

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»,
1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного
производства»,
1-36 01 04 «Технология и оборудование высокоэффективных процессов
обработки материалов» дневной и заочной форм обучения

Витебск
2011

УДК 621.01

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА: лабораторный практикум для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 01 04 «Технология и оборудование высокоэффективных процессов обработки материалов» дневной и заочной форм обучения.
Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2011

Составители: к.т.н., проф. Ольшанский В.И.
к.т.н., доц. Замостоцкая Е.Ф.,
асс. Котов А.А.

Лабораторный практикум предназначен для выполнения лабораторных работ по курсу «Механика жидкости и газа».

Одобрено кафедрой «Технология и оборудование машиностроительного производства» УО «ВГТУ», протокол № 10 от «18» марта 2011 г.

Рецензент: доц. Угольников А.А.
Редактор: доц. Махаринский Ю.Е.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № ___ от «__» _____ 2011 г.,

Ответственный за выпуск: Герасимова О.С.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»

Подписано к печати _____ Формат _____ Уч.-изд. лист. _____

Печать ризографическая. Тираж _____ экз. Заказ № _____ Цена _____ руб.

Отпечатано на ризографе учреждения образования «Витебский государственный технологический университет».

Лицензия № 02330/0494384 от 16.03.2009.

210035, г. Витебск, Московский пр., 72.

Содержание

Введение.....	4
Лабораторная работа № 1	
Определение вязкости жидкости	5
Лабораторная работа № 2	
Исследование режимов движения жидкости в круглой трубе	11
Лабораторная работа № 3	
Построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения	16
Лабораторная работа № 4	
Определение коэффициента сопротивления трения по длине при движении жидкости в трубопроводе.....	24
Лабораторная работа № 5	
Определение коэффициентов местных сопротивлений при движении жидкости по трубопроводу.....	34
Лабораторная работа № 6	
Определение потери энергии при внезапном расширении потока в напорном трубопроводе.....	40
Лабораторная работа № 7	
Построение рабочих характеристик центробежного насоса.....	46
Лабораторная работа № 8	
Исследование истечения жидкости через насадки при постоянном напоре	54
Лабораторная работа № 9	
Измерение давления.....	62
Лабораторная работа № 10	
Определение формы поверхности равного давления во вращающемся цилиндрическом сосуде	70
Лабораторная работа № 11	
Расчет аэродинамических характеристик установок для сушки обуви при конвективном подводе тепла	75
Литература.....	87
Приложение.....	88

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторный практикум включает в рекомендации по выполнению лабораторных работ по основным разделам механики жидкости и газа для специальностей "Технология машиностроения", "Технологическое оборудование машиностроительного производства", "Технология и оборудование высокоэффективных процессов обработки материалов" дневной и заочной форм обучения. Каждая лабораторная работа содержит краткие сведения из теории, касающиеся материала раздела.

Основное назначение лабораторного практикума – дать студентам материал, который позволит выработать навыки применения теоретических сведений для решения конкретных задач технического характера и тем самым освоить практику и методику гидравлических расчетов.

Лабораторные работы составлены так, что студенты могут выполнить сравнительный анализ теоретических значений основных параметров гидравлических систем с практическими, реальными их значениями.

Лабораторный практикум предполагает знание студентами основных теоретических положений курса механики жидкости и газа, соответствующий терминологии, уравнений и формул.

Для лучшего освоения студентами основ механики жидкости и газа и развития самостоятельного инженерного мышления рекомендуется после обработки экспериментальных данных и оформления отчета по лабораторной работе проанализировать полученные результаты и выяснить влияние на них различных факторов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Целью работы является опытное определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера.

1.1 Теоретическое введение

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) ее частиц. Вязкость жидкости обуславливается наличием сил внутреннего трения, возникающих при движении реальной жидкости.

Гипотеза о внутреннем трении в жидкостях, впервые высказанная Ньютоном еще в 1687 году, согласно которой силы внутреннего трения, возникающие между соседними движущимися слоями жидкости, прямо пропорциональны скорости относительного движения этих слоев и площади поверхности соприкосновения, вдоль которой совершается относительное движение, в дальнейшем была подтверждена многочисленными исследованиями и стала, таким образом, законом внутреннего трения, который выражается уравнением:

$$F = \pm \mu S \frac{du}{dn}, \quad (1.1)$$

где F – сила внутреннего трения, возникающая между слоями жидкости при их относительном движении (Н);

μ – коэффициент абсолютной вязкости, или динамический коэффициент вязкости (Па·с);

S – площадь соприкосновения трущихся слоев жидкости (м²);

$\frac{du}{dn}$ – градиент скорости, представляющий собой величину изменения скорости на единицу толщины слоя жидкости.

В результате внутреннего трения в жидкостях возникают касательные напряжения. Касательным напряжением называется сила трения, приходящаяся на единицу площади соприкосновения слоев жидкости.

Из выражения (1.1) следует, что:

$$\tau = \frac{P}{S} = \pm \mu \frac{du}{dn} . \quad (1.2)$$

Из выражения (1.2) видно, что динамический коэффициент вязкости μ численно равен касательному напряжению τ при градиенте скорости $\frac{du}{dn}$, равном единице; знак "+" или "-" относится к $\frac{du}{dn}$ и зависит от направления отсчета.

В международной системе единиц (СИ) динамический коэффициент вязкости измеряется в (Н·сек²/м²).

В технической системе единиц (МКГСС) μ измеряется в (кг·сек/м²), где

$$1 \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = 9,81 \text{ Н} \cdot \text{сек}^2 / \text{м}^2 .$$

В физической системе единиц (СГС) единицей измерения динамического коэффициента вязкости является пуаз (П).

$$1 \text{ П} = 1 \text{ дин} \cdot \text{кг} \cdot \text{сек} / \text{см}^2 = 1 \text{ г} / \text{см} \cdot \text{сек} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 .$$

Кроме динамического коэффициента вязкости μ в инженерной практике широко используется и другая характеристика вязкости – кинематический коэффициент вязкости ν , который представляет собой отношение динамического коэффициента вязкости μ к плотности жидкости ρ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} . \quad (1.3)$$

В системе СИ и технической системе единиц кинематический коэффициент вязкости измеряется в (м²/сек).

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости в физической системе единиц называется стокс (Ст):

$$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см} / \text{сек} = 10^{-4} / \text{сек} .$$

Вязкость жидкости может быть выражена и так называемой условной

вязкостью ВУ путем сравнения времени истечения одинаковых объемов исследуемой и какой-либо стандартной жидкости из специальных приборов. В отечественной практике принято измерять условную вязкость в градусах Энглера ($^{\circ}E$), в США – в секундах Сейболта ($^{\circ}S$), в Англии – в секундах Редвуда ($^{\circ}R$), во Франции – в градусах Барбье ($^{\circ}B$).

Величина вязкости зависит от температуры и давления. Для капельных жидкостей характерно уменьшение вязкости с повышением температуры. Для газов, напротив, повышение температуры ведет к увеличению вязкости. С увеличением давления вязкость как капельных жидкостей, так и газов растет. При давлениях порядка 1000–2000 МПа большинство капельных жидкостей затвердевает.

Опытное определение вязкости жидкостей производится при помощи специальных приборов, называемых вискозиметрами. Первый вискозиметр был создан Ломоносовым в 1751 г. под названием "инструмент для исследования вязкости жидких материй по числу капель".

В настоящее время существует несколько различных типов вискозиметров, из которых наибольшее распространение получили следующие: капиллярные вискозиметры, основанные на определении времени протекания исследуемой жидкости по капиллярным трубкам (вискозиметры Воларовича, Пинкевича, Оствальда, Уббелодде и др.); вискозиметры для определения условной вязкости, основанные на сравнении времени истечения через отверстие насадка исследуемой и стандартной жидкостей (вискозиметр Энглера, Сейболта, Редвуда, Барбье и их разновидности); вискозиметры ротационного типа, основанные на измерении скорости вращения под действием некоторой силы двух соосно расположенных цилиндров, зазор между которыми заполнен исследуемой жидкостью; вискозиметры, основанные на измерении интенсивности затухания крутильных колебаний помещенного в исследуемую жидкость маятника или сосуда с исследуемой жидкостью; вискозиметры, основанные на измерении скорости падения в исследуемой жидкости твердого тела, например, металического шарика или всплытия пузырька воздуха (рамочный вискозиметр). Условная вязкость в градусах Энглера – отношение времени $T_{жс}$ истечения из вискозиметра Энглера некоторого объема исследуемой жидкости ко времени $T_г$ истечения из него того же объема дистиллированной воды при температуре 20°C :

$$ВУ(^{\circ}E) = \frac{T_{жс}}{T_г}. \quad (1.4)$$

1.2 Описание экспериментальной установки

Вискозиметр Энглера (рис. 1.1) широко применяется для определения вязкости масел и некоторых других жидкостей, более вязких, чем вода.

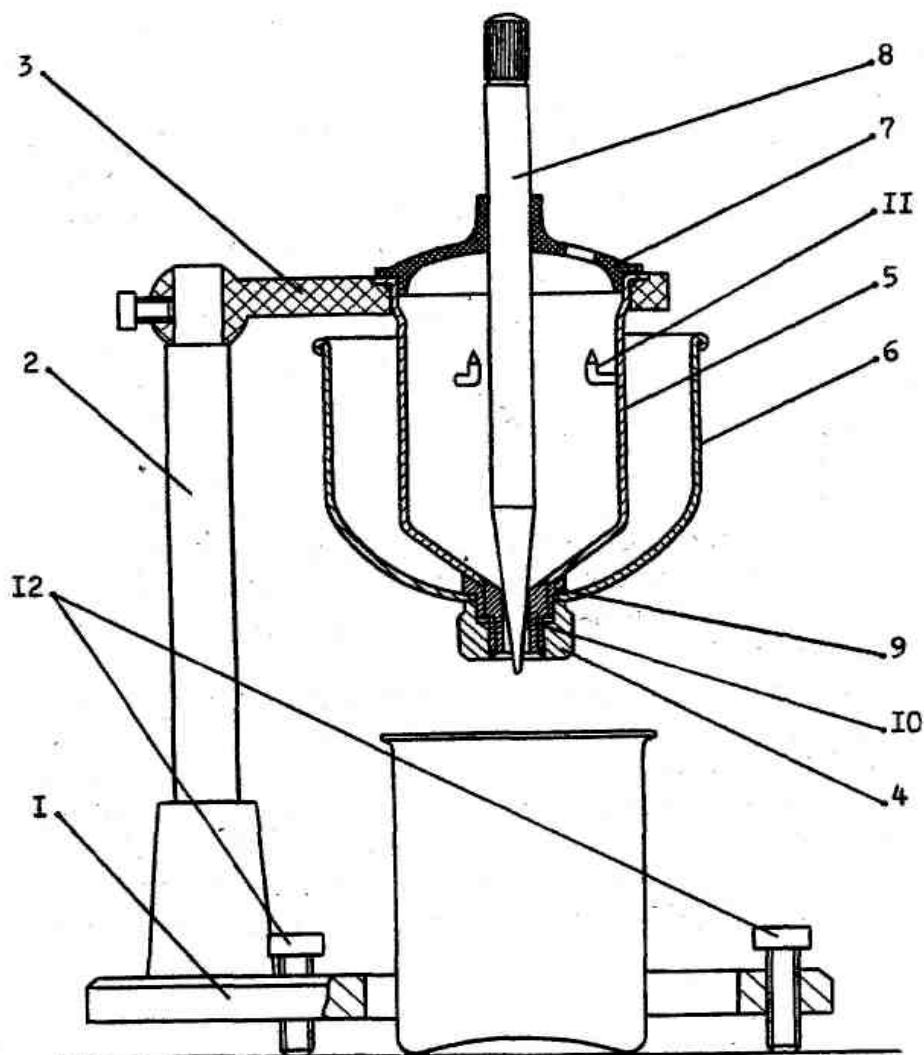


Рисунок 1.1 – Вискозиметр Энглера:

1 – основание; 2 – стойка; 3 – кронштейн; 4 – гайка; 5 – внутренний резервуар;
6 – наружный резервуар; 7 – крышка; 8 – стержень; 9 – штуцер; 10 – насадок;
11 – крючки; 12 – регулировочные винты

Прибор состоит из двух concentrically расположенных резервуаров. Внутренний резервуар 5, закрепленный при помощи кронштейна 3 на стойке 2 основания 1, имеет коническое дно, в центре его припаян штуцер 9. В отверстие штуцера вставлена калиброванная трубка – насадок 10, через которую вытекает исследуемая жидкость. Отверстие насадка закрывается заостренным на конце стержнем 8. На внутренней поверхности резервуара 5

имеются три крючка 2, указывающие, до какого уровня необходимо наливать исследуемую жидкость. По этим же крючкам с помощью регулировочных винтов 12, вкручиваемых в основание 1, производится вертикальная установка прибора. Гайкой на штуцере 9 внутреннего резервуара крепится наружный резервуар 6, играющий роль водяной ванны. Пространство между резервуарами 5 и 6 заполняется водой, которая при необходимости может подогреваться или охлаждаться.

