давления?
20. Какие стандартные сужающие устройства используются в расходомерах переменного перепада давления?
21. Что учитывает коэффициент расхода μ ?
22. Как определяется коэффициент расхода расходомера A ?
23. Что такое модуль сужающего устройства?
24. Как осуществляется отбор перепада давления?
25. Для чего предназначены кольцевые камеры при отборе перепада давления?

26. Какое из сужающих устройств создает наибольшие потери напора?
27. Какое из сужающих устройств создает наименьшие потери напора?
28. Что представляет собой расходомерное сопло?
29. Что представляет собой сопло Вентури?
30. Из каких элементов состоит труба Вентури?
31. В чем отличие короткой трубы Вентури от длинной?
32. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при увеличении расхода при помощи вентиля 11?
33. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при уменьшении расхода при помощи вентиля 11?
34. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при увеличении расхода при помощи вентиля 12?
35. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при уменьшении расхода при помощи вентиля 12?
36. К какой группе расходомеров относятся ротаметры?
37. Из чего состоит ротаметрическая пара первого типа?
38. Из чего состоит ротаметрическая пара второго типа?
39. Из чего состоит ротаметрическая пара третьего типа?
40. Какие силы действуют на поплавки?
41. Как изменится перепад давления, если вес поплавка увеличить?
42. Как изменится перепад давления, если вес поплавка уменьшить?
43. Как изменится положение поплавка, если его вес уменьшить, а расход оставить постоянным?
44. Как изменится положение поплавка, если его вес увеличить, а расход оставить постоянным?
45. Чем объясняется горизонтальный участок на тарировочном графике?
46. Как изменится горизонтальный участок на тарировочном графике, если увеличить вес поплавка?
47. Как изменится угол между тарировочным графиком и горизонтальной линией при увеличении веса поплавка?
48. Как устроен ротаметр типа РМ?
49. В каких единицах отградуирована шкала стеклянного ротаметра?

Лабораторная работа № 4

ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

4.1. Цель работы

Установить взаимосвязь между давлением и средней скоростью в различных сечениях потока. Построить напорную и пьезометрическую линии.

4.2. Теоретические сведения

Основной задачей гидродинамики является изучение законов движения жидкости. Движение жидкости характеризуется скоростями движения частиц и давлением в отдельных точках потока.

Чтобы установить взаимосвязь между основными параметрами движения, а именно между гидродинамическим давлением и скоростью движущейся жидкости, составим уравнения движения жидкости. Эти уравнения могут быть получены из дифференциальных уравнений равновесия жидкости, если к действующим силам согласно принципу д'Аламбера присоединить силы инерции. Получим систему уравнений

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \end{cases} \quad (4.1)$$

Преобразуем полученные уравнения применительно к элементарной струйке идеальной жидкости, находящейся в установившемся движении, умножив каждое уравнение соответственно на dx , dy , dz . После почленного суммирования получаем

$$\begin{aligned} X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \\ = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Так как dx , dy , dz – это проекции элементарного пути, проходимого частицами жидкости за время dt , следовательно:

$$\frac{dx}{dt} = u_x; \quad \frac{dy}{dt} = u_y; \quad \frac{dz}{dt} = u_z. \quad (4.3)$$

С учетом (4.3) уравнение (4.2) примет вид

$$\begin{aligned} X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \\ = u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z. \end{aligned} \quad (4.4)$$

$X dx + Y dy + Z dz = d\Phi$ – полный дифференциал силовой функции, выражающей массовые силы, под действием которых осуществляется движение

ние жидкости.

$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp$ – полный дифференциал давления, так как при установившемся движении гидродинамическое давление не зависит от времени.

$u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} d(u^2)$ – полный дифференциал скорости, выраженной через ее составляющие по соответствующим осям координат.

С учетом вышесказанного уравнение (4.5) примет вид

$$d\Phi - \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{2} d(u^2). \quad (4.5)$$

Или окончательно

$$\frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(u^2) - d\Phi = 0. \quad (4.6)$$

В частном случае, когда из всех массовых сил на движущуюся жидкость действуют только силы тяжести, силовая функция

$$d\Phi = -g dz. \quad (4.7)$$

Подставив значение силовой функции в уравнение (4.6) и проинтегрировав, получим уравнение для рассматриваемого сечения

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} + g z = \text{const}. \quad (4.8)$$

Так как сумма трех членов в уравнении (4.8) постоянна для любого сечения струйки, то для двух сечений 1–1 и 2–2 (рис. 4.1) можно записать

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + g z_2. \quad (4.9)$$

Разделив левую и правую часть уравнения (4.9) на g , окончательно получим

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2. \quad (4.10)$$

Уравнение (4.10) устанавливает связь между скоростью движения, давлением и геометрическим положением частиц жидкости для двух сечений

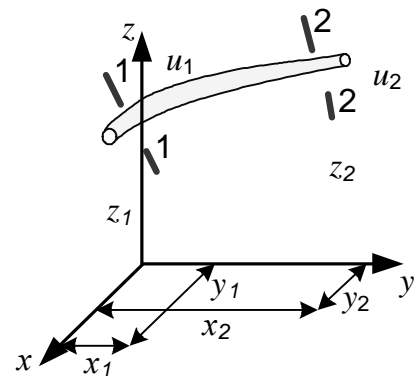


Рис. 4.1. Два сечения элементарной струйки

струи и является уравнением Бернулли¹ для элементарной струйки идеальной жидкости.

Для определения геометрического смысла уравнения Бернулли рассмотрим элементарную струйку движущейся жидкости относительно произвольно выбранной плоскости сравнения (рис. 4.2). Выберем три сечения: 1–1; 2–2; 3–3, центры тяжести, которых относительно плоскости сравнения 0–0 расположены на высотах z_1 ; z_2 ; z_3 .

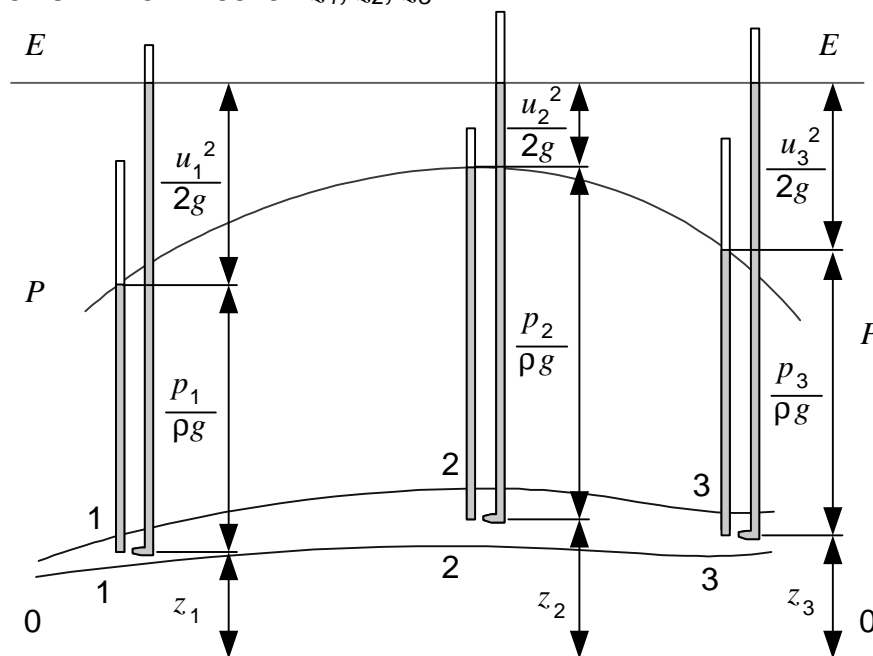


Рис. 4.2. Напорная и пьезометрическая линии для элементарной струйки идеальной жидкости

В центры тяжести выбранных сечений установим пьезометры и трубки Пито. Трубка Пито – это изогнутая под углом 90° трубка, устанавливаемая отверстием наконечника против течения. Под действием давления жидкости в пьезометрах поднимается на высоту $h_p = p : (\rho g)$.

В трубках Пито под действием давления и скорости жидкость поднимается выше уровня в пьезометрах на высоту $h_u = u^2 : (\rho g)$ (рис. 4.2).

Как очевидно, все члены в уравнении Бернулли представляют собой геометрические высоты и имеют размерность длины.

Так как сумма трех членов $p : (\rho g)$, z и $u^2 : (\rho g)$ для идеальной жидкости постоянна вдоль оси струйки, то уровни жидкости в трубках Пито, установленных в различных сечениях, будут всегда лежать в одной горизонтальной плоскости, называемой напорной плоскостью, т. е. напорная линия E–E

¹ Даниил Бернулли (1700–1782) – сын Иоганна Бернулли. С 1725 по 1733 гг. возглавлял кафедру физиологии в Российской академии наук. Совместно с Л. Эйлером сформулировал основы механики жидкости.

(см. рис. 4.2) горизонтальна. В этом состоит геометрический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости.

Если плавной кривой соединим уровни жидкости в пьезометрах, то получим пьезометрическую линию Р–Р (см. рис. 4.2), которая может подниматься или опускаться, но никогда не пересекается с напорной линией.

Сумма трех высот называется полным напором и обозначается H_g , т. е. полный напор представляет собой сумму пьезометрического $H_p = h_p + z = p : (\rho g) + z$ и скоростного $h_u = u^2 : (2g)$ напоров:

$$H_g = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}. \quad (4.11)$$

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии. Полный напор H_g – это полная удельная механическая энергия жидкости в рассматриваемом сечении. Сумма трех членов есть сумма трех удельных энергий: удельной потенциальной энергии давления $p : (\rho g)$, удельной потенциальной энергии положения z , удельной кинетической энергии $u^2 : (2g)$. Для идеальной жидкости сумма трех удельных энергий (полный напор) по длине струйки есть величина постоянная.

Реальная жидкость в отличие от идеальной обладает вязкостью. При движении реальной жидкости ее вязкость обуславливает сопротивление движению и вызывает потерю части энергии, поэтому полный напор уменьшается по длине струйки. Следовательно, уровни жидкости в трубках Пито будут снижаться по ходу движения (рис. 4.3). Напорная линия Е–Е, проведенная по этим уровням для вязкой жидкости, будет наклонной, нисходящей. Разность между горизонтальными линиями Е–Е, проведенными на уровне жидкости в трубках Пито в сечениях 1–1 и 2–2, представляет собой потери напора h_w на участке между этими сечениями.

Таким образом, для реальной жидкости

$$H_1 = H_2 + h_w. \quad (4.12)$$

Или в развернутом виде

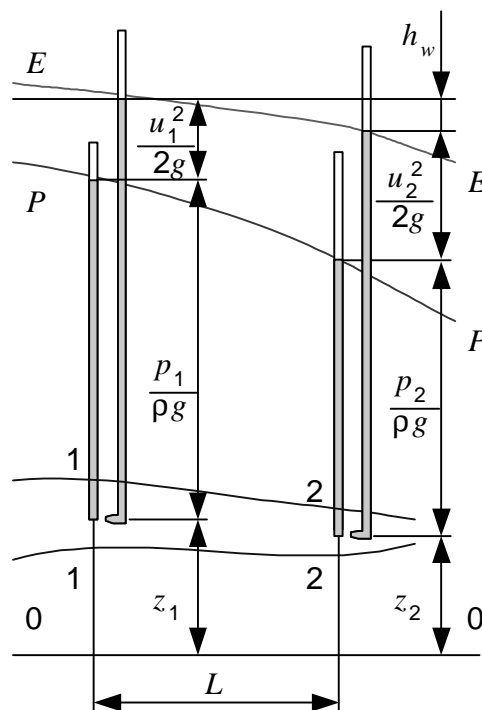


Рис. 4.3. Напорная и пьезометрическая линии для элементарной струйки реальной жидкости

$$\boxed{z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w.} \quad (4.13)$$

Потери напора, отнесенные к единице длины, выражают величину, которая называется гидравлическим уклоном

$$\boxed{I = \frac{h_w}{L}}, \quad (4.14)$$

где L – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2.

Величина гидравлического уклона вдоль струйки может изменяться, так как зависит от потерь напора на различных участках.

Изменение пьезометрического напора, отнесенное к единице длины, называется пьезометрическим уклоном

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right)}{L}. \quad (4.15)$$

Пьезометрический уклон может быть направлен как в сторону движения, так и в сторону, противоположную движению.

Для потока реальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w, \quad (4.16)$$

где v_1 и v_2 – средние скорости движения жидкости в рассматриваемых сечениях; α_1 и α_2 – коэффициенты кинетической энергии, величина которых зависит от степени неравномерности распределения скоростей по живому сечению потока.

Коэффициент α выражает отношение действительной кинетической энергии K_∂ , определенной по истинным скоростям движения жидкости, к условной кинетической энергии K_y , определенной по средней скорости потока v :

$$\alpha = \frac{K_\partial}{K_y} = \frac{\int u^3 d\omega}{v^2 Q}. \quad (4.17)$$

При турбулентном режиме движения α принимается равным $1,05 \div 1,1$. При ламинарном режиме $\alpha = 2$.

4.3. Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис. 4.4) состоит из напорного резервуара 1, стального трубопровода 2, мерного бака 3 с площадью поперечного сече-

ния 476 см^2 , сборного резервуара 4 и центробежного насоса 5, подающего воду в напорный резервуар 1. Излишек воды по переливной трубе 6 сбрасывается в сборный резервуар 4. Расход воды в трубопроводе устанавливается при помощи крана 8. Из мерного бака 3 вода в сборный резервуар 4 сбрасывается при помощи крана 9. Для определения потерь напора используются пьезометры, установленные на пьезометрической панели 10. Температура воды измеряется ртутным термометром, время фиксируется по секундомеру.

