

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра горных машин и комплексов

Составители
В. В. Кузнецов
К. А. Ананьев

ГИДРОМЕХАНИКА

Методические указания к лабораторным работам

Рекомендовано учебно-методической комиссией
специальности 21.05.04 Горное дело
в качестве электронного издания
для использования в образовательном процессе

Кемерово 2020

Рецензент

Маметьев Л. Е. – доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов

Кузнецов Владимир Всеволодович

Ананьев Кирилл Александрович

Гидромеханика : методические указания к лабораторным работам для обучающихся технических специальностей и направлений всех форм обучения / сост. В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев; Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева. – Кемерово, 2020. – Текст : электронный.

Приведен теоретический материал и методические указания для выполнения лабораторных работ по курсу «Гидромеханика».

© Кузбасский государственный
технический университет
имени Т. Ф. Горбачева, 2020

© Кузнецов В. В., Ананьев К. А.,
составление, 2020

Общие положения

В курсе «Гидромеханика» студенты выполняют лабораторные работы, цель которых ознакомить студента с основными законами течения жидкости и научить выполнять несложные экспериментальные исследования и расчеты гидравлических систем.

Требования к выполнению лабораторных работ

Лабораторные работы должны быть результатом самостоятельной и творческой работы студента. Все режимы работы экспериментальных установок задаются, а требуемые замеры выполняются студентом.

Техническое оформление лабораторных работ должно соответствовать ЕСКД.

Отчет по лабораторной работе должен быть написан на одной стороне листов формата А4 и отличаться краткостью и ясностью изложения, без сокращения фраз и ненужных пояснений. В начале отчета должен быть титульный лист установленного образца. По согласованию с преподавателем допускается оформление отчетов в ученических тетрадях.

После защиты лабораторных работ отчет хранится на кафедре.

Содержание отчета по лабораторным работам

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- 1) цель работы;
- 2) схему и краткое описание конструкции экспериментальной лабораторной установки;
- 3) порядок выполнения экспериментов;
- 4) расчетные формулы по обработке результатов замеров;
- 5) таблицу замеров и результатов расчетов, а также необходимые графики и диаграммы.

Приведенные в начале каждой лабораторной работы теоретические положения необходимо изучить перед выполнением экспериментов. В отчет они не включаются.

Меры безопасности при выполнении лабораторных работ

При выполнении лабораторных работ студенты обязаны строго соблюдать инструкцию по технике безопасности, утвержденную для лаборатории гидравлики. Все включения и выключения лабораторных установок осуществляются преподавателем или ответственным лаборантом.

К работе на лабораторной установке студент приступает только после тщательного и полного изучения методических указаний по выполнению конкретной работы и проверки их знаний преподавателем.

Методические указания по выполнению лабораторных работ

Лабораторная работа № 1

Исследование режимов движения жидкости

Цель работы: визуальное наблюдение характера и структуры потока жидкости при разных скоростях движения, определение числа Рейнольдса и коэффициента Кориолиса.

1.1. Теоретические положения

При движении потока реальной жидкости в нем действуют различные силы: силы давления, вязкости (трения), тяжести и инерции. В первой половине XIX века многие исследователи обратили внимание на то, что в различных условиях характер и структура потока жидкости могут быть разные. В 1883 г. английский физик Осборн Рейнольдс обосновал теоретически и показал на опытах существование двух принципиально различных режимов движения жидкости. Они получили название *ламинарный* (слоистый) и *турбулентный* (вихреобразный) режимы.

Рейнольдс установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, представляющая собой отношение произведения средней скорости потока V на характерный линейный размер l поперечного сечения потока к кинематической вязкости жидкости ν , которая впоследствии была названа *числом Рейнольдса*. Для потока жидкости в трубе кругло-

го сечения (характерный размер l равен внутреннему диаметру d) число Рейнольдса вычисляется по формуле

$$Re = \frac{Vd}{\nu}. \quad (1.1)$$

Физический смысл числа Рейнольдса заключается в следующем. Из теории гидродинамического подобия известно [1], что силы инерции пропорциональны плотности жидкости ρ , скорости жидкости V во второй степени и характерному линейному размеру l во второй степени:

$$R_{ин} \sim \rho l^2 V^2. \quad (1.2)$$

В свою очередь, силы вязкости пропорциональны плотности, скорости потока, характерному линейному размеру и коэффициенту кинематической вязкости:

$$R_{в} \sim \rho V l \nu. \quad (1.3)$$

Возьмем отношение выражений (1.2) и (1.3).

$$\frac{R_{ин}}{R_{в}} = \frac{\rho V^2 l^2}{\rho V l \nu} = \frac{Vl}{\nu} = Re.$$

Таким образом, число Рейнольдса есть величина, пропорциональная отношению силы инерции к силам вязкости.

В зависимости от того, какие силы (вязкости или инерции) будут преобладать, и установится режим движения жидкости – ламинарный или турбулентный.

Опытная установка Рейнольдса представлена на рис. 1.1.

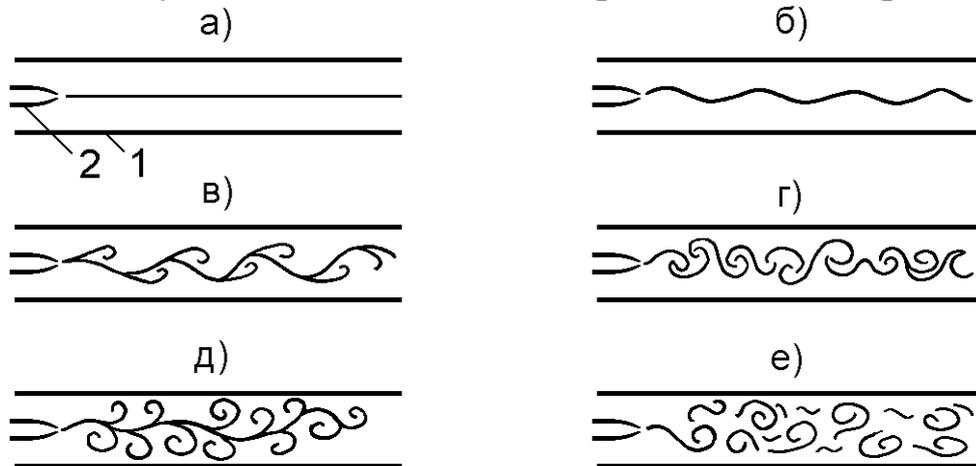


Рис. 1.1. Режимы движения жидкости

Данная установка позволяет наблюдать эти режимы при движении подкрашенной жидкости, подаваемой через трубку 2 в поток прозрачной жидкости, протекающей по стеклянному трубопроводу 1.

При небольшой скорости движения жидкости краска, попав в поток жидкости в виде тонкой струйки, продолжает на всем протяжении потока двигаться струйкой (рис. 1.1, а). Это значит, что частицы испытуемой жидкости также движутся струйчато (слоисто). Это ламинарный режим.

При увеличении скорости движения жидкости окрашенная струйка приобретает волнистое очертание (переходная зона), а затем внезапно разрушается на отдельные частицы, которые далее двигаются по случайным неопределенно искривленным траекториям, окрашивая весь поток жидкости (рис. 1.1, е). Это турбулентный режим. При таком режиме часть энергии затрачивается на поперечное перемещение и перемешивание частиц жидкости, вследствие чего турбулентный режим требует больших удельных затрат на перемещение жидкости, чем ламинарный.

На основе эксперимента может быть построен график зависимости числа Рейнольдса от скорости потока жидкости (рис. 1.2), на котором отмечены моменты перехода режимов движения жидкости один в другой и наоборот.

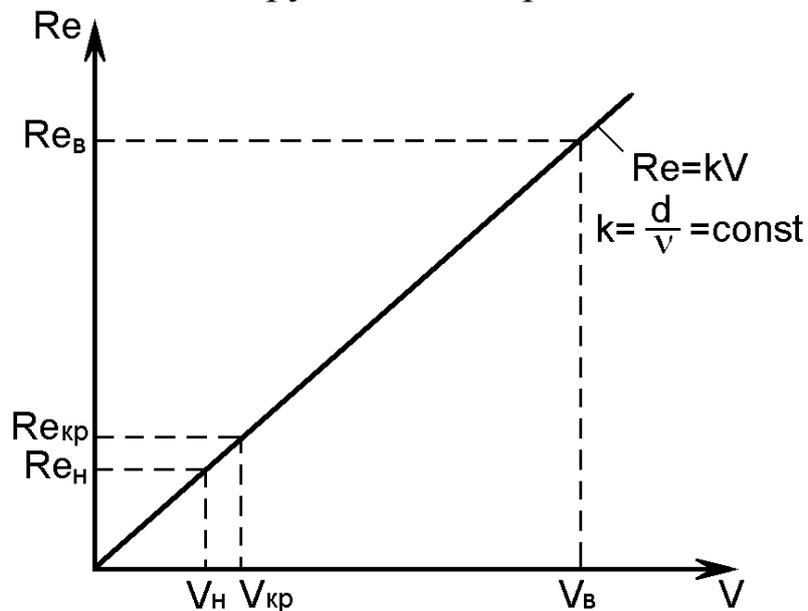


Рис. 1.2. Зависимость Re от скорости потока жидкости

Рейнольдс определил два критических числа – верхнее и нижнее.

Верхнее критическое число Рейнольдса соответствует моменту перехода от ламинарного режима к турбулентному: $Re_B = 12000$. Нижнее критическое число Рейнольдса соответствует моменту перехода от турбулентного режима к ламинарному: $Re_H = 998$. На участке между этими двумя критическими числами Рейнольдса возможно существование как ламинарного, так и турбулентного режима движения жидкости. Это зависит от условий входа жидкости в трубу, шероховатости стенок и других случайных факторов. В практических расчетах число Рейнольдса используется при определении сопротивления трубопроводов. Обычно для жестких трубопроводов критическое число Рейнольдса принимают $Re_{кр} = 2320$. При $Re_i < Re_{кр}$ ламинарное движение является вполне устойчивым: всякого рода искусственная турбулизация потока и его возмущения (сотрясение трубы, введение в поток колеблющегося тела и др.) погашаются влиянием вязкости, и ламинарный режим течения жидкости снова восстанавливается. При $Re_i > Re_{кр}$, наоборот, турбулентный режим устойчив, а ламинарный не устойчив.

Если живое сечение потока отличается от круглого или в трубопроводе имеется большое число близко расположенных местных сопротивлений, критическое число Рейнольдса может отличаться от приведенного выше значения. Так, например, для гибких шлангов в системе гидропривода $Re_{кр} = 1600$.

От режима движения жидкости зависят не только потери на преодоление сопротивления трубопровода, но и энергетические параметры потока. На рис. 1.3 показаны эпюры скоростей в живом сечении потока жидкости в круглой трубе.

Эпюра скоростей в случае ламинарного режима в трубопроводе круглого сечения представляет собой параболоид вращения, ось которого совпадает с геометрической осью трубы. Сопротивление трубопровода в этом случае прямо пропорционально вязкости жидкости и обратно пропорционально числу Рейнольдса. Расчетами можно доказать, что $V_{cp} = 0,5V_{max}$.



Рис. 1.3. Эпюры скоростей при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах движения жидкости

Эпюра скоростей турбулентного режима имеет ярко выраженное турбулизированное ядро потока с примерно одинаковыми средними скоростями. Лишь частицы жидкости, близко расположенные к стенке, испытывают от нее тормозящее действие сил трения и образуют так называемый ламинарный подслои. В этом случае сопротивление трубопровода в наибольшей степени определяется шероховатостью стенок трубы и имеет квадратичную зависимость от скорости жидкости и числа Рейнольдса. Средняя скорость потока V_{cp} несколько меньше V_{max} , а при абсолютно турбулентном режиме (что возможно только теоретически для идеальной жидкости) $V_{cp} = V_{max}$.

Кинетическая энергия потока, подсчитанная по средней скорости течения, отнесенная к единице массы жидкости, равна $V_{cp}^2 / 2$. Отношение действительной кинетической энергии к подсчитанной по средней скорости называется коэффициентом кинетической энергии или коэффициентом Кориолиса α . Он характеризует неравномерность распределения скоростей в поперечном сечении потока. Его минимальное значение равно $\alpha = 1$ в случае течения идеальной жидкости. Для реальных жидкостей $\alpha = 1,05 \dots 1,13$ при турбулентном режиме и $\alpha = 2$ при ламинарном режиме. В некоторых случаях, например, в местах изгиба трубопровода, эпюра скоростей может иметь еще большую неравномерность скоростей и тогда α может быть больше 2.

Коэффициент Кориолиса при ламинарном режиме можно вычислить по формуле $\alpha = V_{max} / V_{cp}$.

1.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Лабораторная установка, позволяющая исследовать режимы течения жидкости, состоит (рис. 1.4) из напорного бака 1 с пьезометром. Напорный бак наполняется водой при открытии вентиля присоединенного к водопроводной сети. Переполнение бака предотвращается за счет воронки установленной в напорном баке 1. К отводному трубопроводу присоединена стеклянная труба 4 с вентилем 5 и сосуд 2 с подкрашенной жидкостью, соединенный трубкой и дросселем 3 с инжектором, введенным в трубу 4. Для определения секундного расхода воды через стеклянную трубу 4 служит мерный бак 6 с уровнемером.