Во время проведения опыта внутренний резервуар закрывается крышкой 7, в центральное отверстие которой проходит стержень 8. Кроме того, в крышке имеется боковое отверстие, в которое может вставляться термометр, служащий для контроля температуры исследуемой жидкости. Под отверстие насадка устанавливается сосуд, служащий для сбора вытекающей из прибора жидкости.

1.3 Методика проведения опыта и обработки данных

Перед началом проведения опыта снимают крышку 7 вискозиметра и убеждаются в том, что внутренняя поверхность резервуара 5 и насадка 10 чиста и насухо протерта. Затем в отверстие насадка 10 вставляют стержень 8 и во внутренний резервуар 5 наливают столько исследуемой жидкости, чтобы ее свободная поверхность незначительно прикрывала острия крючков 11; при этом объем жидкости составляет примерно 100 см^2 .

Резервуар с жидкостью закрывают крышкой 7, в боковое отверстие которой вставляют термометр. В наружный резервуар 6 наливают воду, которая либо подогревается, либо охлаждается до тех пор, пока температура исследуемой жидкости в резервуаре 5 не достигнет требуемого значения.

Под отверстие насадка прибора подставляют пустой сосуд, после чего, придерживая крышку вискозиметра, приподнимают стержень 8 и одновременно включают секундомер. Когда истечение жидкости из насадка прекратится, секундомер выключают. Полученное время в секундах и есть время истечения 100 см^3 исследуемой жидкости $T_{жс}$. Для исключения возможных ошибок определение $T_{жс}$ повторяют несколько (обычно 5 – 7) раз.

В такой же последовательности определяют водное число $T_в$, то есть время истечения 100 см^3 дистиллированной воды при температуре 20°C .

По результатам измерений подсчитываются средние значения $T_{жс}$ и $T_в$, которые заносятся в таблицу.

По этим средним значениям по формуле (1.4) определяется условная

вязкость исследуемой жидкости, выраженная в градусах Энглера.

Переход от условной вязкости в градусах Энглера к кинематическому коэффициенту вязкости производится по эмпирической формуле Уббелоде:

$$\nu = 0,0731 \cdot \text{ВУ}(\text{°E}) - \frac{0,0631}{\text{ВУ}(\text{°E})} \quad (\text{Ст}). \quad (1.5)$$

Полученное значение кинематического коэффициента вязкости в Стоксах переводится в единицы системы СИ.

По зависимости (1.3) подсчитывается динамический коэффициент вязкости μ в пуазах, а затем и в единицах систем СИ и МКГСС.

Значение плотности исследуемой жидкости ρ измеряется с помощью ареометра или определяется по справочным таблицам.

Все результаты вычислений заносятся в соответствующие графы таблицы 1.1. Полученные значения сопоставляются со справочными.

Таблица 1.1 – Результаты лабораторной работы № 1

<i>Исследуемая жидкость</i>			
Температура исследуемой жидкости		t	°C
Плотность исследуемой жидкости		ρ	г/м ³
			кг/м ³
Среднее время истечения жидкости 100 см ³		$T_{ж}$	сек
		$T_{в}$	сек
Вязкость исследуемой жидкости	Условная	ВУ	°E
	Кинематическая	ν	Ст
			м ² /сек
	Динамическая	μ	П
			кг·сек / м ²
Н·сек / м ²			
По справочнику			

1.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему вискозиметра Энглера.

3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

1.5 Контрольные вопросы

1. Что называется вязкостью жидкости?
2. Что такое динамический коэффициент вязкости, в каких единицах он измеряется?
3. Что такое кинематический коэффициент вязкости, в каких единицах он измеряется?
4. Что такое условная вязкость в градусах Энглера?
5. Каким образом вязкость жидкостей и газов зависит от температуры?
6. Каким образом вязкость жидкостей и газов зависит от давления?
7. Какие существуют основные типы вискозиметров?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Целью работы является определение по опытным данным значений чисел Рейнольдса и режимов движения жидкости в круглой трубе.

2.1 Теоретическое введение

В природе существует два различных по своему характеру режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим движения жидкости – это такой режим, при котором траектории движения частиц жидкости не пересекаются, движение жидкости носит упорядоченный, струйчатый характер, и перемешивания жидкости не происходит.

Турбулентный режим – это такой режим, при котором траектории движения частиц жидкости пересекаются между собой, движение жидкости носит хаотичный, вихревой характер. При этом происходит интенсивное перемешивание жидкости, сопровождающееся пульсациями скорости и давления.

Ламинарный режим наблюдается преимущественно при движении вязких жидкостей, таких как смазочные масла, нефть, мазут, битум и тому подобное, а также при движении воды в трубках малого диаметра (капиллярах) и в порах грунта. В подавляющем большинстве случаев при движении воды и других сравнительно маловязких жидкостей (спирт, керосин, бензин) наблюдается турбулентный режим движения.

При увеличении скорости движения жидкости ламинарный режим в какой-то момент сменяется турбулентным, который при уменьшении скорости потока опять переходит в ламинарный. Скорость, при которой происходит смена режимов движения жидкости, называется критической скоростью $U_{кр}$.

Необходимо отметить, что процесс перехода одного режима движения жидкости в другой не является полностью обратимым: переход ламинарного режима в турбулентный всегда происходит при значительно больших скоростях, чем обратный переход турбулентного режима в ламинарный. Соответственно, различают две критические скорости: верхнюю $U_{кр.в.}$ и нижнюю $U_{кр.н.}$. При верхней критической скорости ламинарный режим движения переходит (при увеличении скорости потока) в турбулентный, а при нижней критической скорости турбулентный режим движения переходит (при уменьшении скорости) в ламинарный. При этом всегда $U_{кр.в.} < U_{кр.н.}$.

Однако, режим движения зависит не только от скорости, но также от вязкости жидкости и от геометрических размеров русла. Все эти величины входят в безразмерный комплекс, называемый числом Рейнольдса (Re), который и является критерием, однозначно определяющим режим движения жидкости.

Для напорного движения жидкости в круглых трубках число Рейнольдса рассчитывается по формуле

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (2.1)$$

где v – средняя скорость движения потока жидкости;

d – внутренний диаметр трубы;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Для труб некруглого сечения и для открытых потоков при расчете числа Рейнольдса вместо диаметра d вводится так называемый гидравлический

радиус R , представляющий собой отношение площади живого сечения потока ω к смоченному периметру χ :

$$R = \frac{\omega}{\chi} . \quad (2.2)$$

В соответствии с наличием двух критических скоростей различают и два критических значения числа Рейнольдса: нижнее критическое число Рейнольдса $Re_{кр.н.}$, определяемое при нижней критической скорости, и верхнее критическое число Рейнольдса $Re_{кр.в.}$, определяемое при верхней критической скорости. В результате тщательно поставленных экспериментов было установлено, что переход ламинарного режима движения жидкости в турбулентный происходит приблизительно при $Re_{кр.в.} = 10000$, а переход турбулентного режима движения жидкости в ламинарный – при $Re_{кр.н.} = 2320$.

Следует отметить, что при движении жидкости в трубах в отдельных случаях путем устранения источников возмущения потока удается задержать переход от ламинарного движения к турбулентному до значений числа Рейнольдса, достигающих 100000–150000. Но при больших значениях Re ламинарный режим является крайне неустойчивым и достаточно небольшого возмущения, чтобы движение перешло в турбулентное.

Таким образом, всегда можно считать, что при значениях $Re < 2320$ движение жидкости будет ламинарным, а при значениях $Re > 10000$ – турбулентным.

В интервале значений Re от 2320 до 10 000 может иметь место как ламинарный, так и турбулентный режим движения, в зависимости от того, происходит увеличение или уменьшение скорости течения потока жидкости. Поскольку в этом случае определить режим движения только по значению числа Рейнольдса невозможно, такое движение иногда называют неопределенным.

Выявление характера режима движения жидкостей и газов имеет большое значение во многих областях инженерной практики (гидротехника, теплотехника и т.д.). Так, при разных режимах движения имеют место различные зависимости между потерями напора и средними скоростями движения.

2.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 2.1) представляет собой прямоугольный металлический напорный бак 1, вода из которого подается в соединенный с ним трубопровод круглого сечения 2, имеющий внутренний диаметр $d = 0,053\text{ м}$. Расход воды регулируется при помощи установленного в конце трубопровода вентиля 3. Из трубопровода вода поступает в мерный бак 4, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 л ($0,005\text{ м}^3$) поступившей в бак воды. Из мерного бака вода при открытии вентиля 5 через сливной трубопровод 6 сбрасывается в канализацию.

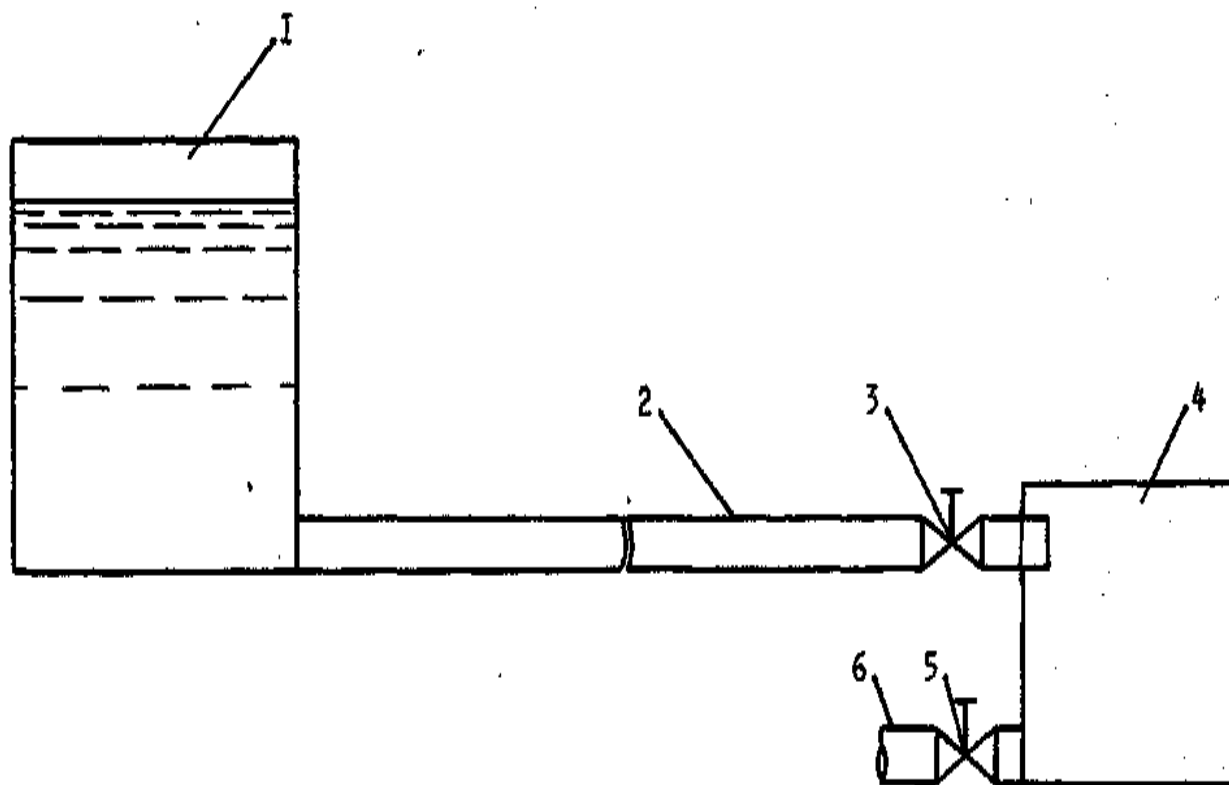


Рисунок 2.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – трубопровод; 3 – вентиль; 4 – мерный бак; 5 – вентиль; 6 – сливной трубопровод