Трубопровод (рис. 4.5) состоит из участка 11 диаметром 10 мм и участка 12 диаметром 21,5 мм. Номера мест подключения соответствуют номерам пьезометров на пьезометрической панели.

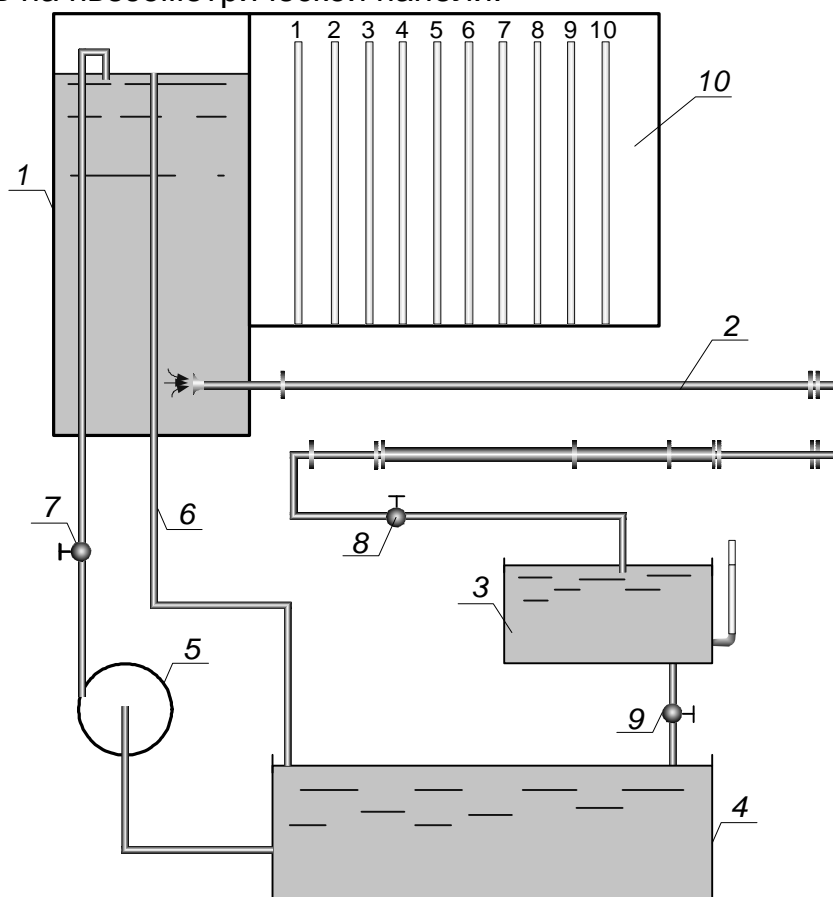


Рис. 4.4. Схема лабораторной установки: 1 – напорный резервуар; 2 – трубопровод; 3 – мерный бак; 4 – сборный резервуар; 5 – насос; 6 – переливной трубопровод; 7, 8, 9 – пробковые краны; 10 – пьезометрическая панель

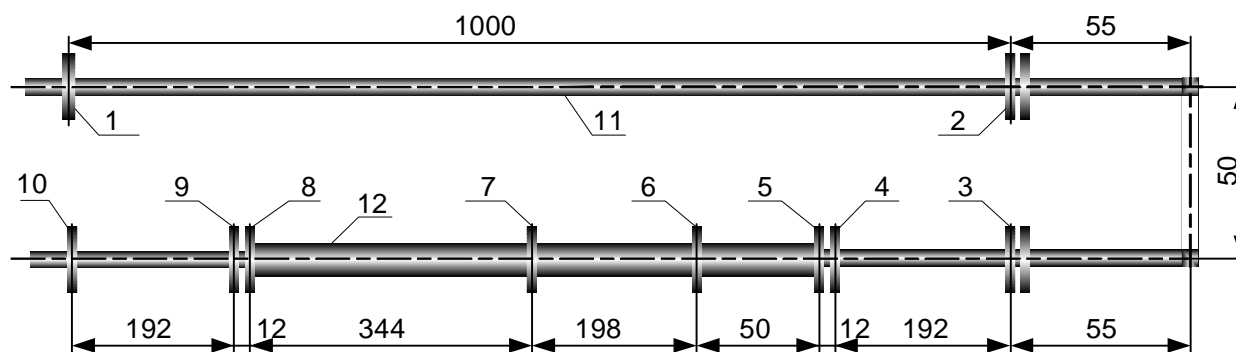


Рис. 4.5. Схема трубопровода: 1–10 – места подключения пьезометров; 11 – трубопровод диаметром 10 мм; 12 – трубопровод диаметром 21,5 мм

4.4. Порядок выполнения работы

1. С помощью крана 8 установить произвольный расход воды в трубопроводе.
2. Повернуть на 90° кран 9. Определить изменение уровня воды в мерном баке h , см, за время T , с, время должно быть не менее минуты.
3. Записать показания всех десяти пьезометров.
4. Повернуть кран 9 в исходное положение и опорожнить мерный бак 4.
5. С помощью крана 8 изменить расход воды в трубопроводе и повторить измерения, провести 5÷7 опытов для каждой подгруппы.

4.5. Обработка результатов

1. Определить объем воды в мерном баке за время опыта, см^3 ,

$$W = 476h. \quad (4.18)$$

2. Определить расход воды в трубопроводе, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q = W : T. \quad (4.19)$$

3. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785 d^2$ определить средние скорости v , см/с, на участках

$$v_1 = \frac{Q}{0,785 d_1^2}, \quad (4.20)$$

$$v_2 = \frac{Q}{0,785 d_2^2}. \quad (4.21)$$

4. Вычислить значения скоростных напоров на участках

$$h_{u1} = \frac{v_1^2}{2g}, \quad (4.22)$$

$$h_{u2} = \frac{v_2^2}{2g}. \quad (4.23)$$

где $g = 980 \text{ см/с}^2$.

5. Занести экспериментальные данные и результаты обработки в табл. 4.1.

6. Построить пьезометрическую линию. Для построения пьезометрической линии в масштабе по горизонтали отложить длины участков между пьезометрами, а по вертикали – показания пьезометров. Полученные точки соединить прямыми линиями.

7. Построить напорную линию. Для построения напорной линии к показаниям пьезометров следует прибавить величины скоростных напоров. Особое внимание обратить на участок между пятым и седьмым пьезометрами.

Таблица 4.1

Экспериментальные данные и результаты обработки

№ п/п	П ₁ , см	П ₂ , см	П ₃ , см	П ₄ , см	П ₅ , см	П ₆ , см	П ₇ , см	П ₈ , см	П ₉ , см	П ₁₀ , см	h, см	T, с	W, см ³	Q, см ³ /с	v ₁ , см/с	v ₂ , см/с	h _{u1} , см	h _{u2} , см
1																		
:																		
N																		

8. Вертикальный масштаб выбрать таким, чтобы значение h_{u2} было не менее 1 мм.

4.6. Контрольные вопросы

1. Что такое установившееся и неустановившееся движение?
2. Какое движение жидкости называют равномерным и неравномерным?
3. Какое движение жидкости называют напорным и безнапорным?
4. Что называют элементарной струйкой, и какими свойствами она характеризуется?
5. Что называют потоком жидкости?
6. Какое установившееся движение называют плавно изменяющимся, и какими свойствами оно характеризуется?
7. Что такое живое сечение потока, смоченный периметр и гидравлический радиус?
8. Что называют расходом и средней скоростью потока жидкости?
9. Сформулируйте и запишите уравнение неразрывности для потока жидкости.

10. Что называют полной удельной энергией потока в произвольном сечении?
11. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
12. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости.
13. Запишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
14. В чем состоит геометрический смысл уравнения Бернулли?
15. В чем состоит энергетический смысл уравнения Бернулли?
16. Что такое пьезометрический уклон?
17. Что такое гидравлический уклон?
18. Чем отличается пьезометрический уклон от гидравлического?
19. Почему напорная линия всегда нисходящая?
20. Почему пьезометрическая линия бывает нисходящей и восходящей?
21. На каком расстоянии друг от друга располагаются напорная и пьезометрическая линии?
22. Могут ли напорная и пьезометрическая линии пересекаться?
23. В каком случае пьезометрическая линия может проходить ниже оси трубопровода?
24. Как изменится расстояние между напорной и пьезометрическими линиями при увеличении расхода жидкости в трубопроводе?
25. Как изменяется площадь живого сечения вдоль потока, если расстояние между напорной и пьезометрическими линиями вдоль потока при протекании по трубопроводу жидкости с постоянным расходом увеличится?

Лабораторная работа № 5

ДВА РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

5.1. Цель работы

По экспериментальным данным определить критическую скорость $v_{кр}$ и соответствующее ей критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$.

5.2. Теоретические сведения

Течение реальной жидкости характеризуется различными режимами ее движения, которые могут переходить один в другой при определенных условиях. Экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений показывают, что потери напора (потери энергии) зависят от существующего в потоке режима движения.

Существование двух принципиально разных режимов движения жидко-

сти было отмечено Г. Хагеном в 1839 и 1854 гг. В 1880 г. Д.И. Менделеев также высказал суждение о существовании двух режимов движения жидкости вследствие различия законов сопротивления движению. Позже английский физик О. Рейнольдс¹, а затем профессор Петербургского технологического института Н. П. Петров экспериментально подтвердили наличие двух режимов.

При изучении течения всевозможных капельных жидкостей с различными физическими свойствами О. Рейнольдс установил, что движение бывает ламинарным и турбулентным.

Термин «ламинарный» происходит от латинского слова *lamina* – слой. Ламинарным называется такой режим, когда поток жидкости движется отдельными струйками, или слоями, и траектории отдельных частиц между собой не пересекаются. В практике ламинарный режим имеет место при движении жидкостей с большой вязкостью (нефть, смазочные масла), при движении воды через тонкие трубы, в трубопроводах при малых скоростях потока.

Термин «турбулентный» происходит от латинского слова *turbulentus* – беспорядочный. Турбулентным называется такой режим, когда струйчатость потока нарушается, все струйки перемешиваются, и траектории движущихся частиц приобретают сложную форму, пересекаясь между собой. В практике чаще всего имеет место турбулентный режим движения жидкости.

В 1883 г. О. Рейнольдс в результате экспериментальных исследований установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, представляющая собой отношение произведения средней скорости потока v и характерного для рассматриваемого случая линейного размера L к кинематической вязкости жидкости ν : $\frac{vL}{\nu}$. Этот критерий называется числом Рейнольдса и обозначается Re . Таким образом, число Рейнольдса имеет вид

$$Re = \frac{vL}{\nu}. \quad (5.1)$$

При напорном движении жидкости в круглых трубах за характерный линейный размер L обычно принимают внутренний диаметр трубы D , и тогда

$$\boxed{Re = \frac{vD}{\nu}}, \quad (5.2)$$

а в остальных случаях – гидравлический радиус R , и тогда

¹ Осборн Рейнольдс (1842–1912) – английский инженер и физик. С 1868 по 1905 г. – профессор кафедры строительной механики Манчестерского университета. Работы Рейнольдса посвящены механике, гидродинамике, теплоте, электричеству, магнетизму. Рейнольдс определил механический эквивалент теплоты.

$$Re = \frac{vR}{\nu} \quad (5.3)$$

Физический смысл числа Рейнольдса состоит в том, что оно выражает отношение сил инерции к силам вязкости:

$$Re = \frac{F_{ин}}{F_{вяз}};$$

$$F_{ин} = ma = \rho L^3 \frac{v^2}{L} = \rho L^2 v^2;$$

$$F_{вяз} = \mu S \frac{du}{dy} = \rho \nu L^2 \frac{v}{L} = \rho \nu L v;$$

$$Re = \frac{\rho L^2 v}{\rho \nu L v} = \frac{vL}{\nu} \quad (5.4)$$

При преобладании сил вязкости – режим ламинарный, при преобладании сил инерции – режим турбулентный.

Многочисленные экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений показывают, что между ними и скоростью движения жидкости имеется зависимость $h_l = f(v)$.

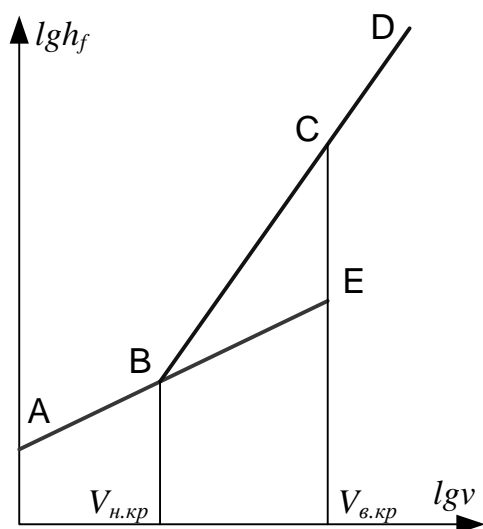


Рис. 5.1. Переход ламинарного режима движения жидкости в турбулентный

Если опытные данные нанести на график в логарифмических координатах (рис. 5.1), то можно выявить три области: ламинарную (линия AB), турбулентную (линия CD) и неустойчивую, расположенную между точками B и C. Точки B и C называются критическими, т. е. точками, в которых происходит изменение режима. Точка B называется нижней критической точкой. Скорости, соответствующие этим точкам, называются критическими скоростями. Для точек B и C характерно то, что при скоростях меньше $v_{н.к}$ всегда наблюдается ламинарный режим, а при скоростях больших $v_{в.к}$ – турбулентный режим. При изменении скоростей от малых к большим ламинарный режим может удерживаться до точки E. При изменении скоростей от больших к малым, турбулентный режим может удерживаться до точки B.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее нижней критической точке B, называется нижним критическим числом Рейнольдса

$$Re_{н.к} = \frac{v_{н.к} D}{\nu} \quad (5.5)$$

Число Рейнольдса, соответствующее верхней критической точке С, называется верхним критическим числом

$$Re_{в.к} = \frac{v_{в.к} D}{\nu} \quad (5.6)$$

Для напорного движения в цилиндрических трубах нижнее критическое число равно 956, т. е. ламинарный режим устойчив, если $Re \leq 956$.