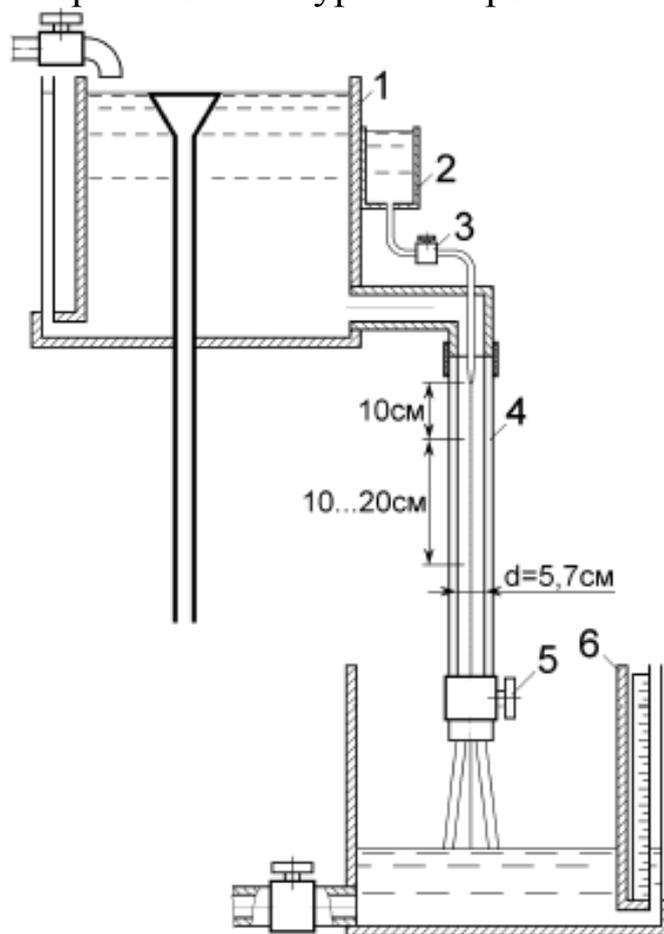


Рис. 1.4. Схема лабораторной установки

Б. Порядок проведения опытов

Для проведения опытов напорный бак 1 заполняется водой, сливной вентиль мерного бака нужно закрыть.

Первый опыт (ламинарный режим)

При помощи дросселя 3 подать подкрашенную жидкость в стеклянную трубу 4. Открыть вентиль 5 на незначительную величину и регулируя дросселем 3 и вентилем 5 получить прямолинейное движение подкрашенной струйки в потоке воды.

При помощи наборной и мерной емкостей определить объем воды, вытекшей за 15–30 с.

Одновременно с проведением данных замеров необходимо определить при помощи секундомера время прохождения характерной точки подкрашенной струйки (в центре потока) мерного участка, отмеченного рисками на поверхности стеклянной трубы. Таких замеров должно быть сделано 6–10 раз. Результаты замеров занести в табл. 1.1.

Во время проведения этого опыта необходимо убедиться в неравномерности распределения скоростей в поперечном сечении трубы. Для этого необходимо путем резкого нажатия на резиновую трубку 7 выпустить из инжектора большую порцию краски и проследить за ее перемещением. Максимальная скорость наблюдается в центре потока.

Последующие опыты проводятся путем увеличения расхода жидкости при помощи вентиля 5. Замеряется только объем жидкости, вытекшей за 10–20 с.

Во втором опыте необходимо получить волнообразное движение подкрашенной струйки.

В третьем опыте при движении у подкрашенной струйки должны появиться разрывы и вихри.

В четвертом опыте подкрашенная струйка должна разрушиться полностью.

По окончании опытов измеряется температура воды в мерном баке при помощи специального измерительного комплекса с термодатчиками.

Все результаты замеров занести в табл. 1.1.

В. Обработка экспериментальных данных

По результатам замеров производится расчет требуемых величин по формулам.

1. Объем воды, вытекшей за время опыта, см³:

$$W = S_B \Delta H,$$

где S_B – площадь сечения мерного бака $S_B = 4250 \text{ см}^2$;

ΔH – приращение уровня воды в баке за время опыта, см.

2. Расход воды, см³/с:

$$Q = W / \tau_o,$$

где τ_o – время опыта.

3. Средняя скорость движения воды, м/с:

$$V = Q / S_{\Pi},$$

где S_{Π} – площадь живого сечения потока воды, определяется как площадь поперечного сечения круглой трубы диаметром $d = 5,7 \text{ см}$.

4. Кинематический коэффициент вязкости воды, Ст:
(1 Стокс = 1 см²/с):

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2},$$

где t – температура воды в период опыта, °С.

5. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{dV}{\nu}.$$

6. Максимальная скорость воды в трубопроводе (только для ламинарного режима), см/с:

$$V_{\max} = \frac{L}{\tau_{\text{ср}}},$$

где L – длина контрольного участка, см;

$\tau_{\text{ср}}$ – среднее время прохождения частицами воды контрольного участка, с.

7. Коэффициент Кориолиса

$$\alpha = V_{\text{max}} / V.$$

Результаты расчетов вносятся в таблицу 1.1. По результатам расчетов в масштабе строится график зависимости $Re = f(V)$, на котором нужно показать зоны различных режимов движения и точки перехода от одного режима к другому.

Таблица 1.1

Опыт	Режим течения воды	Приращение уровня в мерном баке	Время опыта	Объем вытекшей воды	Расход воды	Средняя скорость	Число Рейнольдса
		ΔH , см	τ , с	W , см ³	Q , см ³ /с	V , см/с	Re
1	Ламинарный						
2	Начало переходного						
3	Начало турбулентного						
4	Турбулентный						
Температура воды		t , °С		Максимальная скорость	V_{max} , см/с		
Кинематический коэффициент вязкости		ν , Ст		Коэффициент Кориолиса	α		
Время прохождения частиц струйки мерного участка		τ_i , с			$\tau_{\text{ср}}$, с		

Лабораторная работа № 2

Исследование уравнения Бернулли

Цель работы: знакомство с уравнением Бернулли, выяснение его геометрического и энергетического смысла и определение потерь напора в трубопроводе переменного сечения.

2.1. Теоретические положения

При установившемся течении жидкости на нее действуют силы тяжести, вязкости и давления. В 1738 году член Петербургской Академии наук Даниил Бернулли опубликовал капитальный труд по вопросам движения жидкости, положив начало гидродинамике. Уравнение Бернулли устанавливает зависимость между средней скоростью течения и силами, действующими в потоке жидкости. Для облегчения усвоения данного материала сначала рассмотрим случай течения элементарной струйки идеальной жидкости, а затем перейдем к потоку реальной жидкости.

А. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Под идеальной жидкостью понимается такая воображаемая (условная) жидкость, которая совершенно лишена вязкости. В такой невязкой жидкости, так же как и в неподвижных реальных жидкостях, возможен лишь один вид напряжений – нормальные напряжения сжатия, т. е. гидромеханическое давление или просто давление.

Давление в движущейся идеальной жидкости обладает теми же свойствами, что и в неподвижной жидкости, т. е. на внешней поверхности жидкости оно направлено по внутренней нормали, а в любой точке внутри жидкости – по всем направлениям одинаково.

Возьмем одну из элементарных струек, составляющих поток, и выделим сечениями 1 и 2 участок этой струйки произвольной длины (рис. 2.1).

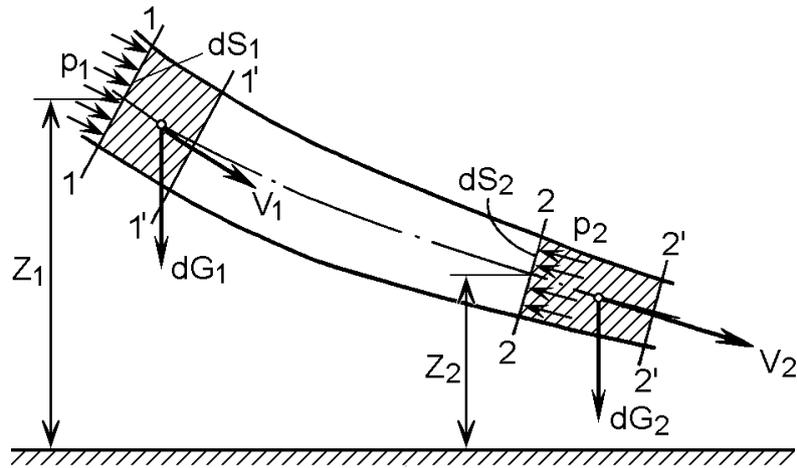


Рис. 2.1. Схема сил, действующих на элементарную струйку идеальной жидкости

На струйку действуют силы давления $p_1 S_1$ и $p_2 S_2$ и силы тяжести G_1 и G_2 .

Применив к массе жидкости в объеме рассматриваемого участка струйки теорему механики о том, что работа сил, приложенных к телу, равна приращению кинетической энергии этого тела, получим уравнение вида

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}, \quad (2.1)$$

где z_1 и z_2 – высота расположения центров тяжести соответствующих сечений струйки от плоскости сравнения; V_1 , V_2 – скорости струйки в соответствующих сечениях; ρ – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения тела.

Полученное выражение и есть *уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости*.

Для выяснения геометрического смысла уравнения Бернулли рассмотрим размерности членов, составляющих его.

$$\frac{p}{\rho g} = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{с}}{\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{м}} \right] = \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{с}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{м}} \right] = [\text{м}].$$

Гидростатический напор

Гидростатический напор часто называют *пьезометрическим* вследствие того, что он может быть измерен при помощи пьезометрической трубки (пьезометра) (рис. 2.2, а).

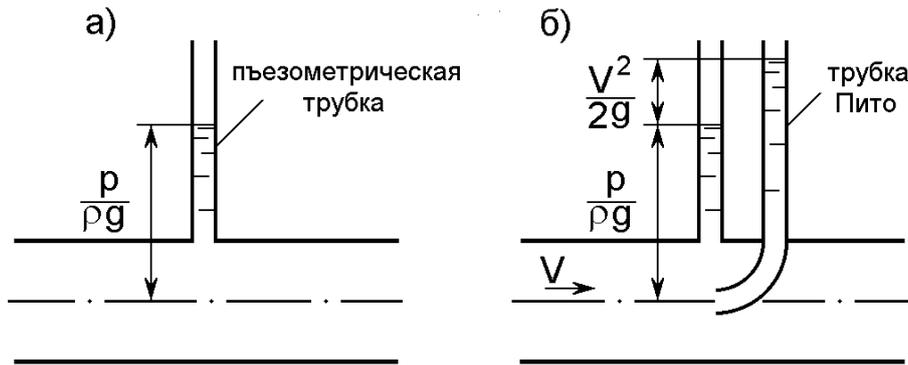


Рис. 2.2. Схемы измерения гидростатического и скоростного напоров

Геометрический напор

$$z = [\text{м}].$$

Скоростной напор

$$\frac{V^2}{2g} = \left[\frac{\text{м}^2 \cdot \text{с}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{м}} \right] = [\text{м}].$$

Скоростной напор можно измерить, добавив к пьезометрической трубке трубку Пито (рис. 2.2, б). Разность показаний этих двух трубок и даст значение скоростного напора.

Таким образом, мы имеем в каждом сечении струйки жидкости сумму трех напоров: гидростатического, геометрического и скоростного, т. е. полный напор, а уравнение Бернулли показывает, что *полный напор в любом сечении элементарной струйки есть величина постоянная*.

Энергетический смысл уравнения Бернулли можно установить, представив выражение (2.1) в другом виде, умножив все члены уравнения на g :

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g + \frac{V_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \frac{V_2^2}{2}.$$

Рассмотрим размерность членов этого уравнения:

$$\frac{p}{\rho} = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг}} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

В числителе имеем размерность работы, а в знаменателе – массы. Таким образом, первый член уравнения Бернулли есть удельная (отнесенная к единице массы) энергия сил давления.

$z g$ – представляет собой удельную энергию положения, так как частица массой m , находясь на высоте z , обладает энергией положения, равной:

$$m g z = \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \right] = [\text{Н} \cdot \text{м}] = [\text{Дж}].$$

$\frac{V^2}{2}$ – удельная кинетическая энергия жидкости, так как для той же частицы массой m кинетическая энергия равна:

$$\frac{m V^2}{2} = \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{м}} \right] = [\text{Н} \cdot \text{м}] = [\text{Дж}].$$

Таким образом, для элементарной струйки идеальной жидкости удельная энергия жидкости постоянная.

Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости представлена на рис. 2.3.

На рис. 2.3 необходимо обратить внимание на то, что линия полного напора располагается горизонтально, т. е. это постоянная величина.

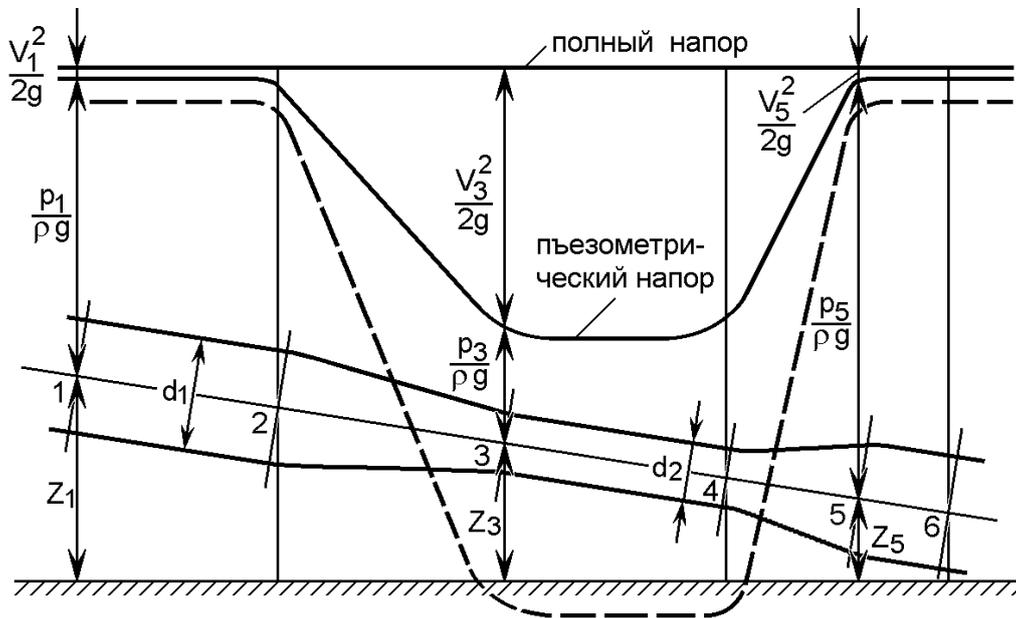


Рис. 2.3. Изменение пьезометрического и скоростного напоров вдоль струйки идеальной жидкости

Б. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной (вязкой) жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному стенками, необходимо учесть неравномерность распределения скоростей по сечению потока, а также потери энергии (напора). То и другое являются следствием вязкости жидкости.