2.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения опыта закрывают вентиль 5 на сливном трубопроводе. Затем открывают вентиль 3, регулируя расход воды в

трубопроводе. В начале проведения опыта устанавливают небольшой расход, чтобы получить ламинарный режим движения воды в трубе. При помощи секундомера измеряют время T поступления в мерный бак некоторого объема воды V (обычно 5 л). Постепенно увеличивая скорость истечения воды, проводят измерения несколько раз. После этого из мерного бака сливают воду, открыв вентиль 5, и повторяют эксперимент при постепенном уменьшении скорости истечения жидкости.

Термометром измеряют температуру t воды в баке и по измеренной температуре находят коэффициент кинематической вязкости воды ν (см²/сек) либо по справочнику, либо по эмпирической формуле Пуазейля:

$$\nu = \frac{0,0178}{I + 0,0337 t + 0,000221 t^2} \quad (2.3)$$

Полученное значение переводится в единицы системы СИ.

По замеренному времени T поступления в мерный бак некоторого объема воды V для каждого опыта подсчитывается ее расход:

$$Q = \frac{V}{T} \quad (2.4)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.5)$$

где d – внутренний диаметр трубы установки.

Затем по найденному расходу воды в трубе Q и площади ее поперечного сечения рассчитывается средняя скорость:

$$\nu = \frac{Q}{\omega} \quad (2.6)$$

По формуле (2.6) для каждого опыта соответственно найденным значениям скорости потока подсчитывается величина числа Рейнольдса Re .

Сравнивая полученные значения Re с $Re_{кр.л.}$ и $Re_{кр.в.}$, определяют соответствующий каждому опыту режим движения воды в трубе.

Все измеренные значения и результаты вычислений заносят в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты лабораторной работы № 2

№ опыта	Объем воды	Время истечения	Расход воды	Средняя скорость	Число Рейнольдса	Режим движения воды в трубопроводе
	V	T	Q	v	Re	
	м^3	сек	$\text{м}^3/\text{сек}$	м/сек	-	

2.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

2.5 Контрольные вопросы

1. Какие существуют режимы движения жидкости?
2. Что является однозначной характеристикой режима движения?
3. Что называется нижней и верхней критической скоростью, нижним и верхним критическим числом Рейнольдса?
4. При каких значениях числа Рейнольдса движение будет ламинарным, а при каких – турбулентным?
5. В чем состоит особенность движения жидкостей повышенной вязкости и жидкостей, движущихся по капиллярам?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Целью работы является опытное определение составляющих уравнения Бернулли, а также построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения.

3.1 Теоретическое введение

Пьезометрическая и напорная линии представляют собой графики изменения по длине потока соответственно пьезометрического и гидродинамического напоров, входящих в состав уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся движении имеет следующий вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_n . \quad (3.1)$$

Это уравнение широко применяется при исследовании различных теоретических вопросов гидравлики и при решении практических задач, связанных с движением жидкости.

Для лучшего понимания сущности уравнения Бернулли и приобретения навыков его практического применения выясним гидравлический, а также геометрический и физический, или энергетический, смысл слагаемых, входящих в это уравнение.

Каждое из слагаемых уравнения Бернулли имеет линейную размерность и в гидравлическом смысле представляет собой некоторую высоту, или напор.

Первое слагаемое уравнения Z определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над произвольно выбранной горизонтальной плоскостью сравнения 0-0 (рис. 3.1) и называется геометрической высотой, или геометрическим напором.

Второе слагаемое уравнения $\frac{P}{\gamma}$ представляет собой высоту такого столба жидкости, который произвел бы давление, равное действительно существующему в данной точке живого сечения потока гидродинамическому давлению. Эта величина, определяемая непосредственно по показанию пьезометра, называется пьезометрической высотой.

Третье слагаемое уравнения $\frac{\alpha v^2}{2g}$ характеризует собой высоту, при падении с которой в безвоздушном пространстве частица жидкости приобрела бы в конце пути скорость, равную действительной скорости потока в данной точке живого сечения. Такую высоту в гидравлике принято называть скоростной высотой, или скоростным напором.

Здесь v – средняя скорость потока в рассматриваемом живом сечении; α – безразмерный коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скорости по живому сечению потока. В действительности этот коэффициент всегда больше единицы, однако во многих случаях (например, при расчете труб и каналов) для упрощения допустимо принимать $\alpha = 1$.

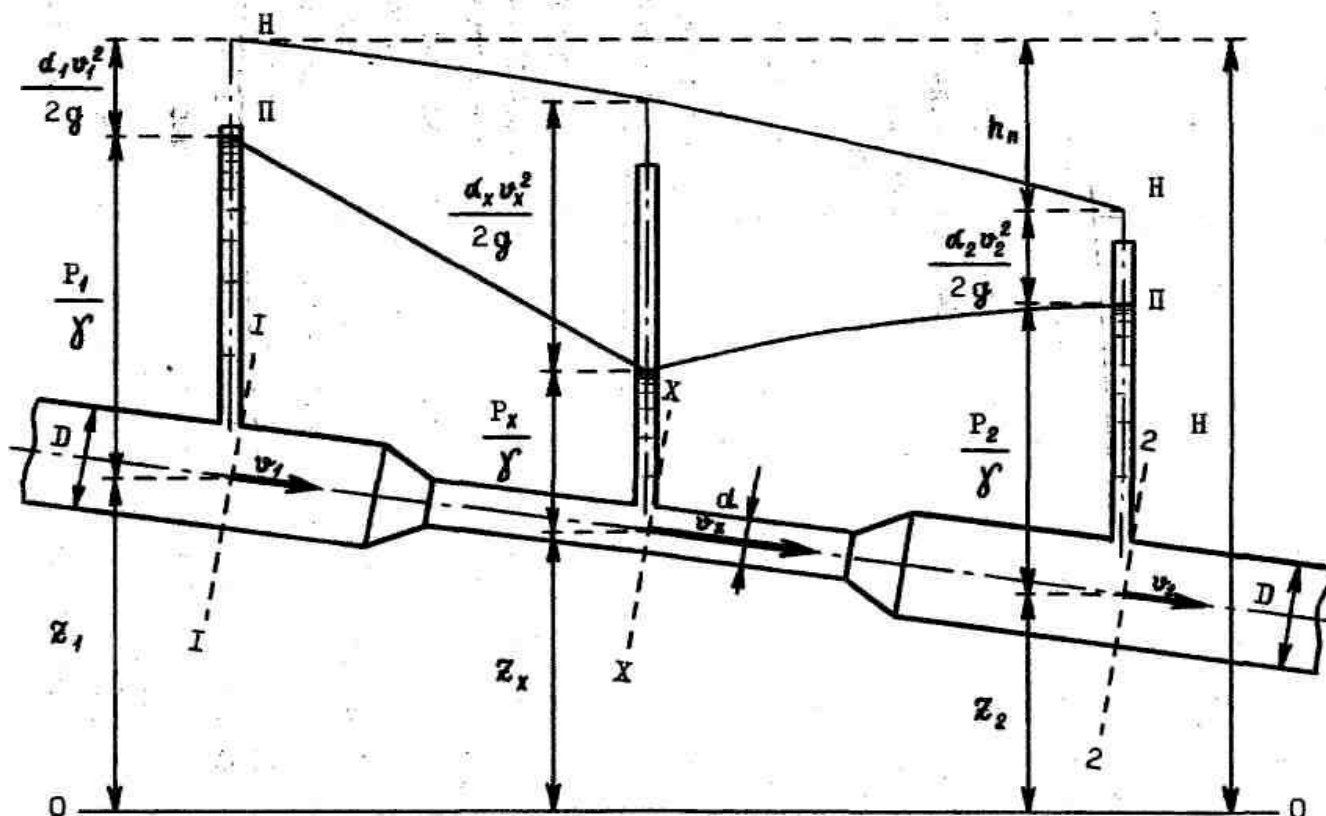


Рисунок 3.1 -- Построение пьезометрической и напорной линий

Наконец, слагаемое h_n выражает собой суммарную потерю напора при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока.

Геометрический смысл уравнения Бернулли легко уяснить при рассмотрении движения жидкости в трубе, изображенной на приведенной на рис. 3.1 схеме. На этой схеме участок потока выделен двумя сечениями, 1-1 и 2-2, между которыми произвольно взято промежуточное сечение X-X (в общем случае таких сечений может быть несколько). Центры тяжести рассматриваемых сечений расположены от плоскости сравнения 0-0 на

расстоянии, равном соответственно Z_1 , Z_2 и Z_x .

Отложим вертикально вверх от центра тяжести сечения 1-1 пьезометрическую высоту $\frac{P_1}{\gamma}$ и сделаем то же самое для сечений X-X и 2-2.

Кривая 2-2, соединяющая вершины вертикальных отрезков, изображающих суммы геометрических и пьезометрических высот $Z + \frac{P}{\gamma}$, называется пьезометрической линией; падение ее на единицу длины – пьезометрическим уклоном J_n . Поскольку пьезометрическая линия может понижаться (при увеличении скорости вдоль потока) или повышаться (при уменьшении скорости), пьезометрический уклон может быть либо положительным, либо отрицательным.

Затем, также вертикально вверх, отложим для всех трех рассматриваемых сечений скоростную высоту $\frac{\alpha v^2}{2g}$. Кривая Н-Н, соединяющая верхние концы сумм всех трех указанных вертикальных отрезков, называется напорной линией, а сумма трех высот называется гидродинамическим напором:

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H . \quad (3.2)$$

Для идеальной жидкости H является постоянной величиной, и, следовательно, напорная линия будет параллельна плоскости сравнения 0-0, то есть будет горизонтальна. При движении же реальной жидкости гидродинамический напор вдоль потока всегда уменьшается, так как часть напора h_n затрачивается на преодоление сопротивлений движению. Таким образом, кривая Н-Н будет являться нисходящей линией. Падение ее на единицу длины называется гидравлическим уклоном J .

При равномерном движении, когда средняя скорость на рассматриваемом участке во всех сечениях одинакова, напорная и пьезометрическая линии представляют собой взаимно параллельные прямые. В этом случае $J = J_n$.

Физический смысл уравнения Бернулли заключается в том, что каждый из членов этого уравнения представляет собой тот или иной вид удельной энергии: геометрическая высота характеризует удельную потенциальную энергию положения, пьезометрическая высота – удельную потенциальную

энергию давления, а скоростная высота – удельную кинетическую энергию потока жидкости.