В результате изучения движения жидкости, проведенного многими исследователями, в круглых гидравлически «гладких» трубах на участках, достаточно удаленных от входа, при отсутствии различных источников возмущения установлено критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 2000 \div 2320$. При $Re < Re_{кр}$ имеет место ламинарный режим движения. При $Re > Re_{кр}$ – турбулентный.

Потери напора по длине связаны со скоростью зависимостью, которая выражается уравнением

$$h_l = a v^m, \quad (5.7)$$

где a – коэффициент пропорциональности; v – средняя скорость потока; m – показатель степени.

Прологарифмировав данное уравнение, можно получить линейную зависимость

$$\lg h_l = \lg a + m \lg v, \quad (5.8)$$

откуда

$$m = \frac{\lg h_l - \lg a}{\lg v} \quad (5.9)$$

Если точки, соответствующие значениям $\lg h_l$, $\lg v$, нанести на график, то значение показателя степени m определится как $\operatorname{tg} \alpha$ угла наклона прямых в ламинарной и турбулентной областях к горизонтальной оси (рис. 5.2).

Режимы движения жидкости можно наблюдать визуально, на установке (рис. 5.3), состоящей из резервуара с водой, стеклянной трубы с краном на конце и сосуда с водным раствором

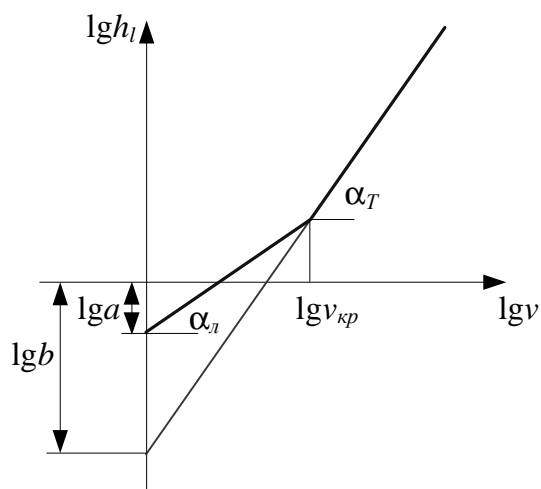


Рис. 5.2. График зависимости для определения коэффициента m

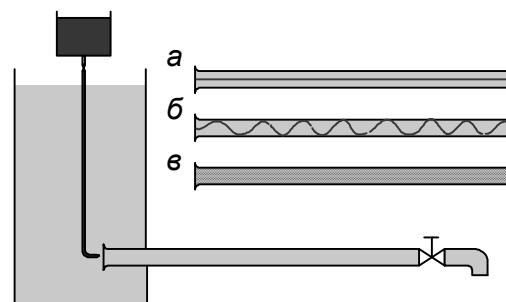


Рис. 5.3. Установка для демонстрации режимов движения жидкости: а – ламинарного; б – в переходной области;

красителя, который вводится тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы при открытии крана.

Если в трубе создать небольшую скорость движения воды и в поток ввести краситель, то можно увидеть, что краситель не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка красителя будет отчетливо видна вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер движения жидкости, т. е. ламинарный режим (рис. 5.3,а).

При постепенном увеличении скорости движения воды в трубе картина движения в начале не меняется, но затем при определенной скорости движения наступает быстрое ее изменение. Струйка красителя по выходе из трубки начинает колебаться, в ней появляются разрывы (рис. 5.3,б). Затем она разбивается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Движение становится турбулентным (рис. 5.3,в).

5.3. Лабораторная установка

Схема и описание лабораторной установки приведены в подразд. 4.3.

5.4. Порядок выполнения работы

1. С помощью крана 8 установить малую скорость движения воды в трубе.
2. Измерить температуру воды t , °C.
3. Повернуть на 90° кран 9. Определить изменение уровня воды в мерном баке h , см, за время T , с, время должно быть не менее 1 минуты.
4. Записать показания пьезометров Π_1 и Π_2 .
5. Повернуть кран 9 в исходное положение и опорожнить мерный бак 4.
6. С помощью крана 8 установить несколько бóльшую скорость движения воды в трубе и повторить измерения. Провести 5÷7 опытов для каждой подгруппы.

5.5. Обработка результатов

1. По замеренной температуре воды t определить кинематический коэффициент вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (5.10)$$

2. Определить объем воды в мерном баке за время опыта, см^3 ,

$$W = 476h. \quad (5.11)$$

3. Определить расход воды в трубе, см³/с,

$$Q = W : T. \quad (5.12)$$

4. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785d^2$, см², определить среднюю скорость

$$v = \frac{Q}{0,785d^2}. \quad (5.13)$$

5. Определить потери напора по длине, см,

$$h_l = \Pi_1 - \Pi_2 \quad (5.14)$$

6. Вычислить значения $\lg h_l$, $\lg v$.

7. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№ п/п	Π_1 , см	Π_2 , см	h , см	T , с	W , см ³	Q , см ³ /с	v , см/с	h_l , см	$\lg h_l$	$\lg v$
1										
:										
N										

8. Построить график $\lg h_l = f(\lg v)$. Определить m_l , m_m , $v_{кр}$, $Re_{кр}$.

5.6. Контрольные вопросы

1. Как определить режим движения жидкости?
2. В чем состоит физический смысл числа Рейнольдса?
3. Доказать, что число Рейнольдса представляет соотношение сил инерции и сил вязкости.
4. Для решения каких задач необходимо знать режим движения жидкости?
5. Во сколько раз изменится число Рейнольдса, если диаметр изменить в 2 раза, а расход и температура не меняются?
6. Как изменится число Рейнольдса, если температура жидкости увеличится?

7. Возможен ли переход турбулентного режима в ламинарный при повышении температуры жидкости?

8. Возможен ли переход ламинарного режима в турбулентный при понижении температуры?

9. Как изменится скорость течения жидкости, если ламинарный режим движения жидкости перейдет в турбулентный, а температура жидкости останется постоянной?

10. Как изменится расход жидкости, если турбулентный режим движения жидкости перейдет в ламинарный, а температура жидкости останется постоянной?

Лабораторная работа № 6

ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ

6.1. Цель работы

Экспериментально определить коэффициент гидравлического трения λ .

6.2. Теоретические сведения

6.2.1. Природа потерь напора

При движении реальной жидкости происходит торможение потока вследствие влияния вязкости и действия сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой. Непосредственно на стенке скорость равна нулю. Но так как расход жидкости остается одним и тем же, то замедление движения слоев, расположенных ближе к стенкам, вызывает увеличение скорости слоев, расположенных ближе к центру трубы, достигая максимального значения на ее оси. Эпюра скоростей представлена на рис. 6.1.

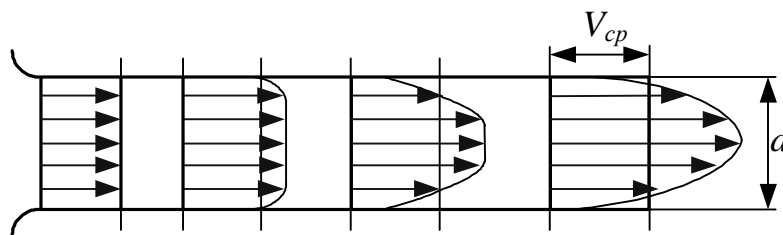


Рис. 6.1. Эпюра скоростей в сечении потока

Неравномерное распределение скоростей вызывает скольжение (сдвиг) одних слоев жидкости по другим, что приводит к возникновению касательных напряжений (напряжений трения). Движение сопровождается также вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Все это требует затраты энергии, поэтому энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной, а постепенно расходуется на преодоление сопротивлений и, следовательно, уменьшается вдоль потока.

Первопричиной всех потерь энергии (напора или гидравлических по-

терь) является вязкость, но величина гидравлических потерь определяется не только вязкостью, но и формой, скоростью движения, размерами потока и его турбулентностью.

Потери напора по длине h_l – это потери энергии, которые пропорциональны длине потока. Они существенно зависят от режима движения и равномерно распределяются вдоль потока.

6.2.2. Потери напора по длине при ламинарном режиме движения

Рассмотрим установившееся ламинарное движение жидкости в цилиндрической трубе радиусом r_0 (рис. 6.2).

Совместим ось X с осью трубы, а ось Z направим по радиусу трубы. Тогда u – скорость движения слоя жидкости dr на расстоянии r от оси трубы; u_{max} – максимальная скорость движения по оси трубы; v – средняя скорость потока; τ – касательные напряжения по радиусу r ; τ_0 – касательные напряжения на стенке трубы.

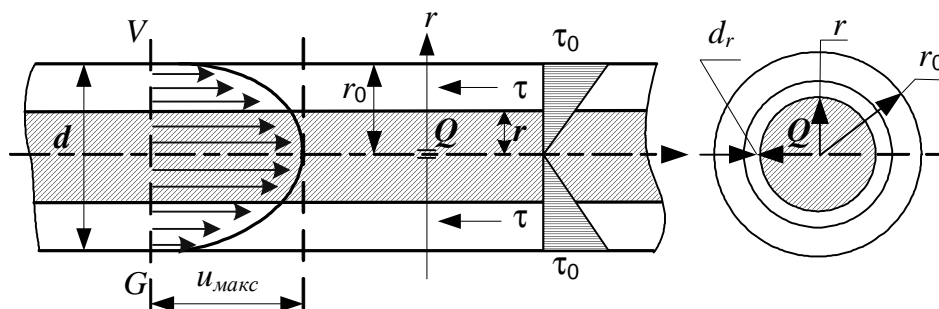


Рис. 6.2. Распределение касательных напряжений и скоростей

При ламинарном режиме слои жидкости движутся параллельно друг другу. Стенки труб, вдоль которых происходит движение, за счет сил межмолекулярного сцепления будут покрываться прилипшими к ним частицами жидкости. Первый пристенный движущийся слой жидкости будет скользить по частицам, прилипшим к стенке. Так как теория ламинарного движения основывается на законе Ньютона о трении внутри жидкости и трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь энергии, то величину касательных напряжений можно определить по зависимости Н. П. Петрова

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}, \quad (6.1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; $\frac{du}{dr}$ – градиент скорости.

Знак минус принят потому, что u уменьшается с увеличением r . Вместе с тем величину касательных напряжений можно определить из основного уравнения равномерного движения

$$\tau = \rho g I R, \quad (6.2)$$

где ρ – плотность жидкости; I – гидравлический уклон; R – гидравлический радиус; g – ускорение свободного падения.

Приравняем правые части уравнений (6.1) и (6.2):

$$\rho g I R = -\mu \frac{du}{dr}. \quad (6.3)$$

Гидравлический радиус для цилиндрической трубы равен $R = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}$, подставляя его в уравнение (6.3), получим

$$\rho g \frac{r}{2} I = -\mu \frac{du}{dr}. \quad (6.4)$$

Из уравнения (6.4) выразим

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr, \quad (6.5)$$

после интегрирования уравнения (6.5) получим

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} r^2 + C. \quad (6.6)$$

Постоянная интегрирования C определяется из условия равенства нулю скорости u у стенок трубы при $r = r_0$:

$$C = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2. \quad (6.7)$$

Окончательно, подставив значение C в уравнение (6.6), получим уравнение, выражающее закон распределения скоростей при ламинарном режиме,

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) = \frac{g I (r_0^2 - r^2)}{4\nu}, \quad (6.8)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости.

Уравнение (6.8), известное как формула Стокса¹, представляет собой уравнение параболы, имеющей максимум при $r = 0$, т. е. по оси трубы

$$u_{max} = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2 = \frac{\rho g I}{16\mu} d^2 = \frac{g I d^2}{16\nu}. \quad (6.9)$$

¹ Джордж Габриель Стокс (1819–1903) – английский математик и физик ирландского происхождения. Работая в Кембриджском университете, внес значительный вклад в гидро- и газодинамику (уравнение Навье – Стокса), оптику и математику (теорема Стокса).

Зная закон распределения скорости по живому сечению трубы, получим зависимость для определения расхода

$$Q = \int_{\omega} u d\omega = \int_{\omega} \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) d\omega = \int_{\omega} \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{\pi \rho g I}{8\mu} r_0^4. \quad (6.10)$$

Зависимость (6.10), определяющая расход, носит название формулы Пуазейля¹.

Так как $v = \frac{Q}{\omega}$, получаем

$$v = \frac{\pi \rho g I r_0^4}{8\mu \pi r_0^2} = \frac{\rho g I r_0^2}{8\mu} = \frac{u_{max}}{2}, \quad (6.11)$$

т. е. средняя скорость в трубе при ламинарном режиме равна половине максимальной скорости, наблюдаемой на оси. Преобразуем зависимость (6.11)

$$v = \frac{\rho g I r_0^2}{8\mu} = \frac{\rho g I d^2}{32\rho v} = \frac{g I d^2}{32v} = \frac{g h_l d^2}{32v L}, \quad (6.12)$$

откуда
$$h_l = \frac{32v v L}{g d^2}, \quad (6.13)$$

где h_l – потери напора по длине.

Зависимость (6.13), определяющая величину потерь напора при ламинарном режиме движения, показывает, что потери напора при ламинарном режиме пропорциональны первой степени средней скорости, зависят от рода жидкости, обратно пропорциональны площади сечения трубы и не зависят от шероховатости стенок трубы.