Неравномерность распределения скоростей по сечению потока учитывается коэффициентом Кориолиса:

$\alpha = 2$ – для ламинарного режима течения жидкости;

$\alpha = 1,0 \dots 1,13$ – для турбулентного режима течения жидкости.

Потери напора на участке между рассматриваемыми сечениями потока определяются в зависимости от характера сопротивлений на этом участке и подробнее будут рассмотрены в лабораторных работах № 3 и № 4.

Исходя из описанных условий, уравнение Бернулли для потока реальной жидкости имеет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{V_{1cp}^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{V_{2cp}^2}{2g} + \Sigma h_{1-2}, \quad (2.2)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса для сечений 1 и 2;

Σh_{1-2} – суммарная потеря полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями.

Графическая иллюстрация выражения (2.2) приведена на рис. 2.4.

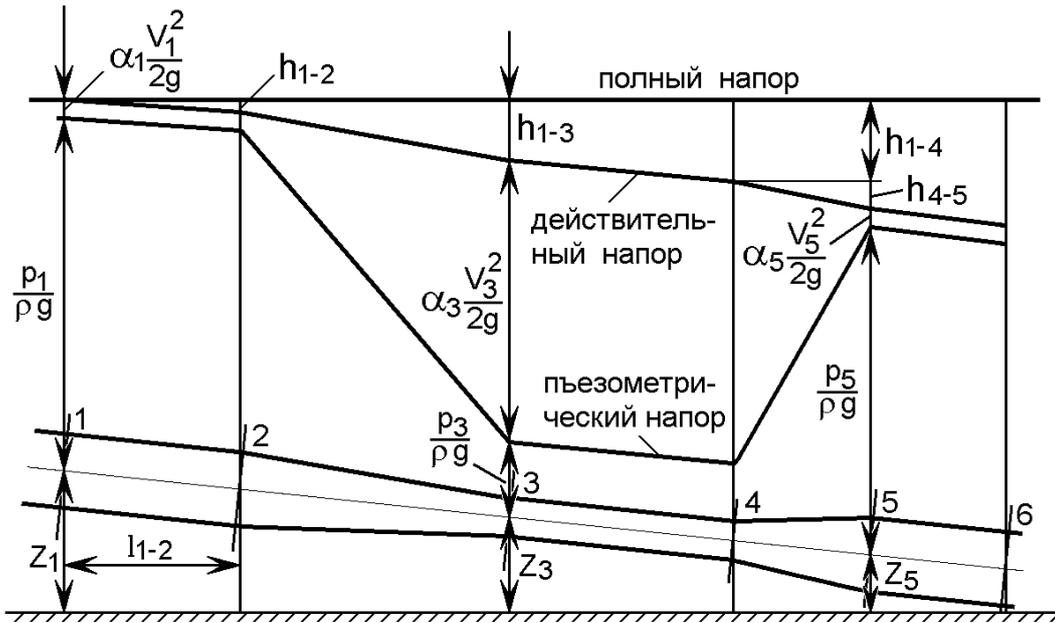


Рис. 2.4. Изменение пьезометрического и полного напоров вдоль потока реальной жидкости

Из рисунка видно, что действительный напор в каждом последующем сечении уменьшается на величину потерь h_i , затрачиваемых на трение жидкости.

2.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Лабораторная установка, позволяющая изучить изменение пьезометрического и скоростного напоров при течении воды по трубопроводу переменного сечения, состоит (рис. 2.5) из напорного бака 1 с пьезометром 3 и мерного бака 5, оснащенных измерительными устройствами, описанными в лабораторной работе № 1.

Регулирование расхода жидкости по трубопроводу 3 осуществляется вентилями 2 и 4. Трубопровод 3 установлен горизонтально и имеет три участка с различными внутренними диаметрами (d_1 , d_2 и d_3), соединенных плавными коническими переходами. На каждом участке установлены попарно пьезометрические трубки 6 и гидрометрические трубки Пито 7.

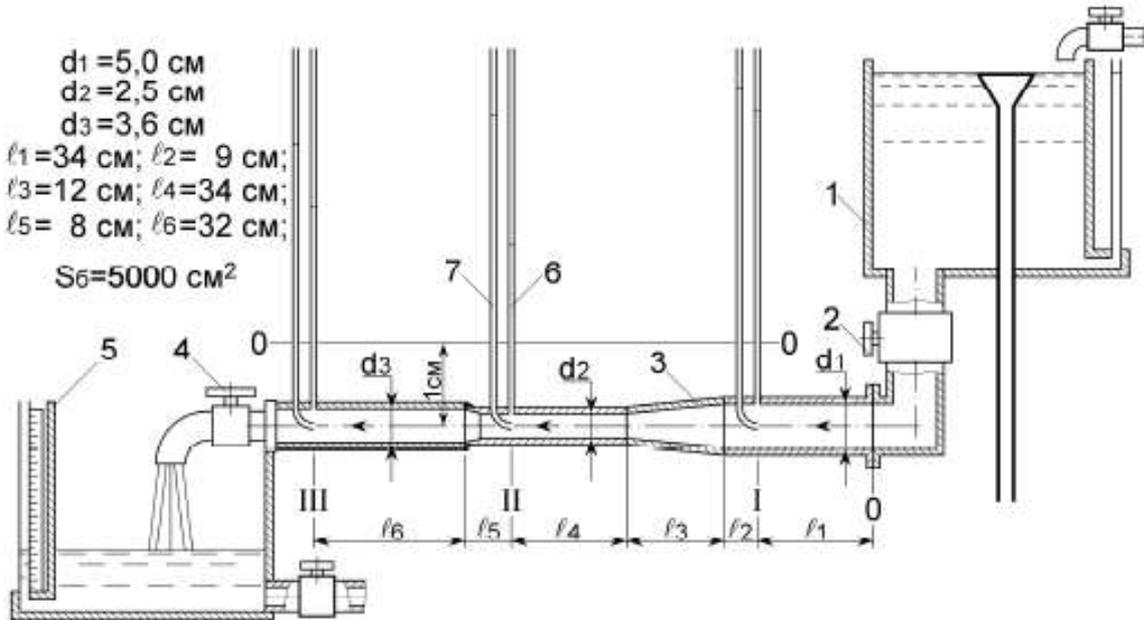


Рис. 2.5. Схема лабораторной установки

Б. Порядок проведения опытов

Для проведения опытов напорный бак заполняется водой, сливной вентиль мерного бака нужно закрыть. Эксперименты проводят при турбулентном режиме движения жидкости.

Вначале нужно полностью открыть вентиль 2 и, не открывая вентиль 4, снять показание измерительных трубок, соответствующее величине полного напора. Затем открыть вентиль 4 так, чтобы показания измерительных трубок находились примерно посередине или немного выше. По показаниям трубок убедиться, что наименьший пьезометрический напор (давление) и наибольший скоростной напор наблюдаются в участке трубопровода с меньшим сечением. Снять последовательно показания пьезометров и трубок Пито (с точностью до 0,5 сантиметра) на каждом участке. Одновременно при помощи секундомера определить время, за которое приращение уровня воды в мерном баке составит 3–5 см. Все результаты внести в таблицу (первый опыт). Для проведения следующего опыта нужно открыть вентиль 4 так, чтобы показания трубок уменьшились на 15–20 см. Последний опыт проводится при максимальном расходе, обеспечивающем показания пьезометров в пределах шкалы.

В. Обработка экспериментальных данных

1. Определить секундный расход воды

$$Q = \frac{\Delta H S_B}{\tau},$$

где S_B – площадь мерного бака ($S_B = 5000 \text{ см}^2$);
 ΔH – приращение уровня в мерном баке, см;
 τ – время опыта, с.

2. Определить среднюю скорость течения воды в каждом сечении трубопровода, см/с:

$$V_i = \frac{Q}{S_i},$$

где $S_i = 0,25\pi d_i^2$ – площадь живого сечения трубопровода, см^2 .
 Здесь d_i – внутренний диаметр сечения трубы, см.

3. Определить скоростной напор в каждом сечении, см.

$$H_{ci} = H_{di} - H_{pi},$$

где $H_{di} = \frac{p_i}{\rho g} + \alpha \frac{V_i^2}{2g}$ – показания трубки Пито в i -м сечении (действительный напор);

$H_{pi} = \frac{p_i}{\rho g}$ – показания пьезометрической трубки в i -м сечении (пьезометрический напор).

4. Определить среднюю скорость воды в сечениях по скоростному напору, см/с:

$$V = \sqrt{\frac{2gH_{ci}}{\alpha}},$$

где α – коэффициент Кориолиса. Для турбулентного режима принять $\alpha = 1,1$.

5. Определить потери напора по участкам трубы, см:

$$h_{0-i} = H_0 - H_{ди},$$

где H_0 – полный напор, см.

Результаты расчетов внести в таблицу 2.1.

По результатам замеров построить графики напоров для первого и последнего опытов, иллюстрирующие геометрический смысл уравнения Бернулли. Графики в отчете разместить после таблицы замеров на целой странице либо на миллиметровой бумаге, что предпочтительнее. Каждый график строится отдельно.

Таблица 2.1

Опыт	Изменение уровня воды за опыт	Время опыта	Секундный расход воды	Полный напор	Сечения трубы	Скорость потока воды по расходу	Показания пьезометрической трубки	Показания трубки Пито	Скоростной напор	Скорость потока воды по напору	Потери напора по сечениям трубы
№	ΔH , см	τ , с	Q_3 , см ³ /с	H_0 , см	№	V_i , см/с	$H_{пи}$, см	$H_{ди}$, см	$H_{си}$, см	V_i , см/с	h_{0-i} , см
1					1						
					2						
					3						
2					1						
					2						
					3						
3					1						
					2						
					3						
4					1						
					2						
					3						

Лабораторная работа № 3

Экспериментальное определение потерь напора на местных сопротивлениях

Цель работы: ознакомление с видами потерь энергии, получение навыков расчета потерь напора от местных сопротивлений и освоение методики экспериментального определения коэффициентов местных сопротивлений.

3.1. Теоретические положения

При движении жидкости в трубопроводе возникают потери напора (энергии) h . Различают потери двух видов: *по длине трубопровода*, которые обозначают h_l , и *потери напора на местных сопротивлениях*, которые принято обозначать h_m . При наличии нескольких местных сопротивлений и линейных участков у трубопровода общие потери напора определяют по формуле

$$h = \Sigma h_l + \Sigma h_m.$$

Местными сопротивлениями называют короткие участки трубопровода, на которых происходят изменения величины или направления скоростей потока из-за изменения конфигурации его твердых границ, приводящие к деформации потока.

В области местных сопротивлений возникают явления ударного характера и образуются «мертвые» или водоворотные зоны с интенсивным обменом частиц жидкости этих зон и основного потока, что является основным источником дополнительных потерь энергии.

Наиболее типичные местные сопротивления и характер движения жидкости в них показаны на рис. 3.1.

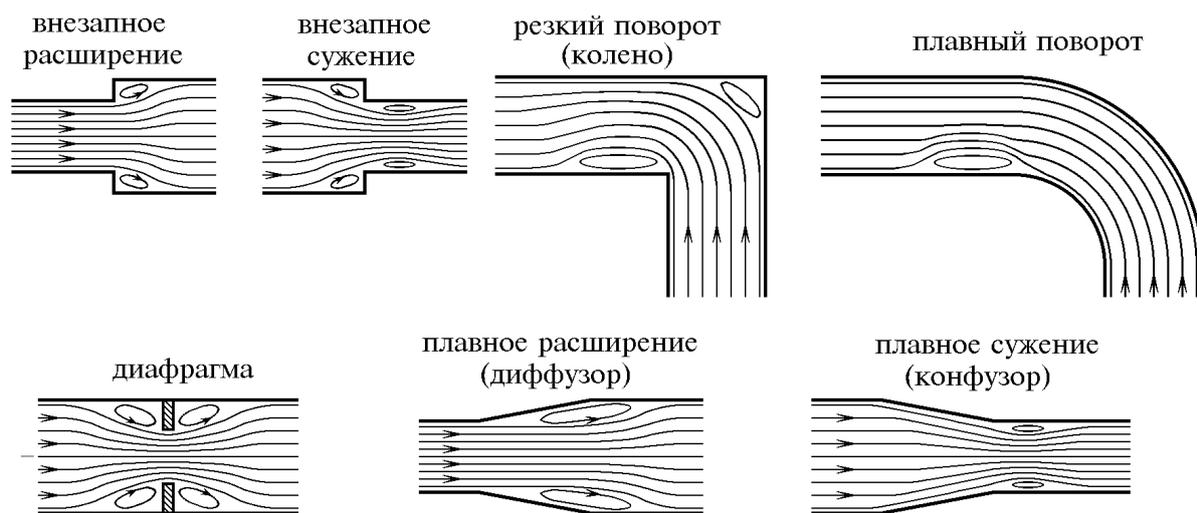


Рис. 3.1. Схема типичных местных гидравлических сопротивлений

В общем случае потери энергии в местных сопротивлениях, отнесенные к единице веса потока жидкости, определяют по формуле

$$h_m = \xi \frac{V^2}{2g},$$

где ξ – безразмерный коэффициент местного сопротивления, зависящий от геометрической формы местного сопротивления и от числа Re , а в некоторых случаях также от шероховатости стенок трубопровода и структуры потока на местном сопротивлении; V – средняя скорость жидкости за местным сопротивлением (в некоторых случаях принимается скорость перед местным сопротивлением, что оговаривается особо).

При инженерных расчетах коэффициент местного сопротивления определяется по формулам, таблицам или графикам, которые приводятся в справочной литературе [2, 3, 5, 6].

Для большинства местных сопротивлений при $Re > 10^5$ имеет место турбулентная автомодельность, т. е. потери напора пропорциональны скорости во второй степени (квадратичная зона сопротивления). При этом вязкость жидкости незначительно влияет на потери напора, а коэффициент местного сопротивления ξ имеет практически постоянную величину, не зависящую от Re (рис. 3.2).