Сумма всех трех составляющих характеризует собой полную удельную энергию жидкости E в рассматриваемом сечении потока:

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = E . \quad (3.3)$$

Тогда уравнение (3.1) может быть записано в следующем виде:

$$E_1 = E_2 + h_n . \quad (3.4)$$

Из выражения (3.4) можно сделать вывод, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями 1-1 и 2-2 обуславливается наличием гидравлических сопротивлений. На преодоление этих сопротивлений и затрачивается часть удельной энергии.

С энергетической точки зрения кривую Н-Н (рис. 3.1) следует называть линией полной удельной энергии, а кривую 2-2 – линией удельной потенциальной энергии.

Уравнение Бернулли является частным выражением всеобщего закона сохранения энергии в природе применительно к движению жидкости.

3.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 3.2) представляет собой металлический напорный бак 1, вода из которого подается в соединенный с ним трубопровод 2 переменного сечения, состоящий из нескольких последовательно соединенных между собой труб разного диаметра. На характерных участках трубопровода, то есть при переходе от одного диаметра труб к другому, установлены пьезометры 3. Все пьезометры выведены на специальные щиты, нулевая отметка которых совпадает с плоскостью сравнения. Расход воды регулируется при помощи установленного в конце трубопровода вентиля 4. Из трубопровода вода поступает в мерный бак 5, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 л ($0,005 \text{ м}^3$) поступившей в бак воды. Из мерного бака после проведения замера вода при открывании вентиля 6 сбрасывается через сливной

трубопровод 7 в канализацию.

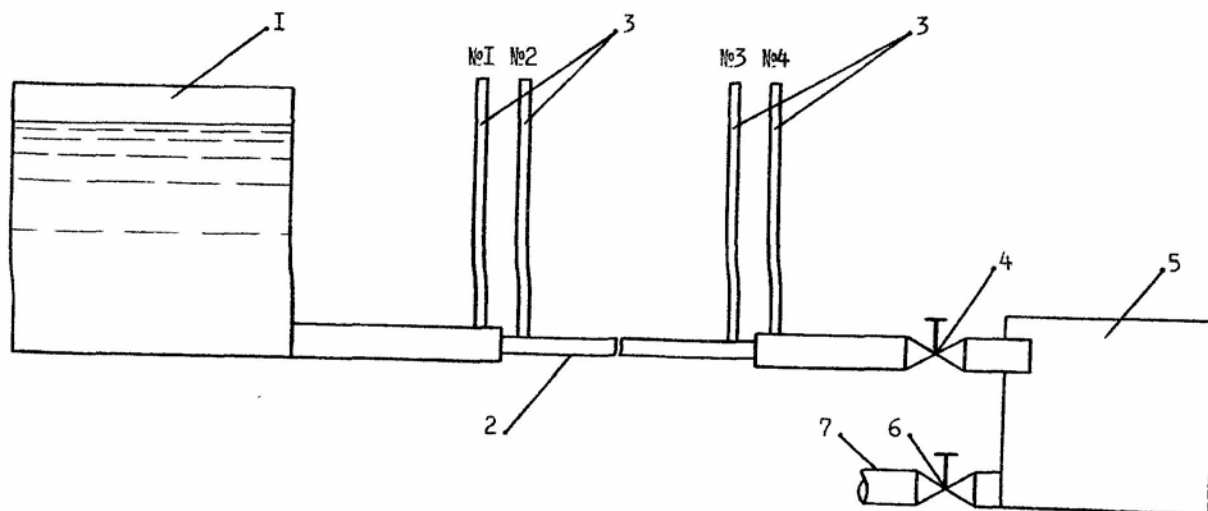


Рисунок 3.2 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – трубопровод переменной сечення; 3 – пьезометр; 4 – вентиль;
5 – мерный бак; 6 – вентиль; 7 – сливной трубопровод

3.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

До начала выполнения работы необходимо убедиться в том, что в пьезометрах отсутствует воздух, для чего сравнивают показания всех пьезометров. Если воздуха в пьезометрах нет, то, при перекрытом трубопроводе, уровни воды в них должны (по закону сообщающихся сосудов) установиться на одной и той же высоте. В противном случае, если уровни воды в пьезометрах будут различны, необходимо удалить из них воздух. Для этого пьезометры снимают со щитов и держат в несколько наклонном положении до тех пор, пока из них вместе с некоторым количеством воды не будут удалены воздушные пробки.

Затем закрывают вентиль 6 на сливном трубопроводе и открывают вентиль 4, устанавливая некоторый постоянный на протяжении всего опыта расход воды в трубопроводе. При этом необходимо следить, чтобы уровень воды в напорном баке также был постоянным на протяжении всего опыта.

При помощи секундомера измеряется время T истечения в мерный бак некоторого объема воды V (обычно 20 л).

Снимаются показания пьезометров, установленных на трубопроводе. При этом следует иметь в виду, что уровни воды в пьезометрах колеблются, и

иногда довольно значительно. Это свидетельствует о наличии в трубопроводе турбулентного режима движения, при котором имеет место пульсация скорости, а значит, и давления. Поэтому при снятии показаний пьезометров необходимо фиксировать среднее положение воды в них.

Далее по формуле

$$Q = \frac{V}{T} \quad (3.5)$$

рассчитывается расход воды в трубопроводе.

Определяются площади живых сечений трубопровода, в которых установлены пьезометры:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (3.6)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода; для сечений 1 и 4 он равен 0,053 м, а для сечений 2 и 3 – 0,035 м.

Затем подсчитываются средние скорости течения воды во всех рассматриваемых сечениях трубопровода по формуле

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (3.7)$$

Значения удельной потенциальной энергии

$$E_n = Z + \frac{P}{\gamma} \quad (3.8)$$

определяются по показаниям пьезометров. Поскольку ось трубопровода расположена горизонтально, плоскость, в которой она лежит, можно принять за плоскость сравнения. Тогда для всех сечений трубопровода геометрическая высота $Z = 0$. Вычисляется удельная кинетическая энергия потока:

$$E_k = \frac{v^2}{2g}. \quad (3.9)$$

Полная удельная энергия потока в сечениях подсчитывается как сумма удельной потенциальной и удельной кинетической энергий:

$$E = E_n + E_k. \quad (3.10)$$

Потери энергии на участках между рассматриваемыми сечениями (относительно сечения 1) определяются по разности полных удельных энергий в этих сечениях:

$$h_n = E_1 - E_i. \quad (3.11)$$

Все результаты вычислений заносятся в таблицу (по форме табл. 3.1).

Таблица 3.1 – Результаты лабораторной работы № 3

Объем воды V , м ³				
Время истечения T , сек				
Расход воды Q , м ³ /сек				
№ сечения	1	2	3	4
Площадь живого сечения трубопровода ω , м ²				
Скорость потока воды v , м/сек				
Удельная потенциальная энергия E_n , м				
Удельная кинетическая энергия E_k , м				
Полная удельная энергия E , м				
Потери энергии (напора) h_n , м				

На миллиметровой бумаге вычерчивают схему трубопровода. На эту схему наносят в определенном масштабе по показаниям пьезометров пьезометрические высоты и проводят пьезометрическую линию. Затем по вычисленным значениям удельной кинетической энергии откладывают скоростные высоты и проводят напорную линию.

3.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.
5. Схему трубопровода с нанесенными пьезометрической и напорной линиями.

3.5 Контрольные вопросы

1. Записать уравнение Бернулли для потока жидкости.
2. Сформулировать гидравлический смысл уравнения Бернулли.
3. Сформулировать геометрический смысл уравнения Бернулли.
4. Сформулировать энергетический смысл уравнения Бернулли.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Целью работы является опытное определение коэффициента сопротивления трения по длине для трубопровода постоянного сечения и сравнение полученного значения с вычисленными по некоторым эмпирическим формулам.

4.1 Теоретическое введение

При движении реальных жидкостей возникают силы трения, оказывающие сопротивление движению. На преодоление этих сил затрачивается часть механической энергии, которой обладает движущаяся жидкость.

Если выделить двумя сечениями некоторый участок потока, то энергия $h_{\text{дл}}$, затраченная на преодоление сопротивлений по длине между ними, может быть определена как разность полных удельных энергий в этих сечениях, то есть

$$h_{\text{дл}} = E_1 - E_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (Z_1 - Z_2). \quad (4.1)$$

Для горизонтальной трубы постоянного сечения это выражение принимает следующий вид:

$$h_{\text{дл}} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}. \quad (4.2)$$

Из выражения (4.2) следует, что можно экспериментально определять

потери напора (энергии) по длине потока только по показаниям пьезометров, установленных в конечных сечениях этого потока.

Для вычисления потерь энергии по длине при движении жидкости по трубам используют формулу Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (4.3)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения по длине, или коэффициент Дарси (безразмерный);

d – внутренний диаметр трубы;

L – длина участка трубы;

v – средняя скорость движения жидкости;

g – ускорение свободного падения.

Формула Дарси-Вейсбаха может быть приведена к общему виду формул для определения потерь напора:

$$h_{\text{дл}} = \xi_{\text{дл}} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.4)$$

где $\xi_{\text{дл}} = \lambda \frac{L}{d}$ называется коэффициентом потерь по длине.

Из формулы (4.3) следует, что для определения величины потери напора по длине необходимо знать значение λ .

Для определения коэффициента Дарси предложен ряд формул, учитывающих зависимость его от различных факторов: размеров поперечного сечения труб, шероховатости их стенок и величины числа Рейнольдса.

Этот вопрос находится в тесной связи с современными воззрениями на структуру турбулентного потока, согласно которым турбулентные потоки состоят из пограничного слоя и турбулентного ядра. Пограничный слой расположен непосредственно у стенок труб, каналов и т.д. и состоит из тонкого слоя жидкости с ламинарным движением, называемого ламинарной пленкой, и переходного слоя.

Толщина ламинарной пленки может быть определена выражением

$$\delta_{nl} = \frac{30d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}. \quad (4.5)$$

Таким образом, видно, что толщина ламинарной пленки зависит от числа Рейнольдса, а следовательно, и от средней скорости движения жидкости. Чем меньше средняя скорость потока жидкости, тем толще ламинарная пленка, и наоборот, с увеличением скорости движения жидкости толщина ламинарной пленки уменьшается, достигая в некоторых случаях долей миллиметра.

Если через Δ обозначить абсолютную шероховатость, которая представляет собой высоту выступов шероховатости, то в зависимости от соотношения толщины ламинарной пленки и абсолютной шероховатости различают стенки гидравлически гладкие, когда толщина ламинарной пленки превышает величину абсолютной шероховатости ($\delta_{nl} > \Delta$), и стенки гидравлически шероховатые, когда толщина ламинарной пленки оказывается меньше величины абсолютной шероховатости ($\delta_{nl} < \Delta$).

Деление поверхностей на гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые является условным, поскольку одна и та же стенка (трубы, канала и т.д.) в зависимости от скорости протекания жидкости может быть либо гидравлически гладкой, либо гидравлически шероховатой.

В результате экспериментальных работ Никурадзе и Зегжда по изучению гидравлических сопротивлений в трубах и лотках с искусственной шероховатостью было установлено существование пяти зон сопротивлений, каждая из которых характеризуется своими закономерностями.