Преобразуем зависимость (6.13), умножив числитель и знаменатель на $2v$ и перегруппировав сомножители:

$$h_l = \frac{32v}{d} \frac{L}{d} \frac{v}{g} \frac{2v}{2v} = \frac{64v}{v d} \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Учитывая, что $\frac{v d}{\nu} = Re$, и обозначив $\frac{64}{Re} = \lambda$, окончательно получим

$$\boxed{h_l = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}}, \quad (6.14)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения.

Зависимость (6.14) называется формулой Дарси – Вейсбаха. Коэффици-

¹ Жан Луи Пуазейль Мари (1799–1869) – французский врач, исследовавший в конце 30-х годов XIX столетия гидравлические сопротивления капиллярных трубок при изучении кровообращения.

коэффициент λ при ламинарном режиме является функцией только числа Re и с увеличением Re λ уменьшается. Если в логарифмических координатах по вертикальной оси откладывать коэффициент гидравлического трения λ , а по горизонтальной оси – число Re , то зависимость $\lambda = f(Re)$ выразится в виде прямой ниспадающей линии.

6.2.3. Потери напора по длине при турбулентном режиме движения воды

Для турбулентного режима характерно не только продольное перемещение частиц жидкости в направлении основного течения, но и поперечное движение в направлении, нормальном основному течению. Поэтому в турбулентном потоке имеет место непрерывный процесс перемешивания. Скорость течения в отдельных точках изменяется при этом как по величине, так и по направлению, сохраняя за достаточно долгий промежуток времени постоянную величину и направление. Это явление называется пульсацией скорости. Если в фиксированной точке потока измерить и записать

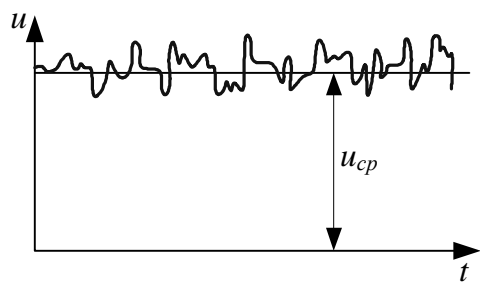


Рис. 6.3. Пульсация скорости

пульсации скорости во времени, то можно увидеть, что скорость хаотично колеблется около некоторого осредненного по времени значения.

Разность между фактической мгновенной скоростью u и осредненной скоростью u_{cp} в данной точке $u' = u - u_{cp}$ называется пульсационной добавкой, или скоростью пульсации, величина которой изменяется во времени от максимального отрицательного

до максимального положительного значения (рис. 6.3).

Процесс непрерывного перемешивания в турбулентном потоке вызывает дополнительное трение между отдельными частицами, которое оказывается во много раз больше, чем трение при ламинарном режиме движения жидкости.

При исследовании турбулентного режима было установлено:

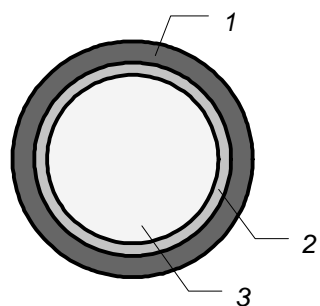


Рис. 6.4. Поперечное сечение турбулентного потока в трубе: 1 – ламинарная пленка; 2 – переходная зона; 3 – турбулентное ядро

1) скорости на поверхности стенки равны нулю вследствие прилипания частиц к стенке;

2) на весьма малом расстоянии от поверхности стенки (в пределах пограничного слоя) наблюдается резкое увеличение скорости;

3) по мере приближения к оси трубопровода скорость нарастает медленнее, подчиняясь различным законам распределения в зависимости от турбулентности потока.

На основании результатов экспериментальных исследований и теоретических предположений Прандтля¹, Кармана, Никурадзе было установлено, что при турбулентном режиме большая часть потока занята турбулентным ядром, а у стенок трубы имеется тонкий, так называемый пограничный, слой (рис. 6.4).

В части этого слоя непосредственно у стенки имеет место ламинарный режим движения, поэтому эту часть пограничного слоя называют ламинарной пленкой. Непосредственно за ламинарной пленкой располагается тонкий слой жидкости, который представляет собой переходную зону от ламинарного режима к турбулентному. Таким образом, пограничный слой – это совокупность ламинарной пленки и переходной зоны.

В пограничном слое возникают вихри, которые проникают в турбулентное ядро, увеличивая интенсивность перемешивания отдельных частиц жидкости, вызывая поперечные токи. Гашение энергии, заключенной в вихрях, вызывает образование дополнительных потерь напора. При турбулентном режиме движения в отличие от ламинарного, кроме напряжения сил трения, обусловленных физическими свойствами жидкости, возникают еще дополнительные напряжения, определяемые турбулентностью потока. Однако необходимо отметить, что для турбулентного режима не существует достаточно строгой и точной теории ввиду сложности турбулентного течения и трудностей его аналитического исследования.

Согласно теории Прандтля, суммарное напряжение трения в турбулентном потоке определяется по формуле

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \mu \frac{du}{dh} + \rho l^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2, \quad (6.15)$$

где $\tau_2 = \rho l^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2$ – турбулентные касательные напряжения; l – длина пути перемешивания.

При турбулентном режиме τ_2 оказывается много больше τ_1 , поэтому преимущественное значение имеют потери напора, возникающие в результате перемешивания.

Л. Прандтль предположил, что длина пути перемешивания пропорциональна расстоянию от стенки, т. е. $l = \beta h$. Тогда касательное пульсационное напряжение τ_2 принимает вид:

$$\tau = \rho \beta^2 \kappa_0^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2. \quad (6.16)$$

¹ Л. Прандтль (1875–1953) – немецкий ученый. Создал теорию турбулентности и предложил теорию пограничного слоя.

Из уравнения (6.16) выразим

$$du = \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} \frac{dh}{h}. \quad (6.17)$$

Для области потока около стенки переменное касательное напряжение τ можно заменить постоянным напряжением трения на стенке τ_0 . Величина $\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$, имеющая размерность скорости, называется **динамической скоростью**, или скоростью среза, и обозначается u_* . С учетом вышесказанного уравнение (6.17) примет вид

$$du = \frac{u_*}{\beta} \frac{dh}{h}. \quad (6.18)$$

После интегрирования уравнения (6.18) и определения постоянной интегрирования из условия, что при $h = r$ $u = u_{max}$, имеем

$$u = u_{max} - \frac{u_*}{\beta} \ln \frac{r}{h}. \quad (6.19)$$

Если принять $\beta = 0,4$ и перейти к десятичным логарифмам, то

$$u = u_{max} - 5,75 u_* \lg \frac{r}{h}. \quad (6.20)$$

Основной расчетной формулой для потерь напора по длине при турбулентном режиме является формула Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (6.21)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме, установление значения которого составляет одну из сложнейших проблем механики жидкости, не имеющую до настоящего времени полного теоретического решения.

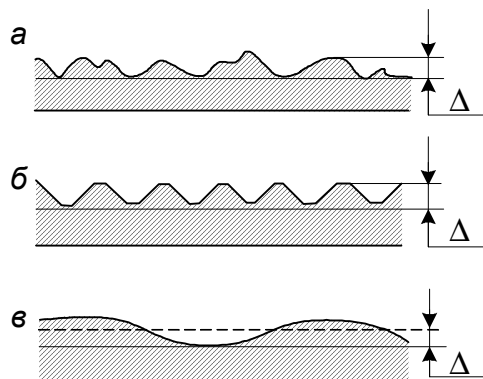


Рис. 6.5. Типы шероховатости: а – неравномерная; б – равномерная; в – волнистая

Согласно закону гидродинамического подобия, коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме, так же как и при ламинарном, является функцией основного критерия подобия напорных потоков – числа Рейнольдса. Но, как показали экспериментальные исследования, на потери напора существенное влияние оказывает шероховатость поверхности, которая оценивается высотой выступов и называется абсолютной шероховатостью Δ (рис. 6.5).

Однако дальнейшие исследования выявили, что на величину сопротивления существенно влияет характер расположения выступов и их форма. Поэтому было введено понятие о гидравлически эквивалентной шероховатости

$$\Delta_s = \varphi \Delta, \quad (6.22)$$

где φ – коэффициент, зависящий от характера расположения выступов и их формы.

В настоящее время используют понятие относительной шероховатости $\frac{\Delta_s}{r}$ и $\frac{\Delta_s}{d}$. Когда шероховатость трубы не влияет на ее сопротивление, т. е. когда толщина ламинарной пленки у стенки больше абсолютной шероховатости, трубу называют **гидравлически «гладкой»**, и λ является функцией лишь числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$. Относительная шероховатость сказывается только на размерах области, в пределах которой труба считается гидравлически «гладкой».

Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, выражающих эту функцию для турбулентного режима в области гидравлически «гладких» труб.

Это формула Конакова
$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (6.23)$$

Формула Прандтля
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (6.24)$$

Формула Блазиуса
$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (6.25)$$

С увеличением числа Re ламинарная пленка становится тоньше, неровности начинают «обнажаться», труба становится **гидравлически «шероховатой»**. В этом случае λ является функцией не только числа Re , но и относительной шероховатости $\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta_s}{d}\right)$.

Для «шероховатых» труб коэффициент гидравлического сопротивления определяется:

по формуле Альтшуля
$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}; \quad (6.26)$$

формуле Кольбрука
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_s}{3,7 d} \right). \quad (6.27)$$

И, наконец, при больших числах Re толщина ламинарной пленки очень мала, выступы шероховатости обтекаются турбулентным потоком с вихре-

образованием за каждым выступом. Коэффициент гидравлического трения в этом случае не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только относительной эквивалентной шероховатостью. Потери напора пропорциональны скорости во второй степени.

Для этих условий коэффициент гидравлического трения определяется:

по формуле Никурадзе
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{r}{\Delta_э} + 1,74; \quad (6.28)$$

формуле Шифринсона
$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25} \quad (6.29)$$

и другим.

Наиболее полные исследования по определению зависимости коэффициента λ от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости были выполнены И. Никурадзе.

И. Никурадзе испытал ряд труб с искусственно созданной шероховатостью на их внутренней поверхности. Шероховатость была получена путем приклейки песчинок определенного размера, полученных просеиванием через сита. Такая шероховатость называется равномерно зернистой. Испытания были проведены при широком диапазоне относительных шероховатостей $\left(\frac{\Delta_э}{d} = \frac{1}{500} \div \frac{1}{15} \right)$, а также чисел Рейнольдса $(Re = 500 \div 10^6)$.

Данные опытов И. Никурадзе изобразил на графике, где по оси абсцисс откладывались логарифмы величин Re , а по оси ординат – логарифмы 100λ при различных значениях относительных шероховатостей (рис. 6.6).

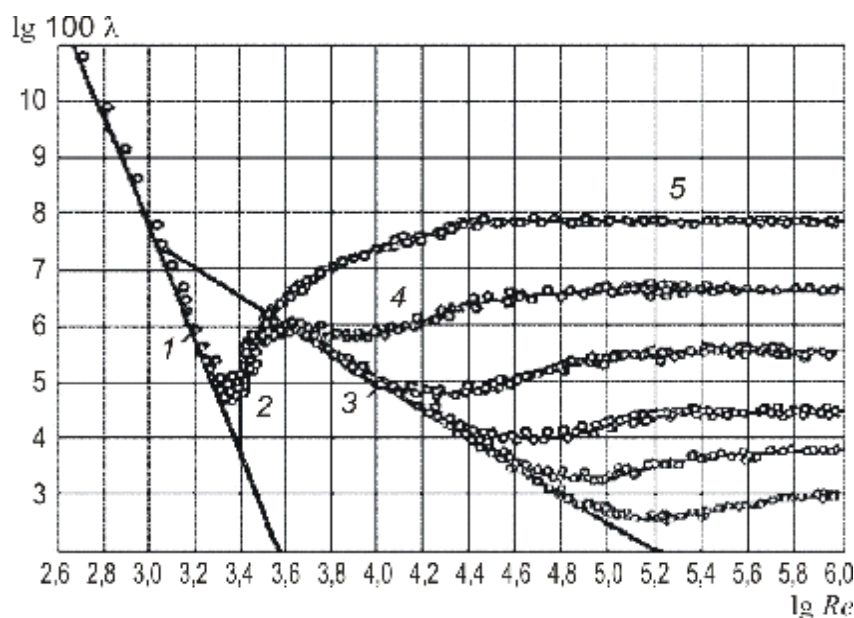


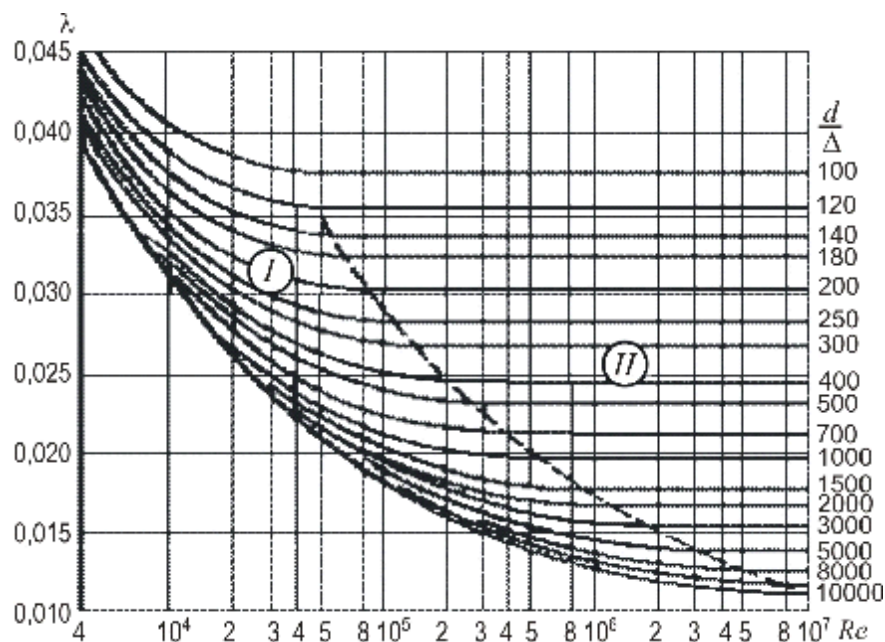
Рис. 6.6. График Никурадзе

При $Re < 2300$ ($\lg Re < 3,36$) – прямая 1 – имеет место ламинарный режим и λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости стенок.