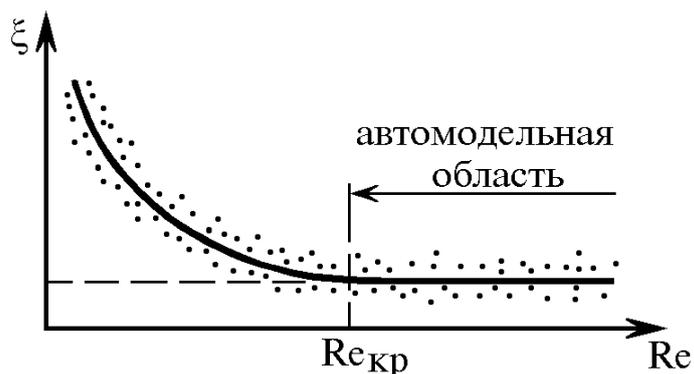


Рис. 3.2. Зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса

При меньших значениях числа Рейнольдса вихревое сопротивление снижается, но возрастает вязкостное сопротивление жидкости. При этом коэффициент местного гидравлического сопротивления с учетом числа Рейнольдса определяют по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\xi = \frac{A}{Re} + \xi_{\text{кв}},$$

где $\xi_{\text{кв}}$ — значение коэффициента местного сопротивления в квадратичной зоне;

A — постоянная величина, зависящая от формы местного сопротивления.

В ряде случаев (для труб малых диаметров и жидкостей большой вязкости) вихревое сопротивление отсутствует и существует зона ламинарной автомодельности, когда $Re \leq 10$. Тогда потери прямо пропорциональны скорости потока и коэффициент местного сопротивления выражается формулой $\xi = \frac{A}{Re}$.

3.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис. 3.3) имеет стальной трубопровод, на котором последовательно расположены восемь гидравлических сопротивлений: внезапное расширение, диафрагма, внезапное сужение, плавное конусное расширение (диффузор),

плавное конусное сужение (конфузор), поворот «колено», плавный поворот и вентиль 12.

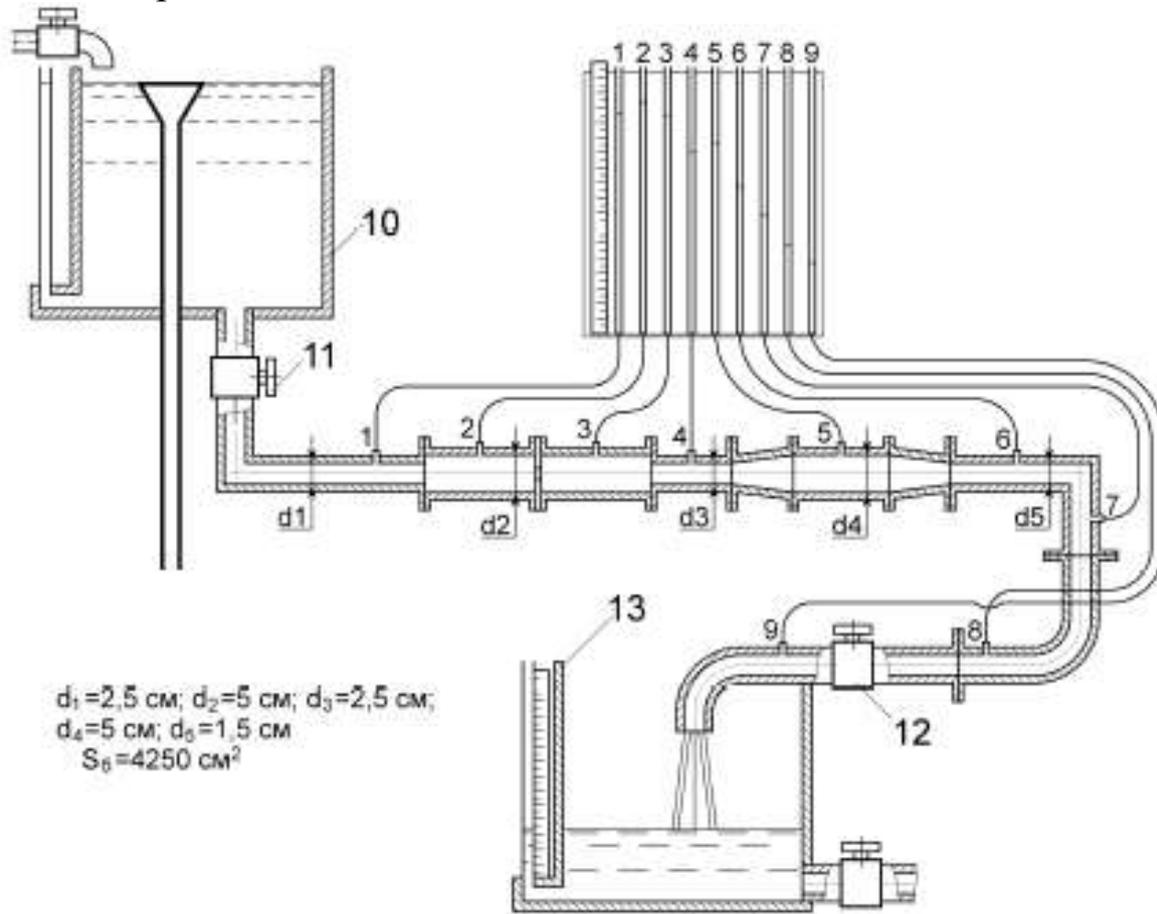


Рис. 3.3. Схема лабораторной установки

Трубопровод подсоединен к напорному баку 10, уровень воды в котором контролируется пьезометром. Расход воды, протекающей по трубопроводу, регулируется вентилем 11, а количество вытекшей воды определяется по показаниям уровнемера мерного бака 13. На щите установлены пьезометры 1...9, нумерация которых соответствует номерам сечений трубопровода. Сечения соответствуют началу и концу участков, содержащих исследуемое местное сопротивление.

Участки предназначены для определения коэффициентов местного сопротивления типа:

1–2 – «внезапное расширение» ($\xi_{\text{вн.р}} = 0,96$);

2–3 – «диафрагма» ($\xi_{\text{д}} = 20,48$)

3–4 – «внезапное сужение» ($\xi_{\text{вн.с}} = 1,61$);

- 4–5 – «диффузор» ($\xi_{\text{дф}} = 2,24$);
 5–6 – «конфузор» ($\xi_{\text{кф}} = 1,07$);
 6–7 – резкий поворот на 90° ($\xi_{\text{р.п}} = 1,07$);
 7–8 – плавный поворот на 90° ($\xi_{\text{пл.п}} = 0,82$);
 8–9 – типовой вентиль ($\xi_{\text{в}} = 4,71$).

Приведенные значения коэффициентов являются табличными.

Б. Порядок проведения опытов

Перед началом опытов напорный бак 10 должен быть заполнен водой, а вентиль 19 слива из мерного бака закрыт. Затем осуществляется полное открытие вентиля 11 и 12. Это первый опыт, при котором производят снятие показания пьезометров 1...9 и определение секундного расхода воды при помощи мерного бака 13 с уровнемером и секундомера. Данные замеров заносятся в табл. 3.1.

Следующий опыт проводят путем небольшого закрытия вентиля 11 и т. д. Таких опытов в данной работе должно быть не менее десяти.

В. Обработка экспериментальных данных

По данным замеров осуществляются вычисления требуемых величин по нижеследующим формулам.

1. Секундный расход, $\text{см}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{\Delta H S_{\text{Б}}}{\tau},$$

где $S_{\text{Б}}$ – площадь мерного бака ($S_{\text{Б}} = 4250 \text{ см}^2$); ΔH – приращение уровня в мерном баке за время опыта, см; τ – время опыта, с.

2. Скорость движения воды в соответствующем сечении, $\text{см}/\text{с}$:

$$V_i = \frac{4Q}{\pi d_i^2}.$$

3. Скоростной напор в i -м сечении, см:

$$h_{ci} = \alpha \frac{V_i^2}{2g} = 5,6 \cdot 10^{-4} V_i^2,$$

где $\alpha = 1,1$ – коэффициент Кориолиса;
 $g = 981 \text{ см/с}^2$ – ускорение свободного падения.

4. Действительный напор в i -м сечении, см:

$$h_{дi} = h_{ci} + h_{пi},$$

где $h_{пi}$ – пьезометрический напор в i -м сечении по показаниям пьезометра, см.

5. Потери напора на местном сопротивлении, см:

$$h_{mi} = h_{дi} - h_{д(i+1)},$$

где $h_{дi}, h_{д(i+1)}$ – действительные напоры соответственно до и после данного местного сопротивления.

Если h_{mi} в результате расчета получились отрицательными, то в дальнейших расчетах принимать их равными нулю.

6. Коэффициент местного сопротивления из опыта:

$$\xi_i = \frac{h_{mi} 2g}{V_i^2}.$$

Для каждого типа местного сопротивления коэффициент ξ_i будет иметь несколько значений (по количеству опытов), и появляется необходимость определения его среднего значения.

На практике при достаточно большом числе опытов строится график зависимости $\xi = f(\text{Re})$, имеющий вид (рис. 3.2).

Из графика видно, что при значениях числа Рейнольдса $\text{Re} > \text{Re}_{кр}$ коэффициент местного сопротивления перестает зависеть от него. Это так называемая автомодельная область, в которой потери напора за счет вязкого трения весьма малы. Исходя из этого, для определения среднего значения коэффициента местного сопротивления берут только значения ξ_i из опытов, которые попали в эту область (правее $\text{Re}_{кр}$ на графике). Статистической обработкой этих значений ξ_i определяют искомый $\xi_{ср}$.

Расчетные параметры	Сечение, участок	№ опыта									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Скоростной напор в i -м сечении h_{ci} , см	1										
	2										
	3										
	4										
	5										
	6										
	7										
	8										
	9										
Действительный напор в i -м сечении h_{di} , см	1										
	2										
	3										
	4										
	5										
	6										
	7										
	8										
	9										
Потери напора на местном сопротивлении (на участке) h_{mi} , см	1-2										
	2-3										
	3-4										
	4-5										
	5-6										
	6-7										
	7-8										
	8-9										
Коэффициент местного сопротивления из опыта ξ_i	1-2										
	2-3										
	3-4										
	4-5										
	5-6										
	6-7										
	7-8										
	8-9										

Таблица 3.3

Среднее значение коэффициента местного сопротивления ξ_{cp}	Местное сопротивление	Полученное	Табличное
	Внезапное расширение		
	Диафрагма		
	Внезапное сужение		
	Диффузор		
	Конфузор		
	Колено		
	Плавный поворот		
	Вентиль		

Лабораторная работа № 4

Определение потерь напора по длине трубопровода и характеристик магистралей

Цель работы: определение коэффициента сопротивления трубопровода (коэффициента Дарси), определение эквивалентной и расчетной длины трубопровода, построение характеристик гидравлической сети, состоящей из параллельных и последовательных ветвей.

4.1. Теоретические положения

Одной из основных задач гидравлики является расчет потерь напора в трубопроводе. Зависимость потери напора h от расхода жидкости Q называется гидравлической характеристикой трубопровода. В общем случае потери складываются из потерь напора по длине трубопровода h_l и потерь в местных сопротивлениях h_m :

$$h = \Sigma h_l + \Sigma h_m. \quad (4.1)$$

Потери по длине трубопровода определяются по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (4.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления трубопровода (коэффициент Дарси), зависящий от режимов движения жидкости и относительной шероховатости его внутренней поверхности;

l и d – длина и внутренний диаметр трубопровода;

V – средняя скорость;

g – ускорение свободного падения.

Потери в местных сопротивлениях:

$$h_m = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (4.3)$$

где ξ – суммарный коэффициент местных сопротивлений.

Тогда

$$h = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right) \frac{V^2}{2g}. \quad (4.4)$$

Учитывая, что $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$, получим характеристику трубопровода в аналитическом виде:

$$h = \frac{8}{\pi^2 g d^4} \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right) Q^2. \quad (4.5)$$

Коэффициент при Q^2 называется сопротивлением трубопровода

$$A = \frac{8}{\pi^2 g d^4} \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right).$$

Тогда гидравлическую характеристику можно записать в виде

$$h = A Q^2. \quad (4.6)$$

Характеристика трубопровода в виде графика показана на рис. 4.1.

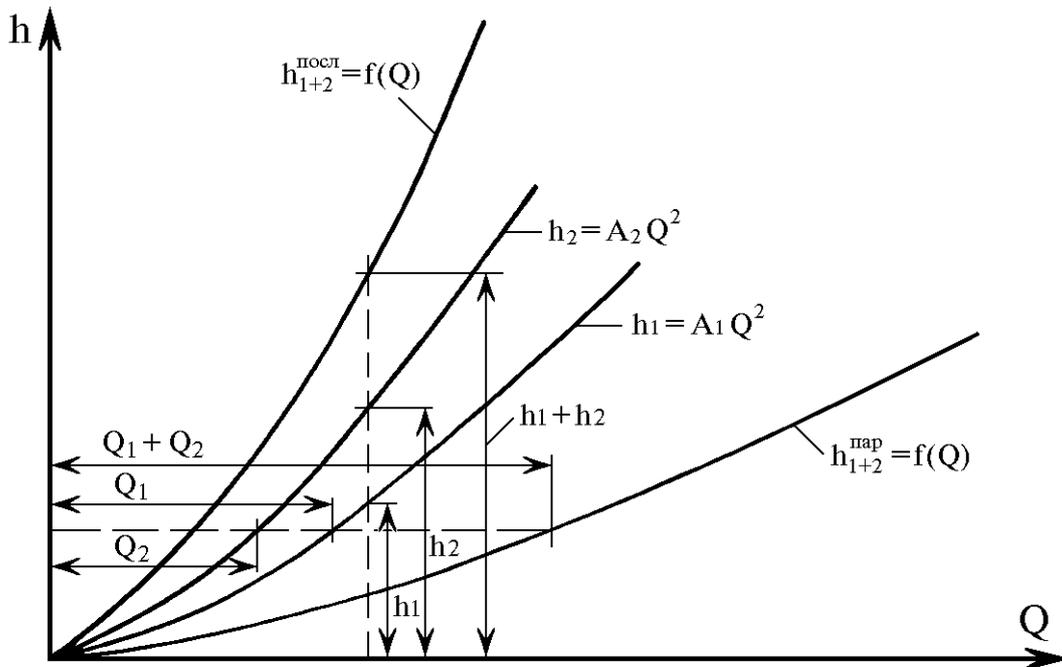


Рис. 4.1. Характеристика трубопровода

Для упрощения вычислений в формулах часто используется эквивалентная длина трубопровода $l_{\text{экв}}$. Это такая длина трубопровода, которая по своему сопротивлению равнозначна (эквивалентна) сумме всех местных сопротивлений, т. е. может быть определена из условия

$$\lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} \frac{V^2}{2g} = \xi \frac{V^2}{2g}.$$

Отсюда

$$l_{\text{экв}} = \xi \frac{d}{\lambda}. \quad (4.7)$$

Полная (расчетная) длина трубопровода будет равна

$$L = l + l_{\text{экв}}. \quad (4.8)$$

В этом случае формула (4.5) принимает вид

$$h = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g d^5} Q^2. \quad (4.9)$$

Для определения характеристик систем с последовательным и параллельным соединением трубопроводов необходимо знать сопротивление линии A каждой ветви. Очевидно, что при последовательном соединении

$$A_{\text{посл}} = \sum A_i. \quad (4.10)$$

Для двух параллельных трубопроводов их сопротивление можно определить по формуле

$$A_{\text{пар}} = \frac{A_1 A_2}{A_1 + A_2 + 2\sqrt{A_1 A_2}}. \quad (4.11)$$

Характеристики параллельно и последовательно соединенных трубопроводов удобнее определять графически путем сложения потерь напора h при последовательном соединении и сложении расходов Q при параллельном соединении, примеры показаны на рис. 4.1.