Первая зона — зона вязкого сопротивления (первая автомодельная зона). Она охватывает случаи ламинарного режима движения жидкости. Верхней границей этой зоны является значение $\text{Re} \approx 2000$. В этой зоне $h_{dl} = k\nu$ (здесь и далее коэффициент пропорциональности). Коэффициент сопротивления трения по длине не зависит от шероховатости стенок, а зависит только от числа Рейнольдса и для труб круглого сечения определяется по закону Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (4.6)$$

Вторая зона – переходная между ламинарным и турбулентным

течениями жидкости (примерно в пределах значений Re от 2000 до 4000). Движение жидкости носит в основном ламинарный характер, но возможно возникновение отдельных завихрений в осевой области потока. Коэффициент сопротивления при этом быстро возрастает с увеличением числа Рейнольдса, но вместе с тем он по-прежнему не зависит от шероховатости стенок. Для вычисления коэффициента Дарси в этой зоне можно использовать формулу Френкеля:

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \quad (4.7)$$

Особого практического значения вторая зона не имеет.

Все последующие зоны охватывают случаи турбулентного движения жидкости, но с различной степенью турбулентности потока.

Третья зона – зона гладкостенного сопротивления. Здесь в осевой части потока уже сформировалось турбулентное ядро, но ламинарная пленка все еще полностью покрывает выступы шероховатости ($\delta_{nl} > \Delta$). В этой зоне $h_{от} = k\nu^{1,75}$.

Коэффициент λ , как и в двух предыдущих зонах, является функцией только числа Рейнольдса и может определяться по различным формулам. При $Re < 10^5$ для труб круглого сечения рекомендуется использовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (4.8)$$

При $Re > 10$ более точной является формула Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,52)^2}. \quad (4.9)$$

Значения λ , практически совпадающие с (4.9), дает формула Филоненко:

$$\lambda = \left(\frac{0,55}{\lg\left(\frac{Re}{8}\right)} \right)^2. \quad (4.10)$$

При $2,3 \cdot 10^3 < Re < 8 \cdot 10^5$ можно также применять формулу ВТИ (Всесоюзного теплотехнического института):

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}} . \quad (4.11)$$

Верхней границей третьей зоны является значение: $Re = 27 \cdot \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{\frac{8}{7}}$.

Четвертая зона – зона доквадратичного сопротивления. Здесь, в отличие от предыдущих зон, выступы шероховатости начинают обнажаться и выходить за пределы ламинарной пленки. В этой зоне $h_{\text{от}} = k \cdot \nu^{1,75 \div 2}$, коэффициент λ является функцией не только числа Рейнольдса, но также и относительной шероховатости (относительная шероховатость – d/Δ ; обратная ей величина Δ/d – относительная гладкость).

Коэффициент сопротивления трения по длине в этой зоне также может определяться по различным формулам. Так, например, для старых стальных и чугунных труб круглого сечения λ можно определять по формуле Шевелева (ВОДГЕО):

$$\lambda = \left(\frac{1,5 \cdot 10^{-6}}{d^{0,3}} + \frac{1}{Re} \right)^{0,3} . \quad (4.12)$$

Формула (4.12) применима при $\frac{\nu}{\nu} < 9,2 \cdot 10^5$.

В интервале значений $2300 < Re < 218 \frac{d}{\Delta}$ — можно воспользоваться формулой Альтшуля:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} . \quad (4.13)$$

Пятая зона – зона квадратичного сопротивления (вторая автомодельная зона). Здесь ламинарная пленка практически полностью разрушается, выступы шероховатости обнажаются и омываются турбулентным ядром. В этой зоне $h_{\text{от}} = k\nu^2$. Коэффициент λ уже практически не зависит от числа Рейнольдса, а является функцией только шероховатости стенок, то есть $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$.

Нижней границей пятой зоны, согласно исследованиям Альтшуля и Лятхера, является значение $Re = 560/(\Delta/d)$.

Эта зона имеет наибольшее практическое значение.

Для шероховатых труб в зоне квадратичного сопротивления формула для определения коэффициента сопротивления трения по длине имеет вид:

$$\lambda = \frac{1}{\left(a \lg \frac{AR}{\Delta}\right)^2} \quad (4.14)$$

Числовые значения постоянных a и A в этой формуле должны определяться экспериментальным путем. Согласно опытам Никурадзе, для искусственной равнозернистой шероховатости $a = 2$ и $A = 14,8$.

В связи с отсутствием разработанных шкал числовых значений A и Δ , входящих в формулу (4.14), для всех категорий шероховатости русел особое значение при расчете труб и каналов в зоне квадратичного сопротивления приобретают формулы академика Павловского и профессора Агроскина для нахождения скоростного множителя C (коэффициента Шеши), связанного с коэффициентом Дарси зависимостью:

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}. \quad (4.15)$$

Так, формула Павловского имеет следующий вид:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (4.16)$$

где n – коэффициент шероховатости, зависящий от материала труб и от их состояния;

R – гидравлический радиус;

y – показатель степени, зависящий от n и R . Для нахождения y Павловским предложена формула:

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,10), \quad (4.17)$$

или для приближенных расчетов

$$y = 1,5\sqrt{n} \text{ при } R < 1 \text{ м}$$

$$y = 1,3\sqrt{n} \text{ при } R > 1 \text{ м}$$

Формула Агроскина, исключая необходимость определения значения y , имеет вид:

$$C = \frac{1}{n} + \sqrt[4]{2g \lg R}, \quad (4.18)$$

где n и R те же, что и в формуле (4.16).

4.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 4.1) представляет собой соединенный с напорным баком 1 горизонтально расположенный трубопровод 2 постоянного сечения внутренним диаметром $d = 0,053$ м. На трубопроводе установлено два пьезометра 3 (№ 1 и № 2), расстояние между которыми $L = 4$ м. В конце трубопровода имеется вентиль 4, который служит для регулирования расхода воды, протекающей из напорного бака по трубопроводу. Из трубопровода вода поступает в мерный бак 5, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 литрам воды.

4.3 Методика проведения опыта и обработки данных

Перед началом проведения работы необходимо убедиться в отсутствии воздушных пробок в пьезометрах № 1 и № 2 и, при их обнаружении, удалить воздух из пьезометров, как это было описано в лабораторной работе № 4.

Затем закрывают вентиль 6 на сливном трубопроводе 7 и, открывая вентиль 4, устанавливают некоторый постоянный на протяжении всего опыта расход воды в трубопроводе. Уровень воды в напорном баке при этом также должен оставаться постоянным.

Снимаются показания пьезометров, установленных на трубопроводе (P_1/γ и P_2/γ). При этом необходимо фиксировать средние положения уровней воды в пьезометрах, поскольку возможно довольно значительное колебание уровня воды вследствие пульсации скорости потока жидкости в трубопроводе.

При помощи секундомера измеряется время T истечения в мерный бак

некоторого объема воды V (обычно 20 л).

Изменяя при помощи вентиля 4 расход воды в трубопроводе, в том же порядке проводят измерения несколько раз.

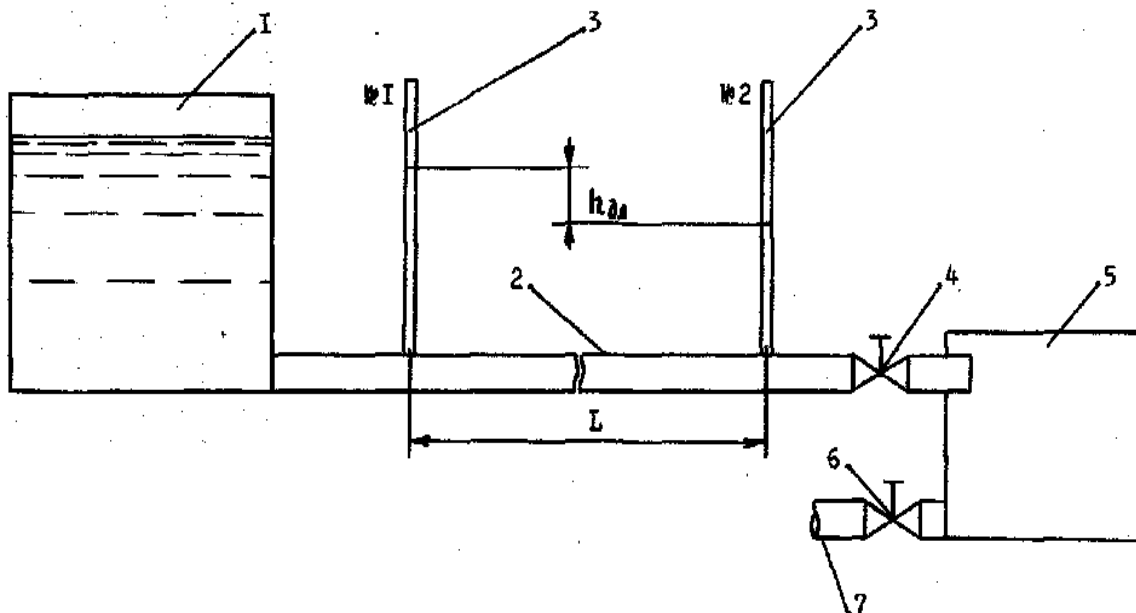


Рисунок 4.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – трубопровод постоянного сечения; 3 – пьезометр; 4 – вентиль;
5 – мерный бак; 6 – вентиль; 7 – сливной трубопровод

Термометром измеряют температуру t воды в баке и по измеренной температуре при помощи таблиц либо по формуле Пуазейля (2.3) определяют кинематический коэффициент вязкости воды ν .

Далее по найденным значениям объема поступающей в мерный бак воды V и времени истечения T рассчитывается расход воды в трубопроводе Q :

$$Q = \frac{V}{T} . \quad (4.19)$$

Затем рассчитывается средняя скорость движения воды в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{\omega} \quad (4.20)$$

и соответствующее этой скорости значение числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} . \quad (4.21)$$

По разности показаний пьезометров № 1 и № 2 находится величина потери напора по длине трубопровода:

$$h_{\text{дл}} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} . \quad (4.22)$$

В соответствии с формулой Дарси-Вейсбаха подсчитывается опытное значение коэффициента сопротивления трения по длине:

$$\lambda_{\text{он}} = h_{\text{дл}} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{2 \cdot g}{v^2} . \quad (4.23)$$

Все результаты измерений и вычисленные значения заносятся в таблицу 4.1.

В зависимости от полученных значений числа Рейнольдса по некоторым из эмпирических формул, приведенных в начале работы, подсчитываются теоретические величины коэффициента Дарси λ_i .

При использовании формулы Альтшуля следует принимать абсолютную шероховатость $\Delta = 0,001$ м. При расчете коэффициента Шези по формулам Павловского и Агроскина принимать коэффициент шероховатости $n = 0,013$. Величина коэффициента Дарси в этом случае находится из соотношения (4.15):

$$\lambda = \frac{8 \cdot g}{C^2} . \quad (4.24)$$

Сравнивая вычисленные по эмпирическим формулам коэффициенты λ_i с найденными опытным путем значениями $\lambda_{\text{он}}$, можно определить относительную погрешность вычислений:

$$\varepsilon_i = \frac{|\lambda_{\text{он}} - \lambda_i|}{\lambda_{\text{он}}} \cdot 100\% . \quad (4.25)$$

Полученные результаты заносятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты эксперимента

Опытные значения					
<i>№ опыта</i>			<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Температура воды	t	$^{\circ}C$			
Кинематический коэффициент вязкости воды	ν	$m^2/сек$			
Объём воды	V	m^3			
Время истечения	T	сек			
Расход воды	Q	$m^3/сек$			
Средняя скорость	U	$m/сек$			
Число Рейнольдса	Re	-			
Показания пьезометров	$\frac{P_1}{\gamma}$	м			
	$\frac{P_2}{\gamma}$	м			
Потеря напора	$h_{ол}$	м			
Коэффициент сопротивления трения по длине	$\lambda_{он}$	-			

4.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицы результатов измерений и расчетов.

4.5 Контрольные вопросы

1. На что затрачивается энергия при движении реальных жидкостей?
2. Что называется абсолютной шероховатостью?
3. Какие поверхности считаются гидравлически гладкими и гидравлически шероховатыми?
4. Перечислить и охарактеризовать существующие зоны сопротивления.