При $Re \geq 2300 \div 4000$ ($\lg Re = 3,36 \div 3,6$) – участок 2 – наблюдается быстрый переход от ламинарного режима к турбулентному. Далее начинается прямая 3, характеризующая зависимость λ от числа Рейнольдса для гидравлически «гладких» труб, у которых величина выступов шероховатостей меньше толщины ламинарной пристенной пленки. Далее кривые зависимости λ от Re расходятся. Участки кривых 4 характеризуют собой переход от гидравлически «гладких» труб к гидравлически «шероховатым» трубам 5, т. е. в зоне 4–5 коэффициент гидравлического трения λ зависит как от шероховатости, так и от Re .

Последняя область 5 представлена линиями, параллельными оси абсцисс, что свидетельствует о том, что здесь коэффициент гидравлического трения зависит только от шероховатости. Эту область обычно называют областью квадратичного сопротивления, так как потери напора по длине пропорциональны квадрату скорости.

Для труб с естественной шероховатостью закон изменения λ от Re получается несколько иным, без подъема кривых после отклонения их от линии гладких труб. Различие объясняется тем, что в трубах с естественной шероховатостью выступы шероховатости имеют различную высоту и при увеличении числа Рейнольдса начинают выступать за пределы ламинарного слоя не одновременно, а при разных Re . Поэтому переход от линии «гладких» труб к горизонтальным прямым, соответствующим квадратичному закону, происходит более плавно, без провала кривых, что наглядно представлено на графике Г. А. Мурина (рис. 6.7).



6.3. Лабораторная установка

Схема и описание лабораторной установки приведены в подразд. 4.3.

6.4. Порядок выполнения работы

1. С помощью крана 8 установить произвольный расход воды в трубопроводе.
2. Повернуть на 90° кран 9. Определить изменение уровня воды в мерном баке h , см, за время T , с, время должно быть не менее 1 минуты.
3. Записать показания первых двух пьезометров Π_1 и Π_2 .
4. Повернуть кран 9 в исходное положение и опорожнить мерный бак 4.
5. С помощью крана 8 изменить расход воды в трубопроводе и повторить измерения, провести 5÷7 опытов для каждой подгруппы.
6. Измерить температуру воды t , $^\circ\text{C}$.

6.5. Обработка результатов

1. По измеренной температуре воды определить коэффициент кинематической вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 t + 0,000221 t^2}. \quad (6.30)$$

2. Определить объем воды в мерном баке за время опыта, см^3 ,

$$W = 476 h. \quad (6.31)$$

3. Определить расход воды в трубе, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q = W : T. \quad (6.32)$$

4. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785 d^2$ определить среднюю скорость, $\text{см}/\text{с}$,

$$v = \frac{Q}{0,785 d^2}. \quad (6.33)$$

5. Определить потери напора по длине, см,

$$h_l = \Pi_1 - \Pi_2. \quad (6.34)$$

6. Определить экспериментальное значение коэффициента гидравлического трения

$$\lambda_{\text{э}} = \frac{h_l d 2g}{lv^2}. \quad (6.35)$$

7. Определить число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}. \quad (6.36)$$

8. Ориентируясь на значение числа Рейнольдса, вычислить теоретические значения коэффициента гидравлического трения:

$$Re \leq 2300, \quad \lambda_T = \frac{64}{Re}; \quad (6.37)$$

$$2300 \leq Re \leq 4000, \quad \lambda_T = 1,47 \cdot 10^{-5} Re; \quad (6.38)$$

$$Re > 4000, \quad \lambda_T = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}. \quad (6.39)$$

9. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№ п/п	П ₁ , см	П ₂ , см	h, см	T, с	W, см ³	Q, см ³ /с	v ₁ , см/с	h _l , см	Re	λ _э	λ _Т	lgRe	lg(100λ _э)	lg(100λ _Т)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1														
:														
7														

10. Построить графики $\lg(100\lambda_{\text{э}}) = f(\lg Re)$ и $\lg(100\lambda_T) = f(\lg Re)$.

6.6. Контрольные вопросы

1. Оказывает ли влияние режим движения жидкости на потери напора по длине?

2. По какому закону изменяются скорости в сечении при ламинарном режиме движения в трубе круглого сечения?

3. По какому закону изменяются касательные напряжения в трубе круглого сечения?

4. Как связаны средняя и максимальная скорости в поперечном сечении круглой трубы при ламинарном режиме движения?

5. Как изменится коэффициент гидравлического трения при увеличении температуры транспортируемой с постоянным расходом жидкости при ламинарном режиме движения?

6. Как изменится коэффициент λ в квадратичной области сопротивления при увеличении температуры?
7. Как сказывается влияние относительной шероховатости в области гидравлически «гладких» труб?
8. Как изменится коэффициент λ с увеличением скорости в переходной области?
9. Во сколько раз изменятся потери напора при ламинарном режиме, если расход увеличится в 2 раза?
10. Во сколько раз изменятся потери напора в области квадратичного сопротивления, если расход уменьшить в два раза?
11. Во сколько раз изменятся коэффициент λ в квадратичной области сопротивления при увеличении расхода в два раза?
12. Что такое эквивалентная шероховатость?
13. Почему значение λ , полученное в опытах Г.А. Мурина, отличается от значений λ в опытах И. Никурадзе?
14. Как изменится коэффициент λ при увеличении абсолютной шероховатости Δ , если режим движения ламинарный?
15. Как изменится коэффициент λ в области гидравлически «шероховатых» труб при увеличении относительной шероховатости?

Лабораторная работа № 7

ИССЛЕДОВАНИЯ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА

7.1. Цель работы

Экспериментально определить коэффициенты местных сопротивлений.

7.2. Теоретические сведения

Местные потери напора – это потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями, т. е. такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения поперечных размеров или конфигурации происходит деформация потока.

Всякая перестройка структуры потока связана с появлением дополнительных касательных напряжений, причиной которых являются возникающие в потоке дополнительные вихреобразования.

Местные потери энергии имеют ту же физическую природу, что и потери по длине, это результат преобразования части механической энергии в тепловую за счет преодоления касательных напряжений трения.

Основные виды местных потерь напора можно условно подразделить на ряд групп, соответствующих определенным видам местных сопротивле-

ний:

- потери, связанные с изменением поперечного сечения потока (внезапное или плавное расширение и сужение);
- потери, вызванные изменением направления потока (колена, угольники, отводы);
- потери, связанные с протеканием жидкости через арматуру различного типа (краны, вентили, задвижки, заслонки, приемные и обратные клапаны, сетки, фильтры);
- потери, связанные с разделением и слиянием потоков (тройники, крестовины).

Общим для всех видов местных сопротивлений является:

- искривление линий тока;
- изменение площади живого сечения;
- отрыв основной струи от стенок с образованием водоворотных зон;
- повышение пульсации скорости и давления.

Местные потери напора определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (7.1)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент местного сопротивления зависит в основном от формы местного сопротивления и его геометрических размеров.

Теоретически достаточно точно коэффициент местного сопротивления при турбулентном режиме движения можно определить для внезапного расширения, когда труба диаметром d_1 переходит в трубу с большим диаметром d_2 ($d_2 > d_1$). Струя, выходящая из первой трубы, на некоторой длине расширяется и в сечении 2–2 заполняет все поперечное сечение второй трубы (рис. 7.1).

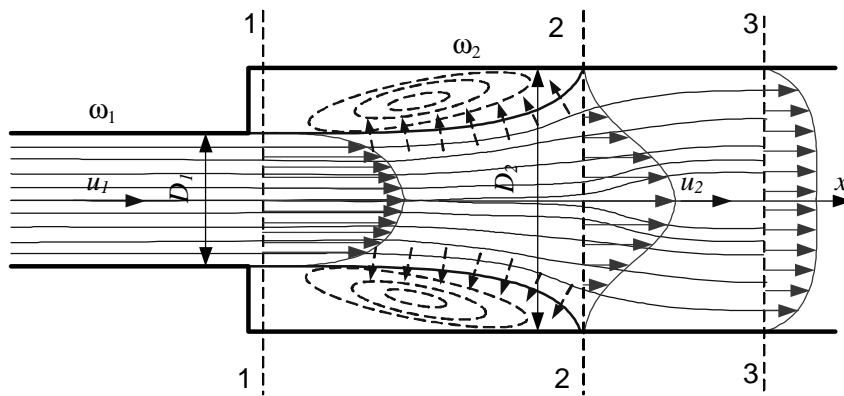


Рис. 7.1. Внезапное расширение струи

Расширение струи сопровождается отрывом ее от стенок и образовани-

ем водоворотной зоны, имеющей кольцевую форму. В водоворотной зоне образуются вихри, происходит непрерывный обмен частицами жидкости между основным потоком и завихренной его частью. Основной вихрь порождает другие, более мелкие вихри, что и является причиной потерь энергии, т. е. местных потерь напора $h_{\text{в.п.}}$. Обозначим давление, скорость и площадь потока в сечении 1–1 через p_1 , v_1 , ω_1 , а в сечении 2–2 – через p_2 , v_2 , ω_2 (рис. 7.1). Будем считать, что распределение скоростей в сечениях 1–1 и 2–2 равномерное, т. е. $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, касательное напряжение на стенке трубы между сечениями равно нулю, давление p_1 в сечении 1–1 действует по всей площади ω_2 .

Запишем для данных сечений уравнение Бернулли с учетом, что $z_1 = z_2 = 0$:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{в.п.}} \quad (7.2)$$

Тогда

$$h_{\text{в.п.}} = \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right). \quad (7.3)$$

Согласно закону, изменение количества движения отсека жидкости между сечениями 1–1 и 2–2 равно импульсу сил, действующих на этот отсек. Проекция на ось X изменения количества движения определяется по формуле

$$\Delta(KD)_x = \rho Q (v_2 - v_1) dt. \quad (7.4)$$

Исходя из ранее принятого допущения, на рассматриваемый отсек жидкости действуют только силы гидродинамического давления, проектируемые на ось X ,

$$(IC)_x = (\omega_2 p_1 - \omega_2 p_2) dt. \quad (7.5)$$

Приравнявая выражения (7.4) и (7.5), получаем

$$(p_1 - p_2) \omega_2 = \rho Q (v_2 - v_1). \quad (7.6)$$

Разделим левую и правую часть уравнения (7.6) на $\rho g \omega_2$ и, учитывая, что $Q : \omega_2 = v_2$, преобразуем его:

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2(v_2 - v_1)}{g}. \quad (7.7)$$

Умножив и разделив правую часть уравнения (7.7) на 2, подставим ее в уравнение (7.3):

$$h_{\text{в.п}} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{2v_2(v_2 - v_1)}{2g}. \quad (7.8)$$

После преобразования окончательно имеем

$$h_{\text{в.п}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (7.9)$$

Формула (7.9) называется формулой Борда¹. Согласно ей потери напора при внезапном расширении равны скоростному напору потерянной скорости, так как разность $(v_1 - v_2)$ называют потерянной скоростью.

Выражение (7.9) можно привести к другому виду. Выразим первую скорость через вторую, используя уравнение расхода:

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2; \quad v_1 = \frac{v_2 \omega_2}{\omega_1}. \quad (7.10)$$

Тогда

$$h_{\text{в.п}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (7.11)$$

Обозначив

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \zeta_{\text{в.п}}, \quad (7.12)$$

где $\zeta_{\text{в.п}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления при внезапном расширении потока, окончательно получим

$$h_{\text{в.п}} = \zeta_{\text{в.п}} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (7.13)$$

Формула (7.9) может быть преобразована в отличную от (7.11) зависимость, если выразить вторую скорость через первую:

$$h_{\text{в.п}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g}. \quad (7.14)$$

Обозначив

$$\left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \zeta'_{\text{в.п}}, \quad (7.15)$$

окончательно получим

$$h_{\text{в.п}} = \zeta'_{\text{в.п}} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (7.16)$$

¹ Жан Шарль Борда (1733–1799) – французский физик и геодезист. Член Парижской академии наук. Служил офицером в армии, затем на флоте. Предложил (1766) особую насадку, названную его именем, для увеличения расхода жидкости, вытекающей из сосуда, при заданном сечении выходного отверстия. Доказал носящую его имя теорему в гидравлике об ударе струи жидкости или газа.

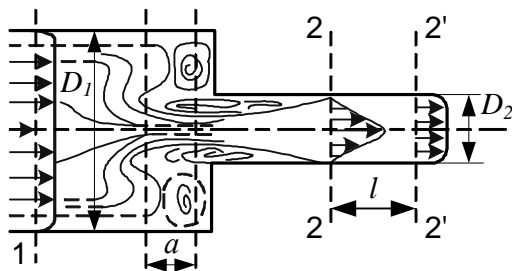


Рис. 7.2. Внезапное сжатие потока

Рассмотрим внезапное сужение, т. е. переход трубы диаметром d_1 в трубу меньшего диаметра d_2 (рис. 7.2).