4.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Лабораторная установка состоит из напорного бака 1 (рис. 4.2), от которого через вентиль 10 вода поступает в коллектор 2 и далее по гибким трубопроводам 3, 4 и 11 в коллектор 5, снабженный вентилем 6, через который жидкость вливается в мерный бак 9.

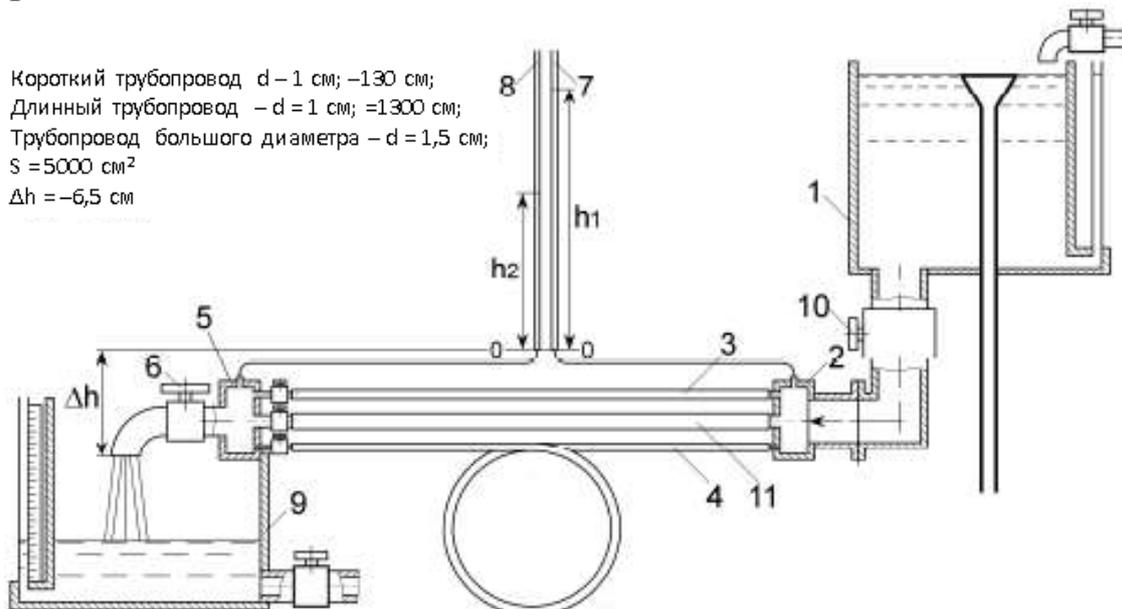


Рис. 4.2. Схема лабораторной установки

К коллекторам 2 и 5 присоединены пьезометры 7 и 8. Трубопроводы 3 и 4 имеют существенно разную длину, но одинаковый диаметр. В комплект лабораторного оборудования входят также вентили для перекрытия трубопроводов 3, 4 и 11, мерная и наборная емкости 1–2 дм³ и секундомер.

Б. Порядок проведения опытов

Перед началом опытов напорный бак должен быть заполнен водой, вентиль 10 открыт полностью, а вентиль 6 закрыт.

Первая группа опытов проводится с целью определения сопротивления трубопроводов 3 и 4 и коэффициента Дарси гибкого

шланга. Для этого нужно вначале закрыть вентили на трубопроводах 11 и 4, а вентиль на трубопроводе 3 открыть полностью и открыть вентиль 6 так, чтобы показание пьезометра 8 было 5–10 см. Этот режим соответствует первому опыту по исследованию короткого трубопровода. При помощи дополнительной наборной и мерной емкостей определите объем воды, вытекшей за 15–30 с. Результаты внести в табл. 4.1.

Второй и третий опыты проводятся аналогично при показаниях пьезометра 8, равных 25–30 см и 45–50 см. Затем нужно открыть вентиль на трубопроводе 4, закрыть вентиль на трубопроводе 3 и провести такие же опыты на длинном трубопроводе.

Вторая группа опытов проводится для определения сопротивления полностью открытого вентиля 6. Для этого нужно открыть вентиль на трубопроводе 11, а вентили на трубопроводах 3 и 4 закрыть, полностью открыть вентиль 6 и при помощи измерительного пьезометра мерного бака 9 определить приращение уровня воды в нем за 60–120 с. Снять показания с пьезометра 8. Результаты занести в табл. 4.2. Затем, плавно закрывая вентиль 10, изменить расход воды и повторить замеры.

Третью группу опытов проводят с целью получить характеристики сложного трубопровода, состоящего из двух параллельных гибких трубопроводов (короткого и длинного) и подключенного к ним последовательно на выходе вентиля.

В начале опытов необходимо закрыть вентиль на трубопроводе 11, открыть вентили на трубопроводах 3 и 4, открыть полностью вентиль 6 и при помощи вентиля 10 установить минимально возможный расход жидкости так, чтобы показание пьезометра 7 было близко к нулевой отметке шкалы. При помощи наборной и мерной емкостей определить объем воды, вытекшей за 10–30 с. Результаты внести в табл. 4.3. Затем вентилем 10 увеличить расход воды так, чтобы показание пьезометра 7 увеличилось примерно на 10 см, и провести второй опыт. Последующие опыты (всего 8–12) проводятся аналогично до полного открытия вентиля 10.

После окончания экспериментов закрыть вентили на всех трубопроводах и вентиль 6.

В. Обработка экспериментальных данных

1. Вычислить расход жидкости во всех опытах по формулам

$$Q = \frac{W}{\tau}, \text{ см}^3/\text{с} \text{ (в табл. 4.1 и табл. 4.3);}$$

$$Q = \frac{S_6 \Delta H}{\tau}, \text{ см}^3/\text{с} \text{ (в табл. 4.2);}$$

где S_6 – площадь мерного бака ($S_6 = 5000 \text{ см}^2$).

2. Определить потери напора по формулам:

$$h = h_1 - h_2, \text{ см} \text{ (в табл. 4.1);}$$

$$h_B = h_2 + \Delta h_{\text{ш}}, \text{ см} \text{ (в табл. 4.2);}$$

$$h = h_1 + \Delta h_{\text{ш}}, \text{ см} \text{ (в табл. 4.3).}$$

3. Определить сопротивление трубопровода A_i по каждому опыту (табл. 4.1), $\text{с}^2/\text{см}^5$:

$$A_i = \frac{h}{Q^2}$$

и среднее значение A для короткого (A_K) и длинного ($A_{\text{дл}}$) трубопроводов.

4. Определить коэффициент Дарси λ , исходя из того, что разность сопротивлений трубопроводов обусловлена их различной длиной, т. е.

$$h_l = (A_{\text{дл}} - A_K) Q^2.$$

Используя формулу (4.9), запишем

$$h_l = \frac{8\lambda(l_{\text{дл}} - l_K)}{\pi^2 g d^5} Q^2.$$

Отсюда

$$A_{\text{дл}} - A_K = \frac{8\lambda(l_{\text{дл}} - l_K)}{\pi^2 g d^5}.$$

$$\lambda = \frac{(A_{\text{дл}} - A_K) g \pi^2 d^5}{8(l_{\text{дл}} - l_K)}.$$

5. Пользуясь формулами (4.5) и (4.6), вычислить сумму коэффициентов местных сопротивлений длинного и короткого трубопроводов ($\xi_{\text{дл}}$, $\xi_{\text{к}}$).

6. Определить эквивалентную и расчетную длину ($l_{\text{экв}}$, L) трубопроводов по формулам (4.7) и (4.8).

7. Определить сопротивление полностью открытого вентиля ($A_{\text{в}}$) и его коэффициент сопротивления ($\xi_{\text{в}}$), пользуясь формулами

$$A_{\text{в}} = \frac{h_{\text{в}}}{Q^2}.$$

$$\xi_{\text{в}} = \frac{1}{8} A_{\text{в}} g \pi^2 d_{\text{в}}^4,$$

где $d_{\text{в}}$ – проходной диаметр вентиля, см.

8. Получить аналитическое выражение гидравлической характеристики системы, состоящей из параллельных трубопроводов и последовательно присоединенного вентиля, пользуясь формулами (4.6), (4.10) и (4.11).

Конечная формула имеет вид

$$h_p = \left(\frac{A_{\text{к}} A_{\text{дл}}}{A_{\text{к}} + A_{\text{дл}} + 2\sqrt{A_{\text{к}} A_{\text{дл}}}} + A_{\text{в}} \right) Q^2,$$

а после подстановки численных значений $A_{\text{дл}}$, $A_{\text{к}}$, $A_{\text{в}}$:

$$h_p = A_p Q^2,$$

где A_p – полное сопротивление гидравлической сети.

При полученной формуле вычислить расчетные значения потерь напора (h_p) при расходах, полученных в опытах, и результаты внести в табл. 4.3.

9. Построить совмещенные графики гидравлических характеристик короткого и длинного трубопроводов ($h_{\text{к}} = A_{\text{к}} Q^2$ и $h_{\text{дл}} = A_{\text{дл}} Q^2$), характеристику вентиля ($h_{\text{в}} = A_{\text{в}} Q^2$), характеристики последовательного ($h_{\text{посл}} = A_{\text{посл}} Q^2$) и параллельного ($h_{\text{пар}} = A_{\text{пар}} Q^2$) соединений исследованных трубопроводов и путем графического сложения характеристик $h_{\text{пар}} = A_{\text{пар}} Q^2$ и $h_{\text{в}} = A_{\text{в}} Q^2$ получить характеристику сети ($h_c = A_c Q^2$). Построить характеристику сети по результатам расчетов ($h_p = A_p Q^2$). Результаты можно считать удовлетворительными, если отклонение h_c от h_p не превышает 15 %.

Таблица 4.1

Опыт	Время опыта	Объем вытекшей воды	Расход жидкости	Показания пьезометра		Потеря напора	Сопротивление трубопровода	
				h_1 , см	h_2 , см		A_i	$A_k; A_{дл}$
№	τ , с	W , см ³	Q , см ³ /с			h , см		
Короткий трубопровод $l_k =$, см; $d =$ см								
1								
2								
3								
Длинный трубопровод $l_{дл} =$, см; $d =$ см								
1								
2								
3								

Таблица 4.2

Опыт	Время опыта	Приращение уровня в мерном баке	Расход воды	Показания пьезометра	Потеря напора на вентиле	Сопротивление вентиля
№	τ , с					
1						
2						
3						
Среднее сопротивление вентиля				A_v		
Коэффициент сопротивления вентиля				ξ_v		

Таблица 4.3

Опыт	Время опыта	Объем вытекшей воды	Расход воды	Показания пьезометра	Потери напора в трубопроводе	Расчетное значение потерь напора
№	τ , с					
1						
2						
3						
....						
10						

Лабораторная работа № 5

Истечение жидкости через отверстия и насадки

Цель работы: экспериментальное определение коэффициентов истечения воды через отверстия различной формы в тонкой стенке и через насадки; визуальное наблюдение эффекта Коанда и процесса инверсии струи из некруглых отверстий.

5.1. Теоретические положения

Истечение жидкости через малое незатопленное отверстие в тонкой стенке. *Малым* называется отверстие, вертикальный размер которого составляет не более 10 % глубины его погружения. В этом случае скорость входа частиц жидкости на верхней и нижней кромках можно считать одинаковой. При истечении жидкости в газовую среду, например в атмосферу, отверстие называют *незатопленным*. *Тонкой* считается стенка, если вытекающая жидкость касается лишь кромки отверстия, обращенной внутрь резервуара.

К основным рассчитываемым параметрам отверстий относят *скорость* истечения и *расход* жидкости. На их величину влияют действующий напор или эквивалентный ему перепад давления на отверстию, размеры и форма отверстия, его расположение относительно стенок, дна резервуара и свободной поверхности, свойства жидкости и режим ее истечения.