Таблица 4.2 – Результаты расчета по формулам

<i>Значения, рассчитанные по формулам</i>				
<i>№ опыта</i>		<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Френкеля	λ_1			
	$\varepsilon_1, \%$			
Блазиуса	λ_2			
	$\varepsilon_2, \%$			
Альтшуля	λ_3			
	$\varepsilon_3, \%$			
ВТИ	λ_4			
	$\varepsilon_4, \%$			
Конакова	λ_5			
	$\varepsilon_5, \%$			
Павловского	C_6			
	λ_6			
	$\varepsilon_6, \%$			
Агроскина	C_7			
	λ_7			
	$\varepsilon_7, \%$			

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ
СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ ПО
ТРУБОПРОВОДУ**

Целью работы является опытное определение коэффициента местного сопротивления при внезапном сужении трубопровода.

5.1 Теоретическое введение

Местные сопротивления представляют собой изменения конфигурации трубопровода, к которым относятся различного рода фасонные части и арматура: сужения и расширения, тройники, колена, краны, вентили, задвижки и так далее, необходимость установки которых связана с условиями сооружения и эксплуатации трубопровода.

При движении жидкости по трубопроводу с местными сопротивлениями происходит перераспределение скоростей, а также изменение вектора скорости потока либо по величине (сужения и расширения), либо по направлению (колена), либо одновременно по величине и по направлению (тройники). В некоторых случаях (диафрагмы, задвижки) наблюдается только перераспределение скоростей. Особенностью всех местных сопротивлений является наличие вихревых зон.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается некоторая часть механической энергии (напора) потока, которая называется местной потерей энергии (напора). При расчетах ее принято выражать в долях удельной кинетической энергии (скоростного напора).

В тех случаях, когда скорость потока перед местным сопротивлением и после него различна, потеря напора может быть выражена через скоростной напор или перед местным сопротивлением, или после него (например, при внезапном сужении или расширении). Тогда формула для подсчета местных потерь напора будет иметь общий вид:

$$h_{мест} = \zeta'_{мест} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \zeta_{мест} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}, \quad (5.1)$$

где $\zeta'_{мест}$ и $\zeta_{мест}$ – безразмерные коэффициенты местного сопротивления;

v_1 – средняя скорость движения жидкости в сечении потока перед местным сопротивлением;

v_2 – средняя скорость движения жидкости в сечении потока за местным сопротивлением.

На практике, как правило, для расчетов принимается скорость потока за местным сопротивлением.

Величина $\zeta_{мест}$ зависит от вида местного сопротивления, от числа Рейнольдса и в некоторой мере от шероховатости стенок, а для различного рода

запорных устройств – также и от степени их открытия. Ввиду большой сложности явлений, происходящих в жидкости, протекающей через местное сопротивление, только в отдельных случаях коэффициент местного сопротивления может быть найден теоретически. В преобладающем большинстве случаев $\zeta_{мест}$ определяется опытным путем, применительно к тому или иному скоростному напору.

Исследования, проведенные Френкелем, Альтшулем, Каревым и другими учеными, показали, что наибольшая зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса наблюдается при ламинарном режиме движения жидкости. Например, при весьма малых значениях Re (менее 10) коэффициент $\zeta_{мест}$ обратно пропорционален числу Рейнольдса:

$$\zeta_{мест} = \frac{A}{Re}. \quad (5.2)$$

При больших значениях Re в области ламинарного движения жидкости коэффициент местного сопротивления обратно пропорционален числу Рейнольдса в некоторой степени:

$$\zeta_{мест} = \frac{B}{Re^n}. \quad (5.3)$$

Здесь A и B – коэффициенты, зависящие от вида местного сопротивления и определяемые опытным путем.

Показатель степени n , по Товстолесу, может быть принят равным 0,285.

Однако следует иметь в виду, что вопрос о местных сопротивлениях при ламинарном режиме исследован недостаточно. Вследствие этого приведенные выше формулы требуют проверки и дальнейшего уточнения.

В турбулентном потоке жидкости влияние числа Рейнольдса на коэффициент местного сопротивления крайне незначительно. При практических расчетах в области турбулентного режима $\zeta_{мест}$ считают зависящим только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

5.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка для определения коэффициентов местного сопротивления (рис. 5.1) представляет собой трубопровод переменного сечения

2, на котором имеется участок внезапного сужения. Внутренний диаметр трубопровода до и после сужения составляет $d_1 = 0,053$ м и $d_2 = 0,035$ м. Перед внезапным сужением и за ним установлены пьезометры 3.

Вода в трубопровод поступает из соединенного с ним напорного бака 1. Для регулирования расхода воды в конце трубопровода имеется вентиль 4. Из трубопровода вода сливается в мерный бак 5, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 л ($0,005 \text{ м}^3$) поступившей в бак воды. После проведения замера при открывании вентиля 6 вода из мерного бака сбрасывается через сливной трубопровод 7 в канализацию.

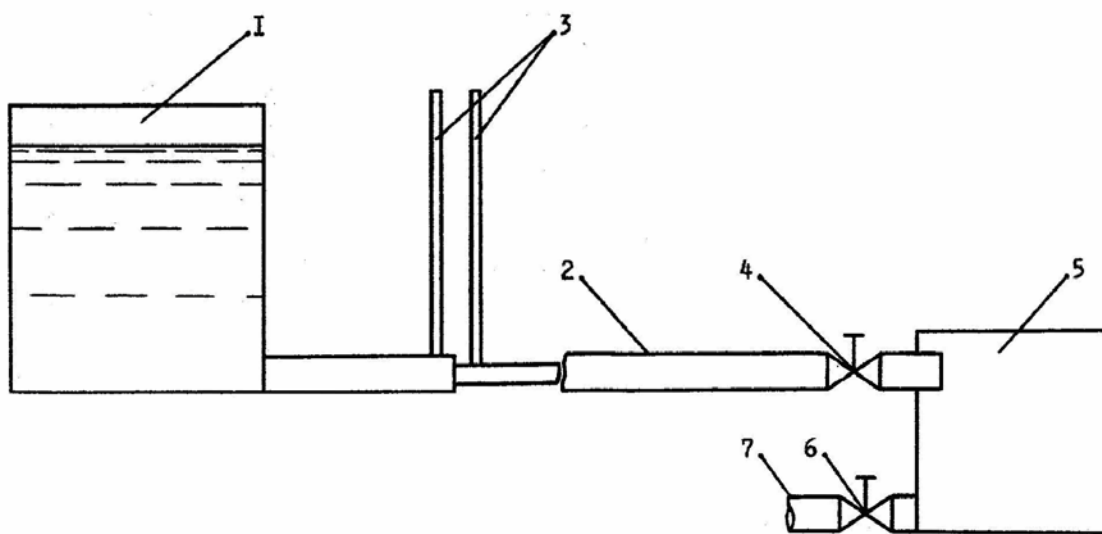


Рисунок 5.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – трубопровод переменного сечения; 3 – пьезометры; 4 – вентиль;
5 – мерный бак; 6 – вентиль; 7 – сливной трубопровод

5.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения работы проверяется отсутствие воздушных пробок в пьезометрах, установленных на участке с внезапным сужением трубопровода.

Затем закрывают вентиль 6 на сливном трубопроводе и, открывая вентиль 4, устанавливают некоторый постоянный на протяжении всего опыта расход воды в трубопроводе. Уровень воды в напорном баке при этом также должен оставаться постоянным.

После этого снимаются показания пьезометров, установленных перед

внезапным сужением трубопровода P_1/γ и за ним P_2/γ .

При помощи секундомера измеряется время T поступления в мерный бак некоторого объема воды V (обычно 20 л).

В том же порядке проводят несколько измерений, изменяя каждый раз расход воды в трубопроводе при помощи вентиля 4.

Определяют площади поперечного сечения трубопровода перед сужением и после него.

Далее рассчитывается расход воды в трубопроводе:

$$Q = \frac{V}{T}, \quad (5.4)$$

а затем вычисляются средние скорости движения воды в обоих сечениях:

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (5.5)$$

Поскольку в данном случае ось трубопровода находится в плоскости сравнения ($Z = 0$), то значения удельной потенциальной энергии в сечениях определяются непосредственно по показаниям пьезометров:

$$E_n = \frac{P}{\gamma}. \quad (5.6)$$

Удельная кинетическая энергия потока в сечениях рассчитывается по формуле

$$E_k = \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (5.7)$$

Полная удельная энергия потока:

$$E = E_n + E_k. \quad (5.8)$$

По разности полных удельных энергий в сечениях находят потери напора в местном сопротивлении:

$$h_{мест} = E_1 - E_2. \quad (5.9)$$

В соответствии с формулой (5.1) подсчитываются опытные значения коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_{мест} = h_{мест} \cdot \frac{2 \cdot g}{v_2^2} \cdot \quad (5.10)$$

Найденные значения $\zeta_{мест}$ сопоставляются со справочными данными. Все результаты измерений и расчетов заносятся в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты лабораторной работы № 5

№ опыта			1	2	3
Объём воды	V	м ³			
Время истечения	T	сек			
Расход воды	Q	м ³ /сек			
Средняя скорость потока	v_1	м/сек			
	v_2	м/сек			
Удельная кинетическая энергия	E_{k1}	М			
	E_{k2}	М			
Удельная потенциальная энергия	E_{n1}	М			
	E_{n2}	М			
Полная удельная энергия	E_1	М			
	E_2	М			
Потеря напора	$h_{мест}$	М			
Коэффициент местного сопротивления	$\zeta_{мест}$	-			

5.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

5.5 Контрольные вопросы

1. Что называется местным сопротивлением?
2. Что происходит при движении жидкости по трубопроводу с местными сопротивлениями?
3. Как связаны $h_{мест}$ и $\zeta_{мест}$?
4. Как зависит $\zeta_{мест}$ от режима движения жидкости?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ ПРИ ВНЕЗАПНОМ РАСШИРЕНИИ ПОТОКА В НАПОРНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Целью работы является опытное определение потери энергии и коэффициентов местного сопротивления при внезапном расширении трубопровода, а также проверка теоретических зависимостей.

6.1 Теоретическое введение

Внезапное расширение потока является одним из немногих случаев местных сопротивлений, для которых формула потерь энергии (напора) может быть с некоторыми допущениями выведена теоретически.

Так, французский ученый Борда, исходя из теории удара, получил в 1766 г. зависимость для определения потерь энергии при внезапном расширении потока в напорном трубопроводе, известную как формула Борда (или Борда – Карно):

$$h_{в.р.} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g}, \quad (6.1)$$

где v_1 – средняя скорость потока жидкости на узком участке трубопровода;

v_2 – средняя скорость потока жидкости на широком участке трубопровода.

Несколько позже формула Борда была получена французским ученым Беланже путем применения к участку потока жидкости, ограниченному двумя

сечениями трубопровода (перед расширением и за ним), уравнения Бернулли совместно с теоремой об изменении количества движения.

Поскольку в формуле (6.1) разность $v_1 - v_2$ выражает потерянную скорость, теорему Борда можно сформулировать так: потеря напора при внезапном расширении потока равна скоростному напору, соответствующему потерянной скорости.

Воспользовавшись уравнением неразрывности:

$$v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2, \quad (6.2)$$

формулу (6.1) можно привести к одному из следующих двух видов:

$$h_{\text{в.р.}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \quad (6.3)$$

или

$$h_{\text{в.р.}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}. \quad (6.4)$$

Таким образом, потеря напора при внезапном расширении может быть выражена либо через скоростной напор перед расширением (6.3), либо через скоростной напор после расширения (6.4).