При переходе из трубы большего диаметра происходит сжатие потока до $\omega_{сж}$, а затем наступает его расширение до ω_2 . Многочисленные исследования показали, что потери напора на участке сжатия (от ω_1 до $\omega_{сж}$) пренебрежимо малы по сравнению с потерями напора на участке

расширения (от $\omega_{сж}$ до ω_2). Поэтому потери напора при входном сужении могут быть найдены по формуле Борда

$$h_{в.с} = \frac{(v_{в.с} - v_2)^2}{2g}. \quad (7.17)$$

Из уравнения неразрывности потока определим

$$v_{в.с} = \frac{\omega_2}{\omega_{в.с}} v_2. \quad (7.18)$$

Используя понятие коэффициента сжатия струи $\varepsilon = \omega_{в.с} : \omega_2$, преобразуем выражение (7.17):

$$h_{в.с} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (7.19)$$

Обозначив

$$\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = \zeta_{в.с}, \quad (7.20)$$

окончательно получим

$$h_{в.с} = \zeta_{в.с} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (7.21)$$

где $\zeta_{в.с}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении потока.

Коэффициент сжатия струи ε зависит от степени сжатия потока $n = \omega_2 : \omega_1$.

Значение ζ для различных видов местных сопротивлений находят экспериментально и выражают в виде эмпирических формул, графиков или в табличной форме. Причем эти значения приводятся, как правило, для скорости за местным сопротивлением.

Как показали экспериментальные исследования, коэффициент местного сопротивления зависит не только от вида самого местного сопротивления, но и от режима движения жидкости, т. е. от числа Рейнольдса. Наибольшие

изменения коэффициент ζ от числа Re претерпевает в области ламинарного режима. При малых значениях Re жидкость протекает через местное сопротивление без отрыва, потери напора обусловлены непосредственным действием сил вязкого трения и пропорциональны скорости в первой степени. Коэффициент местного сопротивления

$$\zeta = \frac{A}{Re}, \quad (7.22)$$

где A – коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления и степени стеснения потока.

При турбулентном режиме зависимость ζ от Re настолько незначительна, что ей можно пренебречь и считать ζ зависимым только от характера и конструктивного оформления местного сопротивления.

Потери напора зависят от квадрата скорости, а коэффициент местного сопротивления принимает значение $\zeta_{в.с}$ коэффициента, соответствующего квадратичной области.

Для области между ламинарным режимом и турбулентным режимом значения коэффициента местного сопротивления можно определять по формуле

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{кв}. \quad (7.23)$$

Значения A и $\zeta_{кв}$ приведены в прил. 5. Эти значения относятся к сопротивлениям, находящимся на значительном расстоянии (до 20÷40 диаметров) одно от другого. При близком расположении местных сопротивлений их необходимо рассматривать как единое сложное сопротивление.

7.3. Лабораторная установка

Схема и описание лабораторной установки приведены в подразд. 4.3.

7.4. Порядок выполнения работы

1. С помощью крана 8 установить малую скорость движения воды в трубе.
2. Измерить температуру воды t , °С.
3. Повернуть на 90° кран 9. Определить изменение уровня воды в мерном баке h , см, за время T , с, время должно быть не менее 1 минуты.
4. Записать показания пьезометров Π_4 , Π_7 , Π_8 , Π_9 .
5. Повернуть кран 9 в исходное положение и опорожнить мерный бак 4.
6. С помощью крана 8 установить несколько большую скорость движения воды в трубе и повторить измерения. Провести 5÷7 опытов для каждой подгруппы.

7.5. Обработка результатов

1. По измеренной температуре воды определить коэффициент кинематической вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 t + 0,000221 t^2}. \quad (7.24)$$

2. Определить объем воды в мерном баке за время опыта, см^3 ,

$$W = 476 h. \quad (7.25)$$

3. Определить расход воды в трубе, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q = W : T. \quad (7.26)$$

4. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785 d^2$ определить среднюю скорость для первого ($d = 10$ мм) и второго ($d = 21,5$ мм) участков трубопровода, $\text{см}/\text{с}$,

$$v = \frac{Q}{0,785 d^2}. \quad (7.27)$$

5. Определить число Рейнольдса

$$Re = \frac{v d}{\nu}. \quad (7.28)$$

6. Определить местные потери на внезапное расширение

$$h_{\text{в.р}} = \left(\Pi_4 + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\Pi_7 + \frac{v_2^2}{2g} \right), \quad (7.29)$$

где $g = 980 \text{ см}/\text{с}^2$

7. Определить коэффициент сопротивления для внезапного расширения

$$\zeta_{\text{в.р}} = \frac{h_{\text{в.р}} \cdot 2g}{v_2^2}. \quad (7.30)$$

8. Определить местные потери на внезапное сужение

$$h_{\text{в.с}} = \left(\Pi_8 + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\Pi_9 + \frac{v_1^2}{2g} \right). \quad (7.31)$$

9. Определить коэффициент сопротивления для внезапного сужения

$$\zeta_{\text{в.с}} = \frac{h_{\text{в.с}} \cdot 2g}{v_1^2}. \quad (7.32)$$

10. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№ п/п	П ₄ , см	П ₇ , см	П ₈ , см	П ₉ , см	h, см	T, с	W, см ³	Q, см ³ /с	v ₁ , см/с	v ₂ , см/с	Re ₁	Re ₂	h _{в.р.} , см	ζ _{в.р.}	h _{в.с.} , см	ζ _{в.с.}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1																
:																
7																

11. Построить в логарифмических координатах графики $\zeta_{в.р.} = f(Re_2)$; $\zeta_{в.с.} = f(Re_1)$.

7.6. Контрольные вопросы

1. Что называется местным сопротивлением?
2. Перечислите основные виды местных потерь напора.
3. Какова физическая природа местных потерь энергии?
4. Как зависят местные потери напора от скорости при ламинарном режиме?
5. Как зависят местные потери напора от скорости при турбулентном режиме в квадратичной области сопротивления?
6. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ для малых чисел Re при увеличении скорости?
7. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления при увеличении скорости?
8. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ для малых чисел Re при уменьшении скорости?
9. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления при уменьшении скорости?
10. От чего зависит коэффициент местного сопротивления ζ при ламинарном режиме?
11. От чего зависит коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления?
12. Оказывает ли влияние местное сопротивление на режим движения?
13. Как определить коэффициент местного сопротивления двух колен, расположенных на расстоянии $5d$ одно от другого?

Лабораторная работа № 8

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛЫХ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

8.1. Цель работы

Экспериментально определить коэффициенты скорости и расхода.

8.2. Теоретические сведения

8.2.1. Истечение жидкости через малое круглое отверстие с тонкой стенкой при постоянном напоре

Отверстие считается малым, если его вертикальный размер не превышает 0,1 глубины погружения отверстия под уровень сосуда, из которого происходит истечение жидкости. Стенка считается тонкой, если вытекающая струя соприкасается лишь с внутренней кромкой стенки и не касается боковой поверхности отверстия.

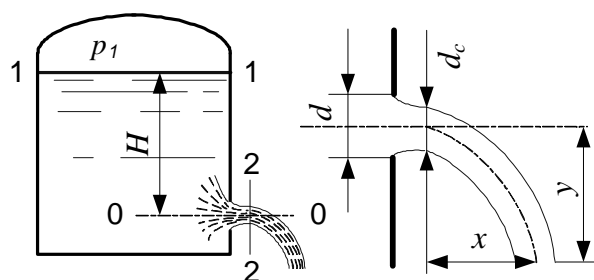


Рис. 8.1. Истечение из малого отверстия в тонкой стенке

Если в боковой стенке сосуда с жидкостью на глубине H под уровнем имеется круглое отверстие диаметром d и площадью ω , то вытекающая струя претерпевает сжатие (рис. 8.1).

Движение струи в сжатом сечении близко к параллельно-струйному. На некотором расстоянии от отверстия, близком к $d : 2$, вытекающая струя получает сжатие поперечного сечения,

характеризуемое уменьшением диаметра и сечения струи до величины $\omega_c \approx \varepsilon \omega$, где ω_c – площадь сечения струи в сжатом сечении (рис. 8.1).

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

$$\varepsilon = \frac{\omega_{сж}}{\omega_{от}}. \quad (8.1)$$

Значение коэффициента сжатия зависит от характера деформации потока. Если струя имеет равное сжатие по всему периметру, то сжатие называется полным, в противном случае сжатие называется неполным. Сжатие также может быть совершенным и несовершенным. Совершенным сжатием называется такое, при котором ни свободная поверхность, ни близлежащие стенки не влияют на сжатие струи. Это будет в том случае, если размер отверстия в 3 раза меньше расстояния до ближайшей стенки резервуара или свободной поверхности.

Для определения скорости истечения и расхода вытекающей через отверстие жидкости выберем два сечения (рис. 8.1): 1–1 – на уровне свободной поверхности в сосуде и 2–2 – в сжатом сечении струи, где движение вновь становится плавно изменяющимся, и применим к ним уравнение Д. Бернулли для потока, проведя ось сравнения через центр отверстия 0–0,

$$\frac{p_1}{\rho g} + H + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta_{om} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (8.2)$$

где $\zeta_{om} \frac{v_2^2}{2g}$ – потеря напора при истечении из отверстия; ζ_{om} – коэффициент сопротивления отверстия; p_1 – давление на свободной поверхности; p_2 – давление среды, в которую вытекает струя; v_1 – скорость движения воды в сечении 1–1.

Обозначим величину $H + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ через H_0 . Эта величина называется напором истечения. Скорость жидкости в поверхностном слое очень мала, поэтому членом $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ можно пренебречь, и тогда $H_0 = H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$.

Окончательно из уравнения Д. Бернулли получим

$$H_0 = \frac{v_2^2}{2g} (\alpha + \zeta_{om}), \quad (8.3)$$

откуда скорость истечения

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{om}}} \sqrt{2g H_0}. \quad (8.4)$$

Величина $\frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{om}}} = \varphi$ называется коэффициентом скорости

$$v = \varphi \sqrt{2g H_0}. \quad (8.5)$$

Для малого круглого отверстия для воды коэффициент скорости составляет $\varphi = 0,97 \div 0,98$. Для идеальной жидкости $\varphi = 1$. В этом случае формула (8.5) имеет вид $v = \sqrt{2g H_0}$. Эта формула называется формулой Торричелли.¹

Для определения расхода, вытекающего через отверстие, умножим скорость истечения на площадь сжатого сечения:

$$Q = v \omega_{сж} = \varepsilon \varphi \omega_{om} \sqrt{2g H_0}. \quad (8.6)$$

¹ Эванджелиста Торричелли (1602–1647) – итальянский физик. В 1643 г. получил формулу расчета скорости истечения жидкости из отверстия в сосуде под действием силы тяжести $v = k \sqrt{H}$.

Обозначив ε φ через μ , где μ – коэффициент расхода, окончательно получим

$$Q = \mu \omega_{om} \sqrt{2 g H_0}. \quad (8.7)$$

Значение коэффициента расхода μ зависит от степени сжатия струи. При всестороннем совершенном сжатии $\varepsilon \approx 0,64$, $\mu \approx 0,62$.

Увеличение размеров отверстия и напора, при котором происходит истечение, приводит к уменьшению коэффициента расхода μ . Изменение температуры мало влияет на коэффициент расхода для воды.

В зависимости от формы отверстия, через которое происходит истечение, форма поперечного сечения струи имеет самый разнообразный вид (рис. 8.2).

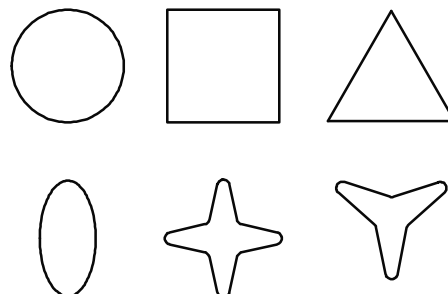


Рис. 8.2. Форма поперечного сечения струи

Так, например, поперечное сечение струи, вытекающей через квадратное отверстие, имеет вид креста с четырьмя тонкими ребрами, через круглое – эллиптическую форму. Это явление называется инверсией струи.

Форма вытекающей струи в вертикальной плоскости (см. рис. 8.1) определяется уравнениями:

$$x = vt; \quad y = \frac{g t^2}{2}, \quad (8.7)$$

где t – время; v – скорость истечения, определяемая по формуле (8.5).

Исключив t , получим уравнение оси струи $x^2 = 4\varphi^2 H_0 y$, т. е. уравнение параболы.

8.2.2. Истечение жидкости через насадки

Насадком называется короткая труба, присоединенная к отверстию в тонкой стенке.

Насадки делятся на три основных вида: цилиндрические, конические и коноидальные (рис. 8.3). Цилиндрические насадки – это цилиндрические патрубки длиной порядка трех-четырех диаметров. Они делятся на внешние и внутренние. Конические насадки разделяются на расходящиеся, в которых вдоль струи увеличиваются размеры поперечного сечения (диффузоры), и сходящиеся, в которых вдоль струи размеры поперечного сечения уменьшаются (конфузоры).