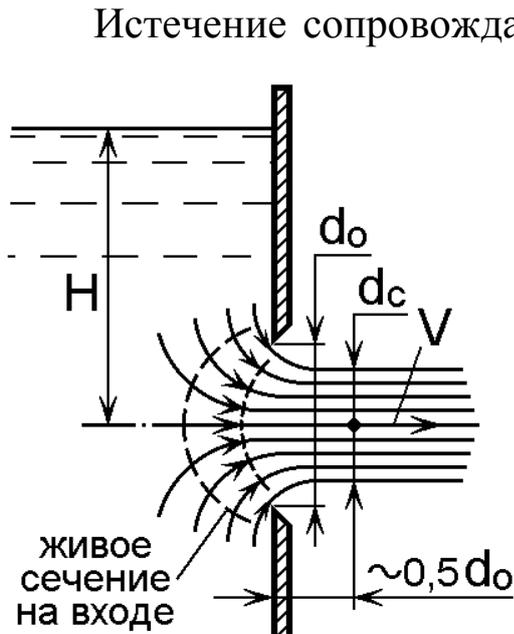


Рис. 5.1. Схема истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке

Истечение сопровождается эффектом *сжатия* струи, механизм которого поясняется рис. 5.1 на примере круглого отверстия в тонкой стенке.

Траектории частиц при приближении к отверстию искривляются. Возникающая при криволинейном движении частиц жидкости центробежная сила направлена внутрь формирующейся струи, вследствие чего уменьшается ее поперечный размер, т. е. происходит *сжатие* струи.

На входе в отверстие движение, установившееся при $H = \text{const}$, неравномерное, а живое сечение существенно криволинейное и постепенно уменьшающееся по площади до наиболее сжатого сечения. По мере удаления от стенки кривизна линий тока уменьшается и на расстоянии $\approx 0,5d_0$ от стенки линии тока практически параллельны. В силу малости отверстия местные скорости частиц можно считать одинаковыми, а коэффициент неравномерности скоростей (коэффициент Кориолиса) $\alpha \rightarrow 1$.

Дальнейшее движение незатопленной струи является плавно изменяющимся под действием сил тяжести, инерции, поверхностного натяжения и трения. На значительном удалении от отверстия в связи с насыщением воздухом (аэрация) струя начинает дробиться и теряет компактность.

Различают *полное и неполное, совершенное и несовершенное* сжатие струи. *Неполное* сжатие наблюдается в тех случаях, когда струя подвергается сжатию не по всему периметру. Например, когда отверстие примыкает к дну (отсутствует сжатие с нижней стороны) или когда отверстие примыкает к дну и расположено у стенки резервуара (отсутствует сжатие с двух сторон).

Совершенным называется сжатие, когда отсутствует влияние свободной поверхности жидкости или твердых границ резервуара на поле скоростей частиц на входе в отверстие. Для выпол-

нения этого условия расстояние от любой стенки (дна) резервуара или от свободной поверхности до ближайшей кромки отверстия должно быть не менее $3d_0$.

Количественно эффект сжатия оценивается *коэффициентом сжатия*:

$$\varepsilon = \frac{f_c}{f_0}, \quad (5.1)$$

где f_c и f_0 – площади соответственно струи в сжатом сечении и отверстия. Для круглого отверстия $\varepsilon = (d_c / d_0)^2$.

Расход жидкости через отверстие равен произведению скорости струи V на ее площадь:

$$Q = Vf_c = Vf_0\varepsilon. \quad (5.2)$$

Теоретическая величина *скорости струи* определяется по формуле Торричелли, которая справедлива для идеальной жидкости:

$$V_{ид} = \sqrt{2gH}. \quad (5.3)$$

Фактическая величина скорости всегда меньше вследствие сопротивления отверстия (коэффициент сопротивления ξ) и неравномерного распределения скоростей, оцениваемого коэффициентом Кориолиса α .

На основе уравнения Бернулли можно показать, что поправочный коэффициент на скорость истечения (коэффициент скорости) равен

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}, \quad (5.4)$$

и тогда

$$V = V_{ид} \cdot \varphi = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (5.5)$$

Произведение коэффициентов сжатия и скорости называют коэффициентом расхода:

$$\mu = \varphi \cdot \varepsilon, \quad (5.6)$$

и с учетом (5.2) и (5.5) получаем:

$$Q = \mu f_0 \sqrt{2gH}. \quad (5.7)$$

По экспериментальным данным при турбулентном истечении воды из круглого отверстия при совершенном сжатии можно

считать: $\alpha = 1,01 \dots 1,13$ ($Re \approx 10^4 \dots 10^5$); $\xi \approx 0,06$; $\varepsilon \approx 0,64$; $\varphi \approx 0,92 \dots 0,97$; $\mu \approx 0,59 \dots 0,62$.

Расход жидкости и соответствующие коэффициенты истечения для некруглых отверстий при такой же площади всегда меньше из-за несовершенства их формы.

Истечение жидкости через насадки. *Насадком* называется короткий патрубок длиной обычно $(3 \dots 5)d_0$, присоединенный к отверстию с *внешней* или *внутренней* стороны. Применяют насадки с целью увеличить расход или изменить (увеличить, уменьшить) кинетическую энергию струи. Для увеличения пропускной способности водосбросов на дамбах, плотинах и ускорения опоражнивания емкостей обычно используют *цилиндрические* насадки. *Конические сходящиеся* и *коноидальные* насадки (конфузоры) применяют с целью увеличения скорости, дальности и силы удара струи (гидромониторы, брандспойты, входные элементы насосов, вентиляторов, струйные усилительные элементы, расходомеры и т. п.). *Конические расходящиеся* насадки (диффузоры) позволяют преобразовать часть кинетической энергии потока в потенциальную, т. е. повышают давление и уменьшают скорость, что используется, например, в выходных элементах насосов и вентиляторов, в топливоподающих элементах для лучшего распыления горючей смеси.

Для расчета насадков пригодны те же закономерности, что и

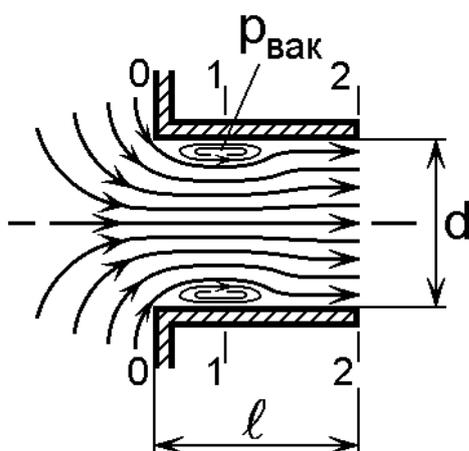


Рис. 5.2. Схема истечения через внешний насадок

для малого отверстия, но численные значения коэффициентов истечения ε , μ , ξ , φ имеют другие значения (табл. 5.1) и определяются экспериментально.

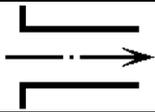
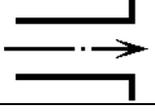
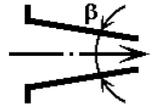
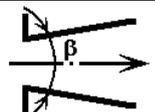
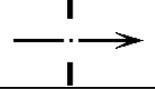
Существенная разница величин коэффициентов обусловлена различием условий входа, протекания и истечения жидкости.

На примере внешнего цилиндрического насадка рассмотрим особенности протекания жидкости в нем по рис. 5.2.

Условия и характер течения

жидкости на входе в патрубок с острой входной кромкой такие же, как и для отверстия. В сечении 1–1 струя максимально сжата, а на участке 1–2 она плавно расширяется, заполняя все сечение патрубка.

Таблица 5.1

Вид насадка	Схема	ε^*	ξ	φ	μ^*
1. Цилиндрический внешний		1	0,5	0,82	0,82
2. Цилиндрический внутренний		1	1	0,71	0,71
3. Конический сходящийся $\beta = 13,4^\circ$		0,98	0,06...0,09	0,96	0,94
4. Конический расходящийся $\beta = 7^\circ$		1	3...4	0,45	0,45
5. Коноидальный		1	0,04	0,98	0,98
6. Круглое отверстие		0,62...0,64	0,06	0,97	0,61

* коэффициенты ε и μ относятся к выходному сечению патрубка.

Между сжатой струей и стенкой насадка образуется водоворотная (вихревая) зона с пониженным давлением $p_{\text{вак}}$. Это можно доказать, используя уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2. Поскольку в сечении 1–1 скоростной напор больше, чем в сечении 2–2, то для выполнения постоянства суммы скоростного и пьезометрического напоров (смысл уравнения Бернулли) напор (или давление) в сечении 1–1 должен быть меньше. При истечении в атмосферу $p_2 = p_{\text{атм}}$ и, следовательно, $p_1 < p_{\text{атм}}$, т. е. в сечении 1–1 создается вакуум.

С увеличением действующего напора H и, следовательно, скорости истечения вакуум возрастает, и в критической ситуации может начаться испарение и кипение жидкости – *кавитация* в вихревой зоне.

Влияние вакуума на расход жидкости двоякое. С одной стороны, пониженное давление тормозит транзитную струю, т. е.

возрастает коэффициент сопротивления ξ , но, с другой стороны, создается эффект «подсасывания» жидкости из резервуара, что в итоге ведет к значительному увеличению расхода.

Из описанной схемы истечения следует, что расход через отверстие в толстой стенке при $\ell \approx d_0$ будет примерно на 35 % больше, чем через такое же отверстие в тонкой стенке.

Эффект Коанда заключается в отклонении струи от нормальной траектории в направлении близлежащей твердой границы пространства и поясняется рис. 5.3.

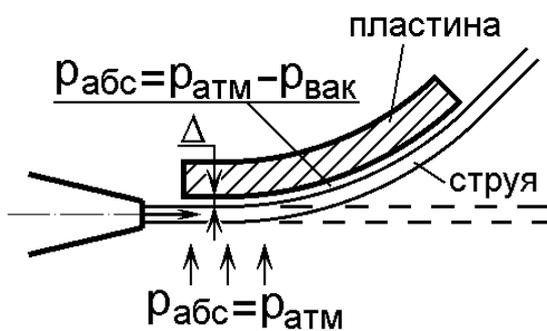


Рис. 5.3. Схема, поясняющая эффект Коанда

Если к струе приближать твердую стенку (например пластину), то имеющийся между ними воздух частично уносится струей жидкости, т. е. в зазоре Δ увеличивается скоростной напор, а следовательно, понижается давление. Вследствие разности абсолютных давлений струя отклоняется в сторону стенки.

Этот эффект часто используется в струйной технике.

Инверсией струи называется процесс плавной трансформации формы поперечного сечения струи, вытекающей из отверстий полигональной (многоугольной) формы. На рис. 5.4 это показано на примере струи из треугольного отверстия.

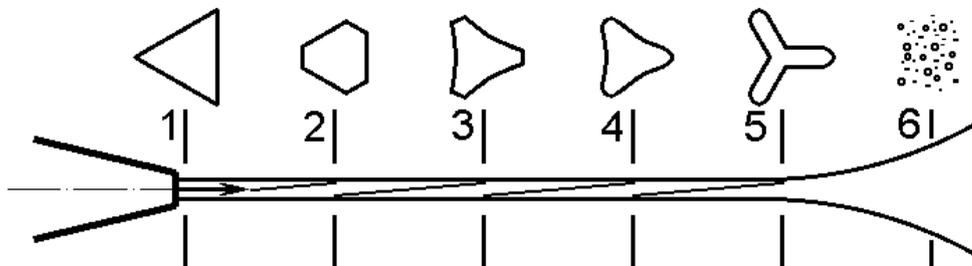


Рис. 5.4. Инверсия струи из треугольного отверстия до ее разрушения

Трансформация формы струи объясняется различной скоростью входа струек жидкости по углам и граням отверстия, дей-

ствием сил поверхностного натяжения, стремящихся придать струе круглую форму, и противодействующих этому инерционных сил.

Практическое применение процессу инверсии струи пока не найдено, однако вследствие своей зрелищности это явление иногда применяется в фонтанных устройствах.

5.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Конструкция установки (рис. 5.5) включает напорный коллектор 1 с комплектом струеформирующих головок 2, имитирующих истечение через отверстия различной формы (круглое, призматическое, треугольное и др.) и насадки (цилиндрические, конические, коноидальные и др.).

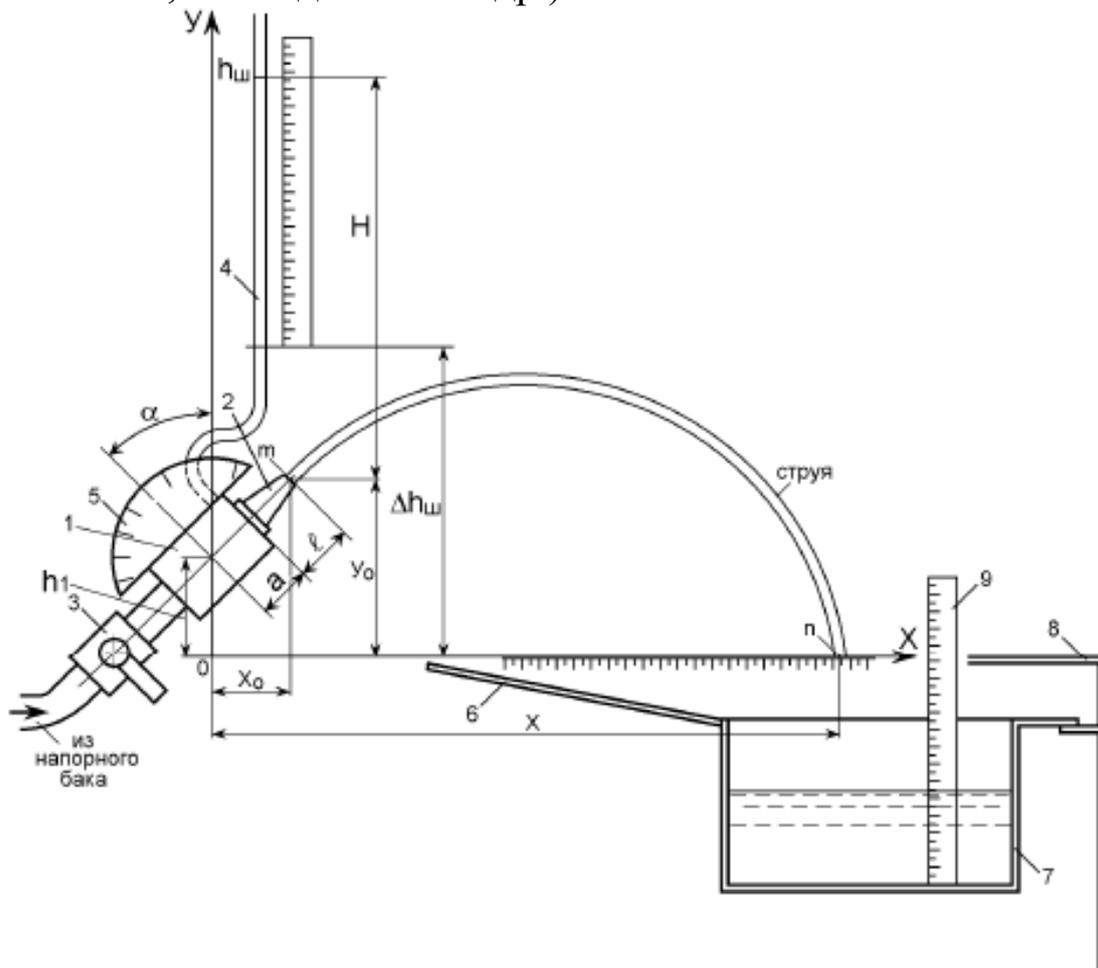


Рис. 5.5. Конструктивная и расчетная схема лабораторной установки

Поперечный размер коллектора на порядок больше размера отверстий, что позволяет получить совершенное сжатие струи. Необходимый напор H в коллекторе регулируется вентилем 3 и регистрируется пьезометром 4. Траекторию и дальность полета струи можно регулировать углом α наклона коллектора относительно горизонтальной плоскости, который определяется по угломеру 5. Вода сливается по желобу 6 в бачок 7, шарнирно прикрепленный к основному баку 8. Приращение уровня в бачке определяется переносным пьезометром 9.