Если ввести обозначения:

$$\left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 = \xi'_{\text{в.р.}} \quad (6.5)$$

и

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 = \xi_{\text{в.р.}}, \quad (6.6)$$

то выражения (6.3) и (6.4) могут быть приведены к общему виду формул для определения потерь напора (как местных, так и по длине):

$$h_{\text{в.р.}} = \xi'_{\text{в.р.}} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \xi_{\text{в.р.}} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}. \quad (6.7)$$

Входящие в выражение (6.7) коэффициенты местного сопротивления при внезапном расширении $\xi'_{\text{в.р.}}$ и $\xi_{\text{в.р.}}$, определяемые по теоретическим зависимостям (6.5) и (6.6), являются функцией только соотношения площадей

ω_1 и ω_2 . Их численные значения будут различны. Чаще расчет проводится для сечения, расположенного после расширения трубопровода.

Выражение (6.7) позволяет находить и опытные значения коэффициентов местного сопротивления при внезапном расширении:

$$\xi'_{в.р.он} = \frac{h_{в.р.он.}}{\frac{v_1^2}{2 \cdot g}} ; \quad (6.8)$$

$$\xi_{в.р.он} = \frac{h_{в.р.он.}}{\frac{v_2^2}{2 \cdot g}} , \quad (6.9)$$

где $h_{в.р.он.}$ – опытное значение потери напора при внезапном расширении, найденное по разности полных удельных энергий в сечениях 1-1 и 2-2, то есть:

$$h_{в.р.он.} = E_1 - E_2 . \quad (6.10)$$

Теоретические значения потерь напора при внезапном расширении несколько отличаются от опытных. По мнению одних авторов, теоретические значения занижены по сравнению с опытными, по мнению других – завышены.

6.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 6.1) представляет собой трубопровод переменного сечения 2, на котором имеется участок внезапного расширения. Внутренний диаметр трубопровода перед внезапным расширением $d_1 = 0,035$ м, после расширения $d_2 = 0,053$ м. Перед расширением и за ним установлены пьезометры 3 .

Вода в трубопровод подается из соединенного с ним напорного бака 1. Для регулирования расхода протекающей воды в конце трубопровода имеется вентиль 4. Из трубопровода вода поступает в мерный бак 5, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 л ($0,005 \text{ м}^3$) поступившей в бак воды. После проведения замера при открывании вентиля б вода из мерного бака сбрасывается через сливной трубопровод 7 в канализацию.

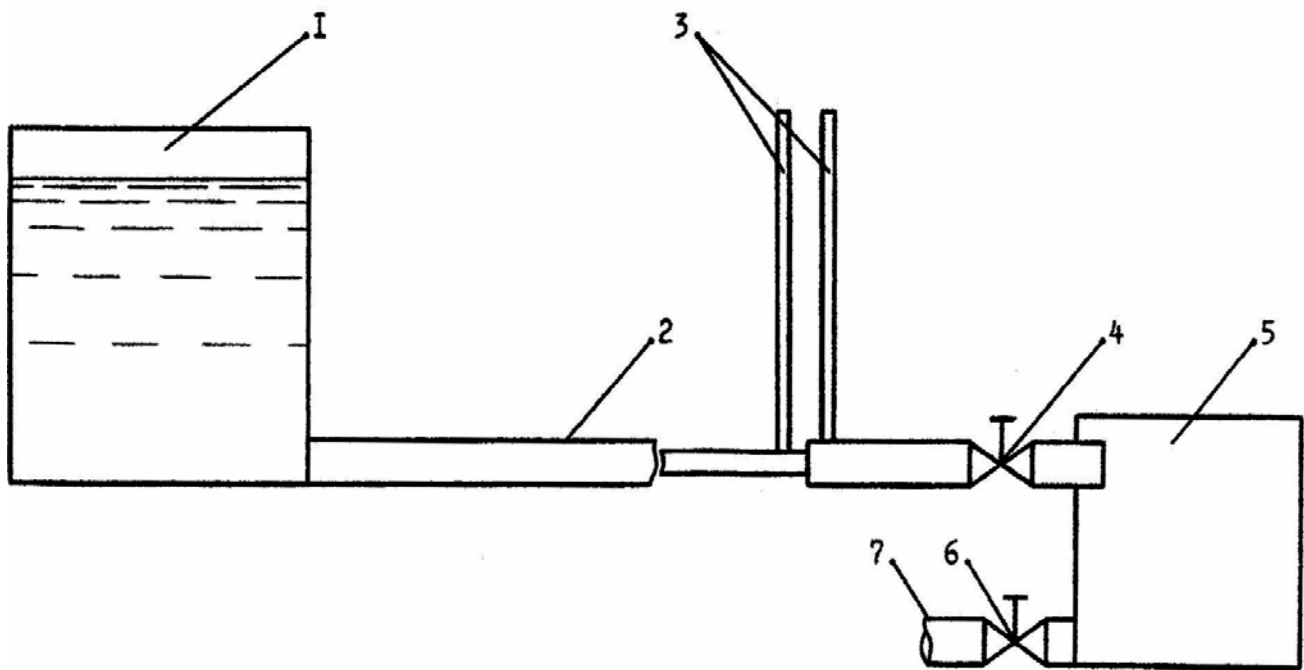


Рисунок 6.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – трубопровод переменного сечения; 3 – пьезометры; 4 – вентиль;
5 – мерный бак; 6 – вентиль; 7 – сливной трубопровод

6.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения работы проверяется отсутствие воздушных пробок в пьезометрах, установленных на участке с внезапным расширением трубопровода.

Затем закрывают вентиль 6 на сливном трубопроводе и, открывая вентиль 4, устанавливают некоторый постоянный на протяжении всего замера расход воды в трубопроводе. Уровень воды в напорном баке при этом также должен оставаться постоянным.

После этого снимаются показания пьезометров, установленных перед внезапным расширением трубопровода (P_1/γ) и за ним (P_2/γ).

При помощи секундомера измеряется время T поступления в мерный бак некоторого объема воды V (обычно 20 л).

В том же порядке проводят несколько измерений, изменяя каждый раз расход воды в трубопроводе при помощи вентиля 4.

Площади поперечного сечения трубопровода перед расширением и за ним определяются по формуле

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} . \quad (6.11)$$

Далее рассчитывается расход воды в трубопроводе:

$$Q = \frac{V}{T} , \quad (6.12)$$

а затем вычисляются средние скорости движения воды в обоих сечениях:

$$v = \frac{Q}{\omega} . \quad (6.13)$$

Поскольку в данном случае ось трубопровода находится в плоскости сравнения ($Z = 0$), то значение удельной потенциальной энергии в сечениях определяется непосредственно по показаниям пьезометров:

$$E_n = \frac{P}{\gamma} . \quad (6.14)$$

Удельная кинетическая энергия потока в сечениях рассчитывается по формуле

$$E_k = \frac{v^2}{2 \cdot g} . \quad (6.15)$$

Полная удельная энергия потока:

$$E = E_n + E_k . \quad (6.16)$$

По формуле (6.10) рассчитываются опытные значения потери напора при внезапном расширении трубопровода $h_{в.р.он.}$.

По формуле (6.1) определяются теоретические значения потери напора при внезапном расширении $h_{в.р.}$.

Затем подсчитываются величины расхождения между теоретическими и опытными значениями потери напора при внезапном расширении трубопровода:

$$\varepsilon = \frac{|h_{в.р.он.} - h_{в.р.}|}{h_{в.р.он.}} \cdot 100\% . \quad (6.17)$$

По формуле (6.9) подсчитываются опытные значения, а по формуле (6.6) — теоретические значения коэффициентов местного сопротивления при внезапном расширении.

Все измеренные величины и результаты вычислений заносятся в таблицу 6.1.

6.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Таблица 6.1 – Результаты лабораторной работы № 6

<i>№ опыта</i>			<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Объём воды	V	м ³			
Время истечения	T	сек			
Расход воды	Q	м ³ /сек			
Средняя скорость потока	v_1	м/сек			
	v_2	м/сек			
Удельная кинетическая энергия	E_{k1}	м			
	E_{k2}	м			
Удельная потенциальная энергия	E_{n1}	м			
	E_{n2}	м			
Полная удельная энергия	E_1	м			
	E_2	м			
Потеря напора	$h_{в.р.он.}$	м			
	$h_{в.р.}$	м			
Расхождение	ε	%			
Коэффициент местного сопротивления	$\xi_{в.р.он.}$	-			
	$\xi_{в.р.}$	-			

6.5 Контрольные вопросы

1. В чем особенность внезапного расширения потока как местного сопротивления?

2. Сформулировать теорему Борда и записать ее аналитическое выражение.
3. От чего зависят коэффициенты местного сопротивления при внезапном расширении?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Целью работы является построение рабочих характеристик центробежного насоса при постоянном числе оборотов рабочего колеса.

7.1 Теоретическое введение

Рабочими характеристиками центробежного насоса называются графические изображения зависимостей развиваемого напора H , потребляемой мощности N и полного коэффициента полезного действия насоса η от его производительности Q , при постоянном числе оборотов n .

Общий вид рабочих характеристик насоса показан на рисунке 7.1.

Производительностью (подачей) насоса Q называется количество жидкости (объемное или массовое), подаваемое им в единицу времени. Производительность обычно измеряется в м³/сек (реже – в л/сек).

Под напором H следует понимать удельную энергию E , приобретенную единицей веса жидкости, прошедшей через насос, и израсходованную на преодоление статической (геометрической) высоты подъема жидкости $H_{ст}$ и сопротивлений движению жидкости (по длине и местным) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Напор измеряют высотой столба перекачиваемой жидкости. Величина его определяется выражением:

$$H = E_{нз} - E_{вс} = \left(z_{нз} + \frac{P_{нз}}{\gamma} + \frac{v_{нз}^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_{вс} + \frac{P_{вс}}{\gamma} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \right), \quad (7.1)$$

где $E_{нз}$ и $E_{вс}$ – удельная энергия соответственно в начале нагнетательной линии (в сечении 2-2 (рис. 7.2), где подключен манометр) и в конце всасывающей линии (в сечении 1 - 1, где подключен вакуумметр);

$P_{нз}$ и $P_{вс}$ – давление жидкости в начале нагнетательной линии и в конце всасывающей линии;

$z_{нз}$ и $z_{вс}$ – геометрическая высота (расстояние по вертикали относительно некоторой плоскости сравнения 0-0) начала нагнетательной линии и конца всасывающей линии (м);

$v_{нз}$ и $v_{вс}$ – средняя скорость потока жидкости в начале нагнетательной и в конце всасывающей линий (м/с);

γ – удельный вес жидкости (Н/м³);

g – ускорение свободного падения (м/с²).