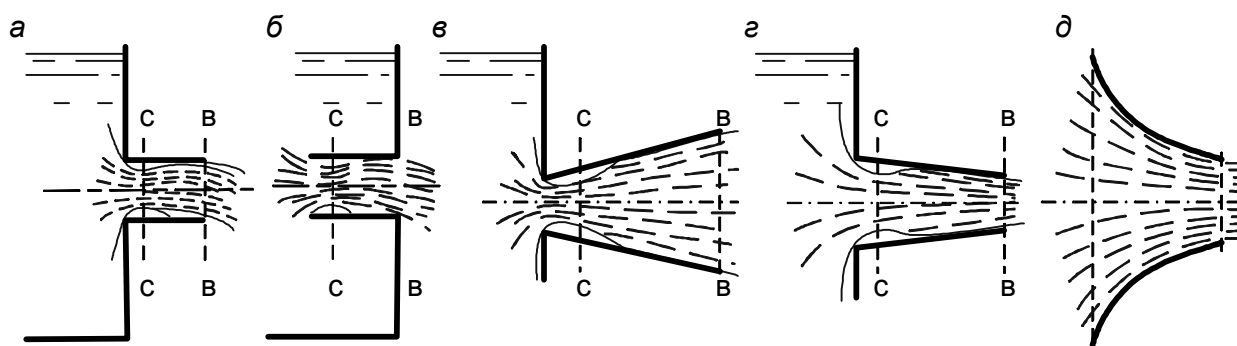


Рис. 8.3. Виды насадков: а – внешний цилиндрический; б – внутренний цилиндрический; в – конический расходящийся; г – конический сходящийся; д – коноидальный

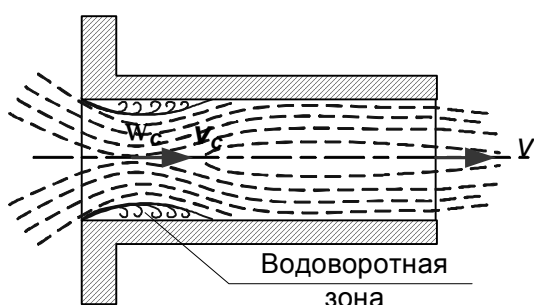


Рис. 8.4. Схема движения потока

В насадке поток состоит из двух самостоятельных частей: центральной, где частицы жидкости перемещаются только поступательно, и окружающей ее водоворотной зоны, где частицы жидкости совершают вращательное движение, а вся зона представляет собой завихренное пространство (рис. 8.4).

В водоворотной зоне находятся жидкость, выделившиеся из нее пары и растворенные газы. Завихренная зона образуется в результате изгиба линий токов, вызванного условиями входа жидкости в отверстие. Струя заполняет все сечение насадка не сразу, а лишь на некотором расстоянии от входного отверстия. Зажатый в завихренной зоне воздух довольно быстро увлекается потоком, и во входном участке насадка образуется вакуум, величина которого зависит от скорости движения жидкости или, по существу, от напора. Вследствие разрежения (вакуума) жидкость подсасывается из резервуара: скорость протекания жидкости возрастает ввиду увеличения полного напора, складывающегося из напора над центром тяжести входного отверстия и величины вакуума в сжатом сечении. Вакуум, в свою очередь, несколько расширяет сжатое сечение. Повышение скорости протекания жидкости через входное отверстие и увеличение площади сжатого сечения вызывают возрастание расхода через насадок по сравнению с истечением через отверстие. При насадках длиной больше $40 \div 50 d$ эффект подсосывания не компенсирует возрастающие гидравлические потери по длине насадки, и расход жидкости через такой насадок оказывается равным или меньше расхода через отверстие.

Основными параметрами при истечении жидкости через насадки являются скорость и расход, которые определяются по тем же формулам, что и для отверстий в тонкой стенке, но со своими величинами коэффициентов скорости ϕ и расхода μ для каждого типа насадка.

Внешние цилиндрические насадки. На основании уравнения Д. Бернулли для двух сечений (рис. 8.5): 1–1 по свободной поверхности в резервуаре и 2–2 по входному сечению насадка относительно плоскости сравнения 0–0, проходящей через ось насадка, получим

$$H_0 = \frac{v^2}{2g} (\alpha + \sum \zeta), \quad (8.8)$$

где $\sum \zeta$ – сумма всех коэффициентов сопротивления, характеризующих потери напора при протекании жидкости через насадок.

Эти потери складываются из потерь напора на сужение струи до ее сжатого сечения, потерь на расширение струи за сжатым сечением и на трение по длине насадка. Поэтому суммарный коэффициент сопротивления

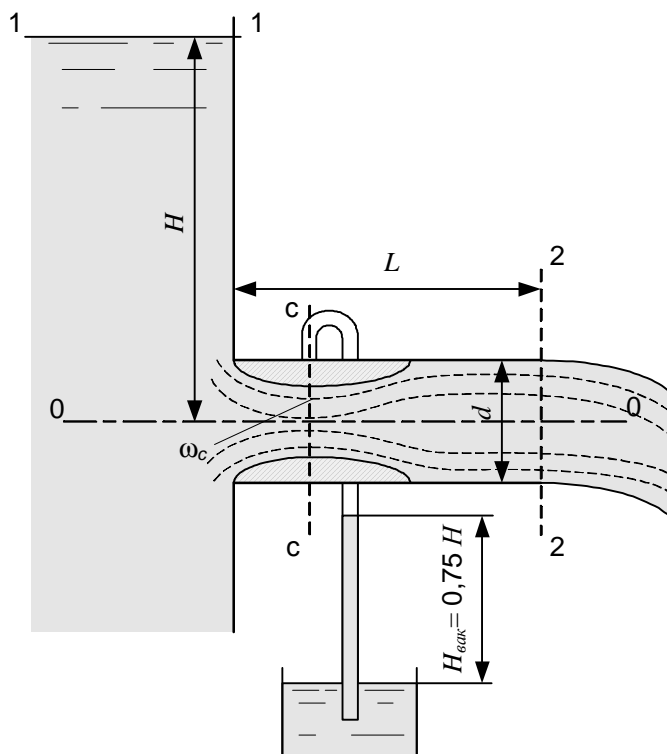


Рис. 8.5. Внешний цилиндрический насадок

Подставив в уравнение значение $\sum \zeta$, найдем скорость истечения

$$v = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{l}{d}}} \sqrt{2gH_0} = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (8.10)$$

где коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{l}{d}}}. \quad (8.11)$$

Так как на выходе насадок работает полным сечением, коэффициент сжатия струи ε будет равен единице, а коэффициент расхода $\mu = \varepsilon \varphi = \varphi$.

Расход определяется по формуле

$$Q = v \omega = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_0} = \mu \omega \sqrt{2gH_0}.$$

Наибольшими значениями коэффициентов расхода и скорости внешний цилиндрический насадок обладает при длине $(3 \div 4) d$. В данном случае эти

величины равны 0,82. Внешний цилиндрический насадок такой длины называется насадком Вентури. Вакуум в насадке достигает наибольшего значения в сжатом сечении, что можно установить опытным путем и теоретически. Если к зоне сжатия струи присоединить жидкостный вакуумметр, то жидкость в трубке поднимется на высоту $h_v \approx 0,75 H$.

Для определения величины вакуума теоретически составим уравнение Д. Бернулли для сжатого сечения с–с и выходного сечения 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 по оси насадка:

$$\frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v_2^2}{2g}. \quad (8.12)$$

После всех преобразований получим

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{p_e}{\rho g} = h_{\text{вак}} = 2\varphi^2 H_0 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \approx 0,75 H_0, \quad (8.13)$$

где H_0 – полный напор при истечении.

Однако, как показывают опытные данные, при вакууме более 8,0 м вод. ст. начинается засасывание воздуха в насадок через выходное сечение; происходит срыв вакуума за счет частичного или полного отрыва струи жидкости от внутренней стенки насадка. Действующий напор понижается, уменьшается коэффициент расхода μ , а следовательно, и пропускаемый расход. Насадок начинает работать как простое отверстие. Цилиндрические насадки широко применяются на практике. Так, насадки данного типа используются в качестве выпусков воды в плотинах и водопроводных труб под насыпями и т. д.

Конически расходящиеся насадки. В конически расходящихся насадках в области сжатого сечения создается вакуум бóльшей величины, но величина вакуума зависит от угла конусности. При большом угле конусности возможен отрыв струи от стенок насадка, и, следовательно, срыв вакуума. Опытами установлено, что оптимальный угол конусности составляет $5 \div 7^\circ$, коэффициент расхода μ и скорости φ равны: $\mu = \varphi = 0,5$.

Конически расходящиеся насадки за счет расширения потока отличаются от всех других видов насадков значительно бóльшими потерями напора, малыми скоростями выхода. Следовательно, их отличительными особенностями являются: значительный вакуум, большая пропускная способность (большой расход Q) при относительно малых выходных скоростях. Используют эти насадки в водоструйных и пароструйных насосах (эжектор и инжектор), гидроэлеваторах и т. п.

Конически сходящиеся насадки. Конически сходящиеся насадки имеют форму конуса, сходящегося по направлению к выходному сечению. Для этих насадков коэффициенты μ и φ не равны между собой и зависят от угла

конусности насадка. Наибольшее значение коэффициента расхода $\mu = 0,946$ соответствует углу конусности $\theta = 13^{\circ}24'$.

Коэффициент скорости φ по мере возрастания угла конусности непрерывно возрастает от 0,829 до 0,984. При угле конусности $13 \div 14^{\circ}$ потери напора на расширение исчезают, так как сжатое сечение приближается по величине к выходному. Вакуума нет, поскольку скорость струи в сжатом сечении не больше выходной скорости. Основное назначение этих насадков – увеличивать скорость выхода жидкости, т. е. создавать струю, обладающую большой удельной кинетической энергией. Струя, выходящая из насадка, отличается компактностью и способностью на длительном расстоянии сохранять свою форму, не распадаясь. Поэтому их применяют в качестве сопел гидромониторов, гидравлических турбин, наконечников пожарных брандспойтов и т. п.

Коноидальные насадки. Коноидальный насадок очерчивается по форме вытекающей струи. Его входной участок выполняется по сложной поверхности двоякой кривизны, а выходной имеет цилиндрическую форму. Коэффициенты расхода μ и скорости φ равны между собой и принимаются в интервале $0,97 \div 0,99$ в зависимости от напора и качества обработки внутренней поверхности насадка.

8.3. Лабораторная установка

Экспериментальная установка, показанная на рис. 8.6, состоит из напорного бака 2 и мерного резервуара 3. В торцевой стенке напорного бака, питающегося от городского водопровода 12, устроено гнездо 1. Гнездо состоит из короткой трубы с внутренним упором для съемных диафрагм и насадок. Изнутри напорного бака гнездо перекрывается затвором 8. Напор истечения устанавливается по пьезометру 5 и поддерживается на постоянном уровне с помощью клапана 4. Количество воды, поступающей в бак, определяется по пьезометру 6. Координаты оси струи 7 измеряются по горизонтали с помощью шкалы 10; по вертикали – с помощью шкалы 11, закрепленной на ползуне 13.

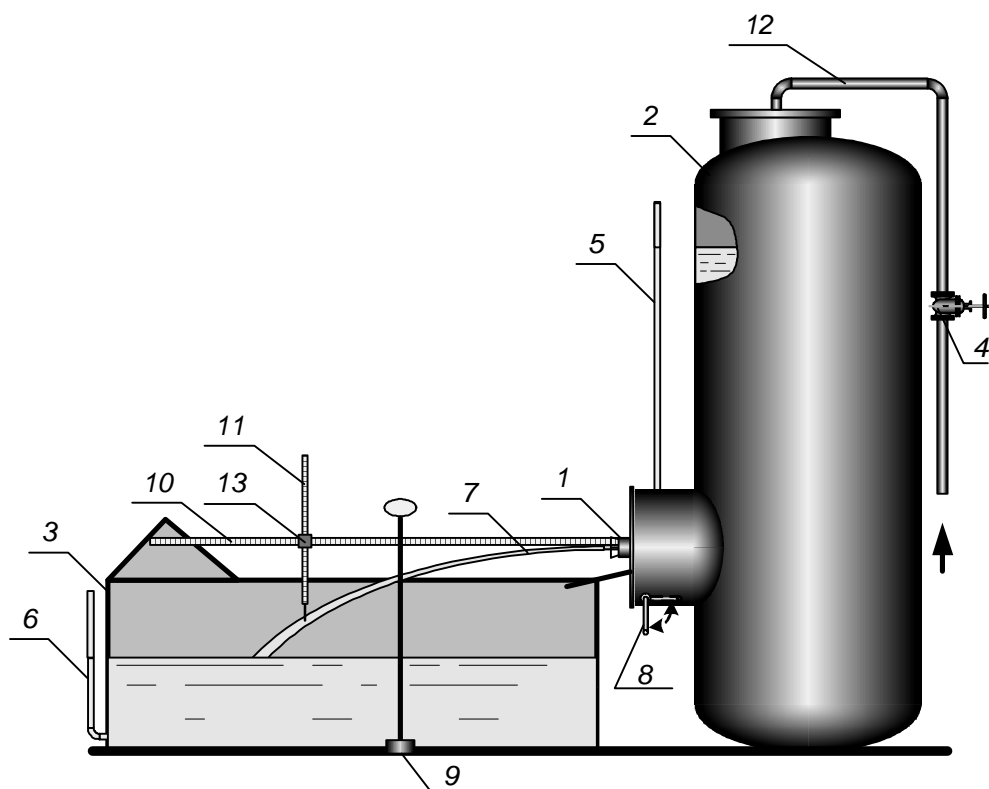


Рис. 8.6. Схема лабораторной установки: 1 – гнездо; 2 – напорный бак; 3 – мерный резервуар; 4 – клапан; 5, 6 – пьезометры; 7 – струя; 8 – затвор; 9 – выпускное отверстие; 10, 11 – шкалы; 12 – водопровод; 13 – ползун

8.4. Порядок выполнения работы

1. Установить исследуемую диафрагму с отверстием или насадок.
2. Установить напор истечения и поддерживать его постоянным в течение опыта при помощи клапана 4.
3. Открыть затвор 8, поворотом ручки на 90° по часовой стрелке.
4. Зафиксировать показание пьезометра 6 и включить секундомер.
5. Произвести измерение координат оси струи в трех точках.
6. По окончании опыта продолжительностью не менее 60 с зафиксировать показание пьезометра 6 и остановить секундомер.
7. Изменить напор истечения и повторить п. 3–6. Выполнить не менее 9 опытов.

8.5. Обработка результатов

1. Определить расход истечения жидкости, л/с,

$$Q = \frac{\Delta W}{t}, \quad (8.14)$$

где ΔW – объем воды в мерном резервуаре, л; t – время проведения опыта, с.