Б. Порядок выполнения опытов

При закрытом вентиле 3 слить воду из бачка 7, вернуть в резьбовое отверстие коллектора насадку (тип насадка задается преподавателем) и закрепить под желаемым углом наклона α в пределах $10...70^\circ$. Измерить вылет головки l . Открыть вентиль 3 так, чтобы дальность полета струи вдоль оси X была $30...40$ см. При помощи переносного пьезометра определить приращение уровня воды в бачке 7 за время $30...120$ с. Возможно измерение объема вытекшей воды непосредственным измерением при помощи отдельной наборной и мерной емкостей. Одновременно с выполнением этих замеров зафиксировать показание пьезометра 4 и определить дальность полета струи (X) по горизонтальной шкале на баке 8. Повторить опыты при $X \approx 50...60$ см и $X \approx 70...80$ см, изменяя дальность полета струи при помощи вентиля 3.

Полученные результаты сравниваются после обработки экспериментальных данных.

Эффект Коанда демонстрируется с участием преподавателя. При исследовании струи выходящей из отверстия с полигональной формой надо визуально убедиться в существовании процесса инверсии струи.

В. Обработка экспериментальных данных

1. Определить фактическую скорость истечения струи по ее начальным (x_0, y_0) и конечным координатам (x, y) по формуле

$$V = \sqrt{\frac{0,5g(x - x_0)^2}{\cos^2 \alpha [y_0 - y + (x - x_0) \operatorname{tg} \alpha]}}, \text{ см/с.}$$

В соответствии со схемой (рис. 5.5):

$$x_0 = (a + \ell) \cos \alpha; \quad y_0 = h_1 + (a + \ell) \sin \alpha$$

где x – регистрируемая дальность полета струи; $y = 0$.

2. Вычислить действующий напор:

$$H = h_{\text{ш}} + \Delta h_{\text{ш}} - y_0, \quad \text{см.}$$

3. Определить теоретическую скорость истечения по формуле (5.3) и коэффициент скорости:

$$\varphi = V / V_{\text{ид.}}$$

4. Вычислить коэффициент сопротивления ξ по формуле (5.4), приняв $\alpha \approx 1,05$.

5. Определить объем вытекшей воды W по измеренному приращению уровня в бачке (площадь бачка равна 500 см^2) и рассчитать секундный расход:

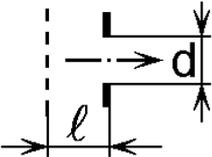
$$Q_p = W / \tau, \quad \text{см}^3 / \text{с.}$$

6. Из формулы (5.2) определить площадь струи в сжатом сечении f_c и коэффициент сжатия ϵ , вычислить коэффициент расхода по формуле (5.6).

7. Рассчитать теоретический расход по формуле (5.7) и сопоставить его с фактическим по п. 5.

8. В отчете кратко описать результаты визуального наблюдения инверсии струи и эффекта Коанда.

Таблица 5.2

Схема и геометрические параметры отверстия и заданного насадка		Круглое отверстие $d =$ $\ell =$			Заданный насадок $d =$ $\lambda =$ $\beta =$		
					<div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 40px; display: flex; align-items: center; justify-content: center;">СХЕМА</div>		
№ опыта		1	2	3	1	2	3
Угол истечения воды к горизонтали	α , град						
Показания пьезометра	$h_{ш}$, см						
Объем вытекшей воды	W_3 , см ³						
Время истечения	τ , с						
Дальность полета струи	X , см						
Действующий напор	H , см						
Фактический расход воды	Q , см ³ /с						
Фактическая скорость истечения	V , см/с						
Теоретическая скорость истечения	$V_{ид}$, см/с						

Продолжение табл. 5.2

№ опыта		1	2	3	1	2	3
Коэффициент скорости	φ_i						
	$\varphi_{ср}$						
Коэффициент сопротивления	ζ_i						
	$\zeta_{ср}$						
Коэффициент сжатия	ε_i						
	$\varepsilon_{ср}$						
Коэффициент расхода	μ_i						
	$\mu_{ср}$						

Лабораторная работа № 6

Исследование режимов работы насосной установки

Цель работы – изучение конструкции, принципа действия и определение напорных характеристик насосной установки по перекачке жидкостей.

6.1. Теоретические положения

Насосные установки широко применяются в народном хозяйстве. Это водоотливные установки шахт рудников, водоснабжение предприятий и жилых зданий, перемещение химических реагентов в химическом производстве, системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания и многие другие. Типовая схема насосной установки представлена на рис. 6.1.

Основным элементом насосной установки является насос 1. В большинстве установок это центробежный насос, который отличается большими производительностью и напором. Используются и объемные гидронасосы. Например, в системах смазки различных машин часто используются шестеренные насосы.

Насос из бака 2 перекачивает жидкость в бак 4 по всасывающему 3 и нагнетающему 5 трубопроводам, которые снабжены вентилями 6 и 7 соответственно, позволяющими регулировать производительность и напор установки.

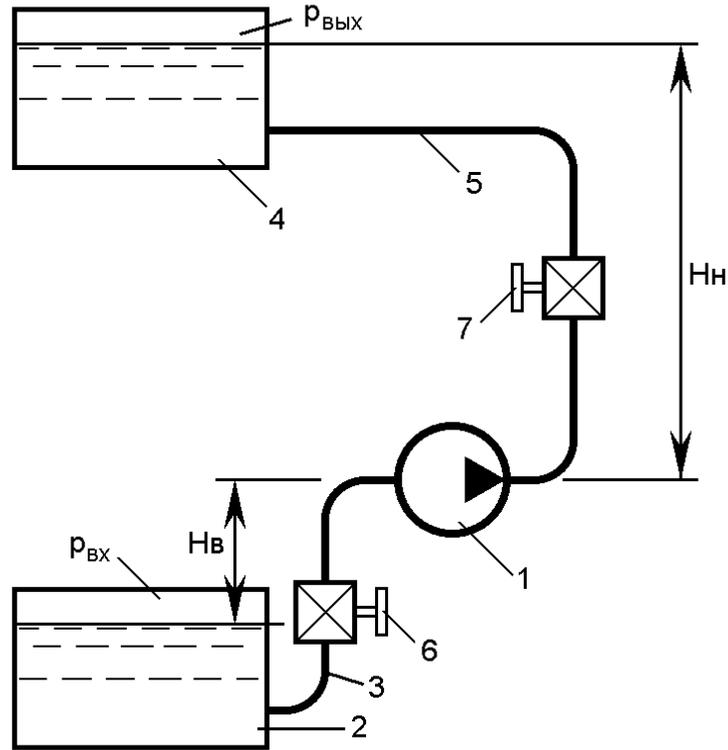


Рис. 6.1. Насосная установка

Основными характеристиками насосной установки являются характеристика сети $H_{\text{сети}} = f(Q)$ и характеристика насоса $H_{\text{нас}} = f(Q)$.

Характеристикой сети является уравнение, по которому определяется напор, необходимый для перемещения жидкости по трубопроводам насосной установки (подъема ее на нужную высоту, преодоления противодействия и сопротивления в трубопроводе) с заданной производительностью [1].

Для насосной установки, изображенной на рис. 6.1, уравнение характеристики сети имеет вид

$$H_{\text{сети}} = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho g} + H_{\text{в}} + H_{\text{н}} + k_{\text{тр}} Q^2,$$

где $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ – абсолютные давления соответственно на входе и выходе насосной установки;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости;

$H_{\text{в}}$ и $H_{\text{н}}$ – геометрические высоты соответственно всасывания и нагнетания;

$k_{\text{тр}}Q^2$ – потери напора в трубопроводах сети, обусловленные потерями по длине трубопроводов и на местных сопротивлениях.

Уравнение вида $h = kQ^2$ называется характеристикой трубопровода и для насосной установки складывается из характеристики всасывающего и нагнетающего трубопроводов:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{наг}}$$

или

$$k_{\text{тр}}Q^2 = (k_{\text{вс}} + k_{\text{наг}})Q^2.$$

Коэффициент k называют удельным сопротивлением трубопровода, которое может быть определено расчетным путем [2, 3] или экспериментально.

Графики характеристик трубопроводов имеют вид, представленный на рис. 6.2.

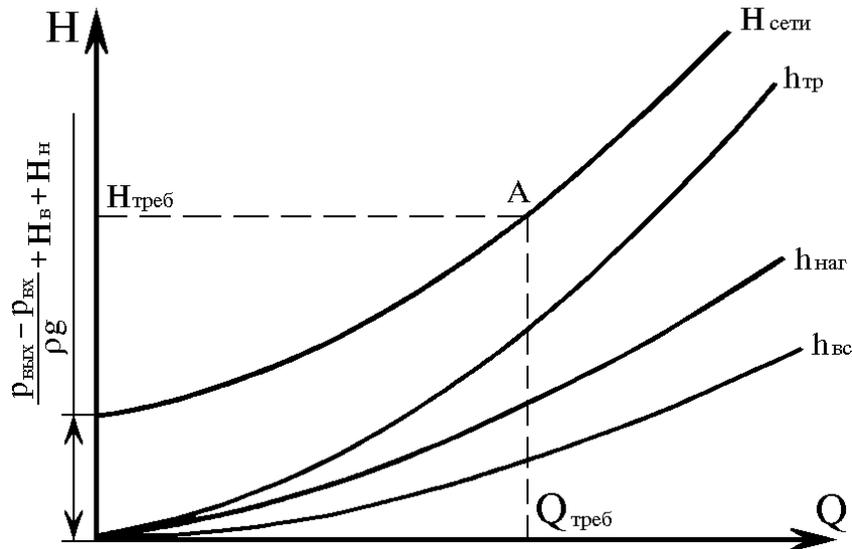


Рис. 6.2. Характеристики трубопроводов и сети насосной установки

Характеристика сети является основной для выбора насоса. Задача выбора сводится к нахождению в каталоге такого насоса, который при требуемом напоре обеспечивает заданную производительность (точка А характеристики сети на рис. 6.2). Обращение к каталогам насосов обусловлено тем, что теоретический расчет насоса сложен и не дает требуемой для практики точности. Поэтому характеристики насосов определяют экспериментально и представляют в каталогах.

Типичная характеристика насоса $H_{\text{нас}}$ имеет вид, представленный на рис. 6.3.

При выборе насоса необходимо, чтобы его характеристика проходила через точку А (рис. 6.2 и 6.3), соответствующую рабочему режиму насосной установки.

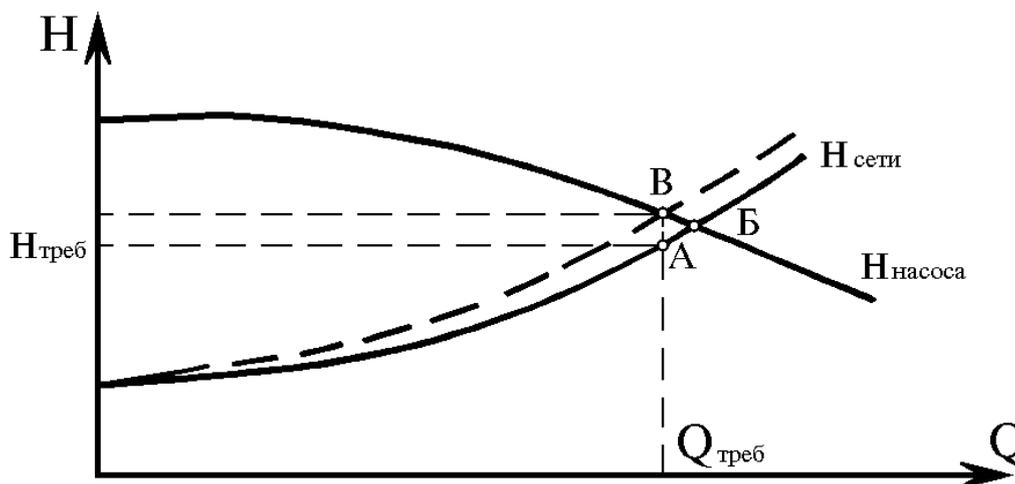


Рис. 6.3. Получение режимной точки насосной установки

Практически это условие выполнить удается очень редко. Обычно характеристика насоса пересекает характеристику сети вблизи точки А. Очевидно, что эта точка пересечения располагается правее точки А (рис. 6.3, точка Б).