2. Вычислить коэффициенты скорости

$$\varphi_i = \frac{x_i}{2\sqrt{H} y_i}, \quad (8.15)$$

где x_i, y_i – координаты оси струи i -й точки, см; H – напор истечения, см.

3. Найти среднее значение коэффициента скорости

$$\varphi_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^3 \varphi_i}{3}. \quad (8.16)$$

4. Определить значение коэффициента расхода

$$\mu = \frac{1000 Q}{0,785 d^2 \sqrt{2 g H}}, \quad (8.17)$$

где d – диаметр малого отверстия или цилиндрического насадка, см; g – ускорение свободного падения, $g = 980 \text{ см/с}^2$.

5. По измеренной температуре воды t определить коэффициент кинематической вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 t + 0,000221 t^2}. \quad (8.18)$$

6. Вычислить число Рейнольдса

$$Re = \frac{Q}{0,785 d \nu}. \quad (8.19)$$

7. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№ п/п	H , см	W , см ³	t , с	x_1 , см	y_1 , см	x_2 , см	y_2 , см	x_3 , см	y_3 , см	Q , л/с	φ_1	φ_2	φ_3	φ_{cp}	μ	Re
Малое отверстие																
1																
..																
N																

Окончание табл. 8.1

№ п/п	H , см	W , см ³	t , с	x_1 , см	y_1 , см	x_2 , см	y_2 , см	x_3 , см	y_3 , см	Q , л/с	φ_1	φ_2	φ_3	φ_{cp}	μ	Re
Внешний насадок																
1																

..																	
N																	

8. Построить графики зависимости коэффициентов скорости и расхода от десятичного логарифма числа Рейнольдса.

8.6. Контрольные вопросы

1. Что называется малым отверстием?
2. Как изменяется коэффициент расхода при увеличении числа Рейнольдса?
3. Как зависит коэффициент скорости от числа Рейнольдса?
4. Как изменяется скорость истечения при увеличении температуры воды?
5. В чем состоит отличие полного сжатия от неполного?
6. Что такое совершенное и несовершенное сжатие?
7. Почему при истечении из отверстия происходит сжатие струи?
8. В каком случае расход истечения больше (при совершенном сжатии или несовершенном) и почему?
9. Что такое инверсия струи? Какова причина возникновения явления?
10. Как изменяется коэффициент расхода в квадратичной области при увеличении напора истечения?
11. Как изменяется коэффициент расхода в квадратичной области при увеличении температуры воды?
12. Чему равно произведение коэффициента скорости на коэффициент сжатия струи?
13. Что называется насадком? Приведите классификацию насадков.
14. Почему происходит увеличение пропускной способности цилиндрического насадка по сравнению с отверстием такого же диаметра?
15. За счет чего пропускная способность конического расходящегося насадка больше цилиндрического?
16. Почему минимальная длина насадка ограничена 3,5 диаметра?
17. Как определить предельную величину вакуума в сжатом сечении?
18. Почему ограничивается напор истечения через насадки?
19. Как определить предельную длину насадка?
20. Назовите существенный недостаток коноидального насадка.
21. Как определить дальность полета струи из горизонтального цилиндрического насадка?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Материал, изложенный в пособии, поможет студентам последовательно изучать основные законы равновесия и движения жидкости. Рассмотрен обширный круг теоретических и практических вопросов, которые должны

изучить студенты для лучшего понимания сути различных гидравлических явлений и процессов.

Методическое построение учебного пособия дает возможность студентам изучать основные законы в их взаимной связи. По каждому разделу изложены теоретические, практические и справочные материалы, необходимые для самостоятельного гидравлического расчета водопроводных, дорожно-мостовых и гидротехнических сооружений. Рекомендуем также ознакомиться с литературой [1–7].

Авторы выражают надежду, что учебное пособие будет полезно студентам при изучении не только дисциплины «Гидравлика», но и других специальных дисциплин, таких как «Водоснабжение», «Водоотведение», «Гидрология» и др.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1**МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ КЛАССЫ СЧЕТЧИКОВ
(ПО КЛАССИФИКАЦИИ ИСО)**

Класс	Характеристика	Номинальный расход, м ³ /ч	
		Менее 15	Более 15
А	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,040	0,080
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,100	0,300
В	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,020	0,030
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,080	0,200
С	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,010	0,005
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,015	0,015

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КРЫЛЬЧАТЫХ СЧЕТЧИКОВ ВОДЫ (ВСКМ) ПО ГОСТ 6019–83

Параметр		Диаметр условного прохода D_y , мм					
		15	20	25	32	40	50
Расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$	Минимальный	0,03	0,05	0,07	0,1	0,16	0,3
	Переходный	0,15	0,25	0,35	0,5	0,80	1,5
	Эксплуатационный	1,20	2,00	2,80	4,0	6,40	12,0
	Номинальный	1,50	2,50	3,50	5,0	8,00	15,0
	Максимальный	3,00	5,00	7,00	10,0	16,00	30,0
Максимальный объем воды, пропускаемой через счетчик, м^3	За сутки	36	50	70	100	155	290
	За месяц	900	1500	2100	3000	4650	8700
Порог чувствительности не более, $\text{м}^3/\text{ч}$		0,015	0,025	0,035	0,05	0,08	0,15
Максимальный объем воды (наработка), измеренный в течение гарантийного срока (18 мес.), тыс. м^3		16,2	27	37,8	54	83,7	156,6
То же для счетчиков, аттестованных по высшей категории качества		18,9	32,4	43,2	62,1	99,9	186,3
Резьба на штуцерах (трубно-цилиндрическая)		3/4"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИННЫХ СЧЕТЧИКОВ ВОДЫ (СТВ) ПО ГОСТ 14167–83

Параметр		Диаметр условного прохода D_y , мм					
		65	80	100	150	200	250
Расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$	Минимальный	1,5	2	3	4	6	15
	Переходный	6,0	8	12	20	50	80
	Эксплуатационный	17,0	36	65	140	210	380
	Номинальный	35,0	55	90	175	300	500
	Максимальный	70,0	110	180	350	600	1000
Расход при потере давления 0,01 МПа ($0,1 \text{ кгс/см}^2$), $\text{м}^3/\text{ч}$		40	70	130	317	600	850
Максимальный объем воды, пропускаемой через счетчик, м^3	За сутки	0,61	1,3	2,35	5,1	7,6	13,7
	За месяц	12,25	26,0	47,00	100,0	150,0	275,0
Порог чувствительности не более, $\text{м}^3/\text{ч}$		0,6	0,7	1,2	1,6	3	7
Максимальный объем воды (наработка), измеренный в течение гарантийного срока (18 мес.), тыс. м^3		220	468	846	1800	2700	5050
Строительная длина, мм		260	270	300	350	385	395
Масса не более, кг		16	20	25	43	60	70

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ШЕРОХОВАТОСТЬ ТРУБ

Характеристика поверхности труб		Δ , мм
I. Цельнотянутые трубы	Из латуни	0,0015–0,01
	Новые стальные	0,02–0,1
	Стальные, находящиеся в эксплуатации	1,2–1,5
II. Цельносварные стальные трубы	Новые	0,04–0,1
	Бывшие в эксплуатации	0,1–0,15
III. Чугунные трубы	Новые	0,25–1,0
	Новые битумизированные	0,1–0,15
	Бывшие в эксплуатации	1,0–1,5
IV. Бетонные и асбестоцементные трубы	Бетонные трубы при хорошей поверхности с затиркой	0,3–0,8
	Бетонные трубы с шероховатой поверхностью	3,0–9,0
	Новые асбестоцементные трубы	0,05–0,1
	Асбестоцементные трубы, бывшие в эксплуатации	0,6
V. Стекланные трубы	Трубы из чистого стекла	0,0015–0,01

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ A И ζ_{KB} ДЛЯ НЕКОТОРЫХ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Местное сопротивление		A	ζ_{KB}
Пробочный кран		150	0,4
Вентиль	Обыкновенный	3000	6,0
	«Косва»	900	2,5
	Угловой	400	0,8
Шаровой клапан		5000	45,0
Угольник	90°	400	1,4
	135°	600	0,4
Колено 90°		130	0,2
Тройник		150	0,3
Задвижка	Полное открытие	75	0,15
	$n = 0,75$	350	0,2
	$n = 0,5$	1300	2,0
	$n = 0,25$	3000	20,0
Диафрагма	$n = 0,64$	70	1,0
	$n = 0,40$	120	7,0
	$n = 0,16$	500	70,0
	$n = 0,05$	3200	800,0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чугаев, Р.Р. Гидравлика [Текст] : учеб. / Р.Р. Чугаев. – Л. : Энергия, 1982. – 672 с.
2. Константинов, Н.М. Гидравлика, гидрология, гидрометрия. В 2 ч. Ч 1. Общие законы [Текст] : учеб. / Н.М. Константинов, Н.А. Петров, Л.И. Высоцкий. – М. : Высш. шк., 1987. – 304 с.
3. Прозоров, И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация [Текст] : учеб. / И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М. : Высш. шк., 1990. – 443 с.
4. Угинчус, А.А. Гидравлика [Текст] : учеб. / А.А. Угинчус, Е.А. Чугаева. – Л. : Стройиздат, 1971. – 350 с.
5. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика [Текст] : учеб. / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст] : учеб. / Т.М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 422 с.
7. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач [Текст] / под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвиза. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1974. – 416 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Лабораторная работа № 1	
ПОВЕРКА ПРУЖИННОГО МАНОМЕТРА	4
1.1. Цель работы	4
1.2. Теоретические сведения	4
1.2.1. Требования к приборам для измерения давления и их классификация	4
1.2.2. Механические приборы для измерения давления	5
1.2.3. Электрические приборы для измерения давления	8
1.3. Лабораторная установка	10
1.4. Порядок выполнения работы	11
1.5. Обработка результатов	11
1.6. Контрольные вопросы	12
Лабораторная работа № 2	
ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ПОКОЙ ЖИДКОСТИ	13
2.1. Цель работы	13
2.2. Теоретические сведения	13
2.3. Лабораторная установка	19
2.4. Порядок выполнения работы	20
2.5. Обработка результатов	20
2.6. Контрольные вопросы	21
Лабораторная работа № 3	
РАСХОДОМЕРЫ	23
3.1. Цель работы	23
3.2. Теоретические сведения	23
3.2.1. Объемные расходомеры	23
3.2.2. Расходомеры переменного перепада давления	28
3.2.3. Расходомеры постоянного перепада давления	32
3.2.4. Электромагнитные расходомеры	36
3.2.5. Ультразвуковые расходомеры	37
3.3. Лабораторная установка	39
3.4. Порядок выполнения работы	39
3.5. Обработка результатов	40
3.6. Контрольные вопросы	41
Лабораторная работа № 4	
ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ	42

4.1. Цель работы.....	42
4.2. Теоретические сведения.....	43
4.3. Лабораторная установка.....	47
4.4. Порядок выполнения работы	49
4.5. Обработка результатов.....	49
4.6. Контрольные вопросы.....	50
Лабораторная работа № 5	
ДВА РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ	51
5.1. Цель работы.....	51
5.2. Теоретические сведения.....	51
5.3. Лабораторная установка.....	55
5.4. Порядок выполнения работы	55
5.5. Обработка результатов.....	55
5.6. Контрольные вопросы.....	56
Лабораторная работа № 6	
ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ	57
6.1. Цель работы.....	57
6.2. Теоретические сведения.....	57
6.2.1. Природа потерь напора	56
6.2.2. Потери напора по длине при ламинарном режиме движения.....	58
6.2.3. Потери напора по длине при турбулентном режиме движения воды	61
6.3. Лабораторная установка.....	67
6.4. Порядок выполнения работы	67
6.5. Обработка результатов.....	67
6.6. Контрольные вопросы.....	68
Лабораторная работа № 7	
ИССЛЕДОВАНИЯ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА	69
7.1. Цель работы.....	69
7.2. Теоретические сведения.....	69
7.3. Лабораторная установка.....	74
7.4. Порядок выполнения работы	74
7.5. Обработка результатов.....	75
7.6. Контрольные вопросы.....	76
Лабораторная работа № 8	
ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛЫХ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ	77
8.1. Цель работы.....	77
8.2. Теоретические сведения.....	77

8.2.1. Истечение жидкости через малое круглое отверстие с тонкой стенкой при постоянном напоре	77
8.2.2. Истечение жидкости через насадки	79
8.3. Лабораторная установка	83
8.4. Порядок выполнения работы.....	84
8.5. Обработка результатов	84
8.6. Контрольные вопросы	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	86
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Метрологические классы счетчиков (по классификации ИСО).....	88
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Основные параметры крыльчатых счетчиков воды (ВСКМ) по ГОСТ 6019–83	89
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Основные параметры турбинных счетчиков воды (СТВ) по ГОСТ 14167–83	90
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Шероховатость труб.....	91
ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Значения коэффициентов A и ζ_{KB} для некоторых местных сопротивлений	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	93

Учебное издание

Акимов Олег Владимирович
Козак Любовь Васильевна
Акимова Юлия Михайловна

ГИДРАВЛИКА

Учебное пособие

Редактор *Т.М. Яковенко*
Технический редактор *И.А. Нильмаер*

План 2008 г. Поз. 4.10.

Сдано в набор 10.12.2007 г. Подписано в печать 07.03.2008.
Формат 60х84¹/₁₆. Гарнитура Arial. Усл. печ. л. 5,6.
Зак. 42. Тираж 200 экз. Цена 70 р.

Издательство ДВГУПС
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.



О.В. АКИМОВ, Л.В. КОЗАК, Ю.М. АКИМОВА

КАФЕДРА «ГИДРАВЛИКА И ВОДОСНАБЖЕНИЕ»

ГИДРАВЛИКА

Учебное пособие

Хабаровск – 2008