В насосных установках, в которых не требуется регулировать подачу ($Q_{\text{тр}} = \text{const}$), необходимый режим получают за счет изменения характеристики насоса. Для этого либо обтачивают рабочее колесо насоса, либо изменяют частоту вращения вала насоса до величины, обеспечивающей пересечение характеристики сети и изменившейся характеристики насоса в режимной точке А. В регулируемых по производительности насосных установках заданную подачу $Q_{\text{тр}}$ получают изменением характеристики сети. Это производится при помощи вентиля (преимущественно вентилем в напорной магистрали). На графике (рис. 6.3) новая характеристика сети показана пунктирной линией. Она получается путем открытия вентиля и пересекается с характеристикой насоса в точке, соответствующей требуемой подаче. Однако видно, что возрос требуемый напор, так как введено дополнительное

сопротивление проходу жидкости прикрываемым вентилем. Как результат этого, возрастет потребляемая мощность установки и снизится ее КПД. Поэтому диапазон регулирования не рекомендуется делать большим, чтобы существенно не снизить КПД установки. Регулирование вентилем на всасывающем трубопроводе возможно еще в меньшем диапазоне, т. к. в этом случае снижаются всасывающие свойства насоса. В частности возрастает опасность возникновения кавитации и быстрого выхода из строя насоса.

Из рассмотрения графиков рис. 6.3 виден способ экспериментального определения характеристики насоса. Точки Б и В принадлежат характеристике насоса. Это значит, что можно получить и другие точки характеристики насоса, изменяя величину закрытия вентиля и фиксируя значения Q и H для каждого случая.

6.2. Экспериментальная часть

А. Лабораторная установка

Лабораторная установка, предназначенная для изучения режимов работы насосной установки, состоит (рис. 6.4) из центробежного вихревого насоса 6, который осуществляет перекачивание воды из нижнего бака 3 в верхний бак 1.

Насос связан с мерным баком 3 всасывающим трубопроводом, а с баком 1 – нагнетающим трубопроводом. Изменение режима работы насосной установки осуществляется вентилями 4 и 7. Давление на входе в насос измеряется вакуумметром 5, а на выходе из него – манометром 8. Мерный бак 3 оснащен уровнем, при помощи которого измеряется производительность насосной установки. Наполнение бака 3 производится открытием вентиля 11.

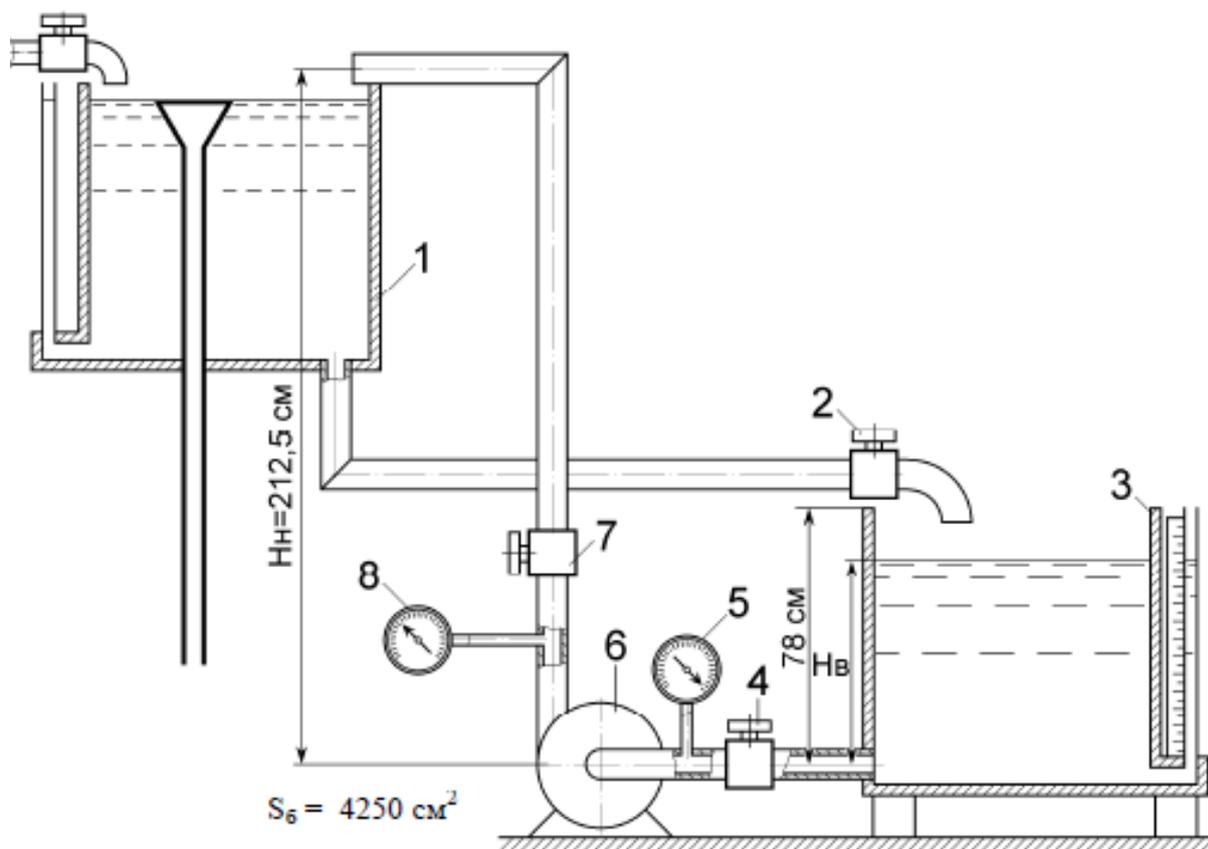


Рис. 6.4. Схема лабораторной установки

Б. Порядок проведения опытов

Первая серия опытов.

Перед пуском насоса при помощи вентиля 2 необходимо наполнить мерный бак 3 водой на 2–3 см выше заданного преподавателем уровня $H_{в}$. Произвести пуск насоса. При достижении заданного уровня в мерном баке пустить секундомер. По истечении времени $t = 20$ с снять конечное показание уровнемера (пьезометра) мерного бака. Одновременно снять показания вакуумметра и манометра. Выключить насос и результаты замеров занести в табл. 6.1.

Снова при помощи вентиля 2 наполнить мерный бак 3 на 2–3 см выше заданного преподавателем уровня $H_{в}$. Произвести пуск насоса и, прикрывая вентиль 7 изменить показание манометра 8 на одно- два деления шкалы. При достижении заданного уровня в мерном баке пустить секундомер и произвести замеры

аналогично предыдущему опыту. Таких замеров должно быть произведено 6–8 раз.

Вторая серия опытов.

Вторая серия опытов отличается от первой серии только тем, что изменение режима работы насосной установки производится вентилем 4. Результаты замеров занести в табл. 6.2

ВНИМАНИЕ! Полное закрытие вентилей (особенно вентиля 4) не допускается!

Результаты замеров первой серии опытов заносятся в табл. 6.1, а второй – в табл. 6.2.

Таблица 6.1

№ опыта		1	2	3	4	5	6	7	8
Показания вакуумметра	p_v , кгс/см ²								
Показания манометра	p_n , дел. шкалы								
Показания уровнемера	$h_{нач}$, мм								
	$h_{кон}$, мм								

Таблица 6.2

№ опыта		1	2	3	4	5	6	7	8
Показания вакуумметра	p_v , кгс/см ²								
Показания манометра	p_n , дел. шкалы								
Показания уровнемера	$h_{нач}$, мм								
	$h_{кон}$, мм								

В. Обработка экспериментальных данных

На первом этапе обработки результатов замеров все снятые параметры необходимо привести к требуемым размерностям по выражениям

$$h_v = 10 p_v, \text{ м}, p_v [\text{кгс/см}^2] - \text{напор во всасе насоса};$$

$$h_n = 10 p_n, \text{ м}, p_n [\text{дел. шкалы}] - \text{напор в нагнетании насоса};$$

$$Q = \Delta h \frac{S_0}{\tau}, \text{ л/мин} - \text{производительность установки};$$

$\Delta h = h_{\text{нач}} - h_{\text{кон}}$ – изменение уровня воды в нижнем баке, дм;

$S_6 = 4250 \text{ см}^2$ – площадь нижнего бака; τ – время опыта, мин.

Пересчитанные значения параметров заносятся в соответствующие графы таблиц: для первой серии опытов в табл. 6.3, а для второй – в табл. 6.4.

По данным табл. 6.3 рассчитываются характеристики насоса и всасывающего трубопровода.

Напор насоса рассчитывается по формуле

$$H_{\text{нас}} = h_{\text{в}} + h_{\text{н}}, \text{ м.}$$

Характеристика насоса описывается с достаточной точностью уравнением параболы:

$$H_{\text{нас}} = a + bQ^2.$$

Для определения коэффициентов аппроксимации a и b необходимо преобразовать параболическую зависимость в линейную, произведя замену $x = Q^2$. Тогда коэффициенты аппроксимации рассчитываются по формулам

$$b = \frac{\sum x_i H_i - n \bar{x} \bar{H}}{\sum x_i^2 - n \bar{x}^2}; \quad a = \bar{H} - b \bar{x},$$

где $\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}$; $\bar{H} = \frac{\sum H_i}{n}$;

n – число замеров.

Правильность расчетов подтверждается знаком « \rightarrow » у коэффициента b .

Таблица 6.3

№ опыты		1	2	3	4	5	6	7	8
Напор во всасе насоса	$h_{\text{в}}, \text{ м}$								
Напор в нагнетании насоса	$h_{\text{н}}, \text{ м}$								
Производительность установки	$Q, \text{ л/мин}$								
Напор насоса	$H_{\text{нас}}, \text{ м}$								
Напор во всасывающем трубопроводе	$h_{\text{вс}}, \text{ м}$								

Характеристика всасывающего трубопровода $h_{\text{вс}}$ строится по данным $h_{\text{в}}$ и Q табл. 3 с учетом уровня воды в баке 3, т. е. $H_{\text{в}}$:

$$h_{\text{вс}} = h_{\text{в}} + H_{\text{в}}.$$

Знак «+» взят здесь вследствие того, что уровень воды в нижнем баке 3 выше всасывающего патрубка насоса 1 (рис. 6.4).

Характеристика всасывающего трубопровода аппроксимируется уравнением параболы вида

$$h_{\text{вс}} = cQ^2.$$

Коэффициент аппроксимации c по способу наименьших квадратов определяется по формуле

$$c = \frac{\sum x_i h_{\text{вс}i}}{\sum x_i^2},$$

где $x_i = Q_i^2$.

Характеристика нагнетающего трубопровода $h_{\text{наг}}$ определяется по данным $h_{\text{н}}$ и Q табл. 4 (вторая серия опытов) с учетом высоты нагнетания, т. е. $H_{\text{н}}$:

$$h_{\text{наг}} = h_{\text{н}} - H_{\text{н}}, \text{ м.}$$

Знак «-» взят здесь вследствие того, что нагнетание осуществляется на уровень выше нагнетающего патрубка насоса (рис. 6.4).

Таблица 6.4

№ опыта		1	2	3	4	5	6	7	8
Напор во всасе насоса	$h_{\text{в}}, \text{ м}$								
Напор в нагнетании насоса	$h_{\text{н}}, \text{ м}$								
Производительность установки	$Q, \text{ л/мин}$								
Напор в нагнетающем трубопроводе	$h_{\text{наг}}, \text{ м}$								

Характеристика нагнетающего трубопровода аппроксимируется уравнением параболы аналогично характеристике всасывающего трубопровода:

$$h_{\text{наг}} = dQ^2.$$

Характеристика сети для лабораторной насосной установки определяется по формуле

$$H_{\text{сети}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{наг}} + h_{\text{н}} - h_{\text{в}}.$$

Заметим, что высоты всасывания (H_B) и нагнетания (H_H) могут быть как со знаком "+", так и со знаком "-". Это зависит от геометрического расположения элементов насосной установки. В нашем случае H_B будет отрицательной, т. к. уровень воды в нижнем баке выше, нежели всасывающий патрубок насоса и получается, что жидкость не препятствует, а «помогает» насосу за счет своего напора получать жидкость.

По проведенным расчетам строятся графики $H_{\text{нас}}$, $H_{\text{сети}}$, $h_{\text{вс}}$, $h_{\text{наг}}$ (см. графики на рис. 5.4). Правильность расчета подтверждается тем, что точка пересечения графиков $H_{\text{нас}}$, $H_{\text{сети}}$ (точка на рис. 5.4) имеет параметры Q и H , соответствующие замерам, полученным при полном открытии вентилей 4 и 7.

7. Вопросы для контроля

1. Сколько существует режимов движения жидкости и почему.
2. Построить эпюры распределения скоростей при ламинарном режиме.
3. Построить эпюры распределения скоростей при турбулентном режиме.
4. Построить график зависимости Re от скорости потока жидкости.
5. Написать вывод числа Re .
6. Написать и объяснить уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
7. Написать и объяснить уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости.
8. Написать и объяснить энергетический смысл уравнения Бернулли.
9. Объяснить изменение напоров вдоль потока реальной жидкости.
10. Объяснить изменение напоров вдоль потока идеальной жидкости.
11. Показать размерность напоров.
12. Дать определение местным сопротивлениям.
13. Как определяются потери энергии в местных сопротивлениях.

14. Как определяются коэффициент местного сопротивления.
15. Как определяются потери по длине трубопровода.
16. Построить характеристику трубопровода для последовательного соединения.
17. Построить характеристику трубопровода для параллельного соединения.
18. Определение эквивалентной длины трубопровода.
19. Определение насадка.
20. Как происходит истечение жидкости через цилиндрический насадок.
21. Объяснить эффект Коанда.
22. Объяснить инверсию струи.
23. Дать определение совершенному сжатию.
24. Объяснить конструкцию насосной установки.
25. Как определяется характеристика сети и рабочая точка.

Список рекомендуемой литературы

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – Москва : Машиностроение, 1975. – 559 с.
3. Примеры расчетов по гидравлике: учеб. пособие для вузов / А. Д. Альтшуль и др. – Москва : Стройиздат, 1976. – 255 с.
4. Насосы: каталог-справочник. 3-е изд. – Москва : Машиностроение, 1960. – 230 с.
5. Кузнецов, В. В. Гидромеханика и основы гидравлики : учеб. пособие / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2013. – 263 с.