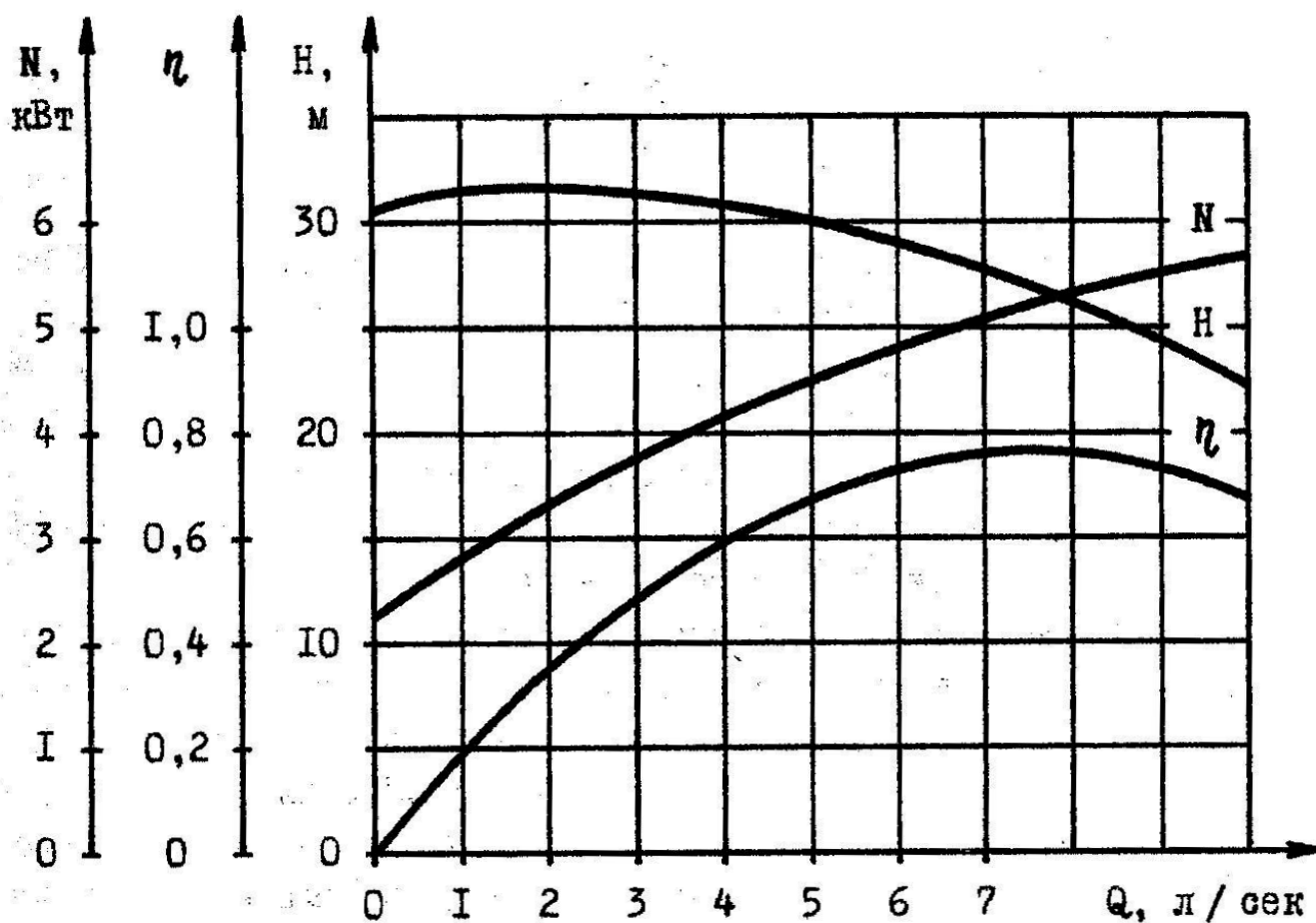


Рисунок 7.1 – Рабочие характеристики насоса

Удельный вес жидкости может быть найден по формуле

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (7.2)$$

где ρ – плотность жидкости (кг/м^3).

Видно, что правая часть выражения (7.1) представляет собой уравнение Бернулли, составленное для сечений 1-1 и 2-2 относительно произвольной горизонтальной плоскости сравнения 0-0.

Чаще за плоскость сравнения принимается свободная поверхность жидкости в питающем резервуаре (0' - 0'), а вместо $z_{вс}$ и $z_{нз}$ принимаются высота всасывания $h_{вс}$ и высота нагнетания $h_{нз}$, сумма которых определяет статическую высоту, или статический напор, $H_{ст}$ (рис. 7.2).

Выражение (7.1) после несложных преобразований может быть записано в следующем виде:

$$H = h_{в\text{ак}} + h_{м\text{ан}} + Z_0 + \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2 \cdot g}, \quad (7.3)$$

где $h_{в\text{ак}}$ – показание вакуумметра В, присоединенного к всасывающему патрубку насоса, выраженное высотой столба перекачиваемой жидкости (м);

$h_{м\text{ан}}$ – показание манометра М, присоединенного к нагнетательному патрубку насоса, также выраженное высотой столба перекачиваемой жидкости (м);

Z_0 – вертикальное расстояние между точками подключения манометра и вакуумметра (м).

Если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков одинаковы ($d_{вс} = d_{нз}$) или скоростные напоры $\frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g}$ и $\frac{v_{нз}^2}{2 \cdot g}$ малы по сравнению с напором H , развиваемым насосом, то слагаемым $\frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2 \cdot g}$ можно пренебречь.

Тогда

$$H = h_{в\text{ак}} + h_{м\text{ан}} + Z_0. \quad (7.4)$$

Полезной мощностью N_n (кВт) называется приращение энергии, получаемое в насосе всем потоком жидкости за единицу времени (1 сек):

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}, \quad (7.5)$$

где Q – производительность насоса ($\text{м}^3/\text{сек}$);

H – напор, создаваемый насосом (м);
 γ – удельный вес жидкости (Н/м³);
 ρ – плотность жидкости (кг/м³);
 g – ускорение свободного падения (м/с²).

Потребляемой мощностью насоса N является мощность на его валу. Часть ее затрачивается на создание полезной (гидравлической) мощности N_n , а другая — на преодоление механического трения в подшипниках и сальниках, а также трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость, его окружающую (так называемое дисковое трение).

Мощность на валу (потребляемая насосом мощность) может быть определена по формуле

$$N = N_{эл} \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}, \quad (7.6)$$

где $N_{эл}$ – мощность, потребляемая электродвигателем из сети и измеряемая при помощи ваттметра;

$\eta_{дв}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя; как правило $\eta_{дв} = 0,96-0,98$;

$\eta_{пер}$ – коэффициент полезного действия передачи; при непосредственном соединении насоса с электродвигателем $\eta = 1$.

Полный коэффициент полезного действия насоса η представляет собой отношение полезной мощности N_n к потребляемой мощности N , то есть

$$\eta = \frac{N_n}{N}. \quad (7.7)$$

Рабочие характеристики насоса, полученные для определенного числа оборотов n , могут быть пересчитаны на любое другое число оборотов n_1 по формулам подобия:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad (7.8)$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; \quad (7.9)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (7.10)$$

Приведенные зависимости с достаточной степенью точности совпадают с опытными данными только при нормальных режимах работы насоса (в области оптимальных значений его КПД).

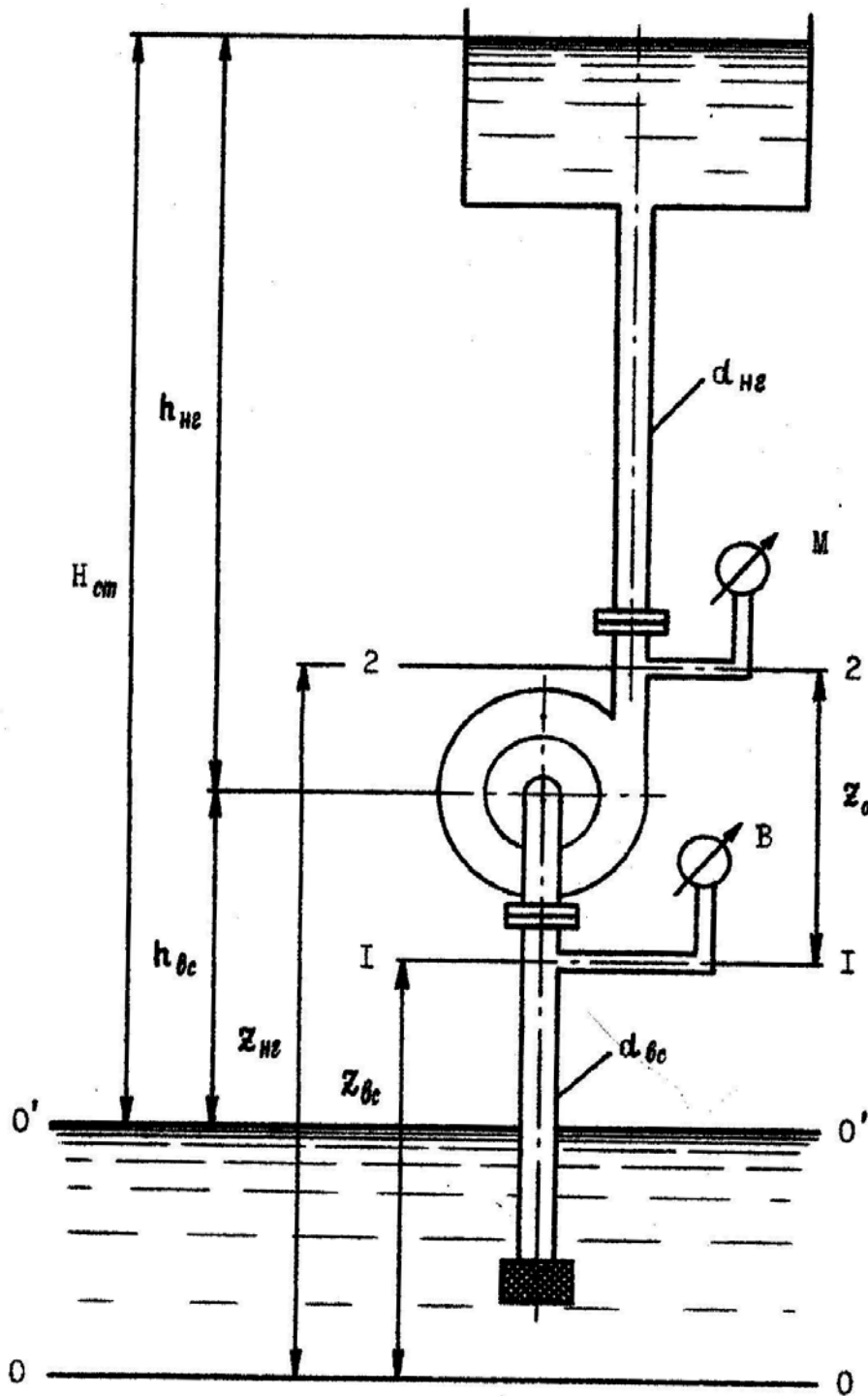


Рисунок 7.2 – Геометрические параметры насосной установки

7.2. Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 7.3) представляет собой центробежный насос 1, который через всасывающий трубопровод 2 забирает воду из расходного бака 4 и по напорному трубопроводу 3 подает ее в приемный бак 5 (диаметры всасывающего и напорного трубопроводов одинаковы). На стенке приемного бака нанесены деления, служащие для определения объема поступившей в него воды. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 л ($0,005 \text{ м}^3$).

Насос при помощи упругой муфты соединен с электродвигателем 6. Мощность, потребляемая электродвигателем, измеряется трехфазным ваттметром 7.

Напорный трубопровод снабжен регулирующим вентиляем 8 и пьезометром 7. Последний служит для измерения создаваемого насосом напора H .

После завершения опыта вода из приемного бака при открывании вентиля 10 через сливной трубопровод 11 сбрасывается в канализацию.

Для измерения числа оборотов рабочего колеса насоса может быть использован переносный тахометр.

7.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения опыта закрывают вентиль 10 на сливном трубопроводе. Затем насос заливают водой из напорного трубопровода, для чего кратковременно открывают регулирующий вентиль 8.

После этого включают насос (при включении насоса, во избежание большого пускового момента, регулирующий вентиль 8 должен быть полностью закрыт).

При закрытом регулирующем вентиеле 8 снимают показания ваттметра 7 и пьезометра 9.

Путем частичного открытия регулирующего вентиля 8 последовательно устанавливают несколько (до 10) новых режимов работы насоса таким образом, чтобы более или менее равномерно охватить весь диапазон возможного изменения производительности Q (от $Q = 0$ до $Q_{\text{макс}}$).

При каждом из режимов работы насоса также снимают показания ваттметра и пьезометра.

При этом с помощью секундомера измеряется время T поступления в приемный бак 5 некоторого определенного объема воды V (обычно 5 л).

Все измеренные величины заносят в таблицу 7.1.

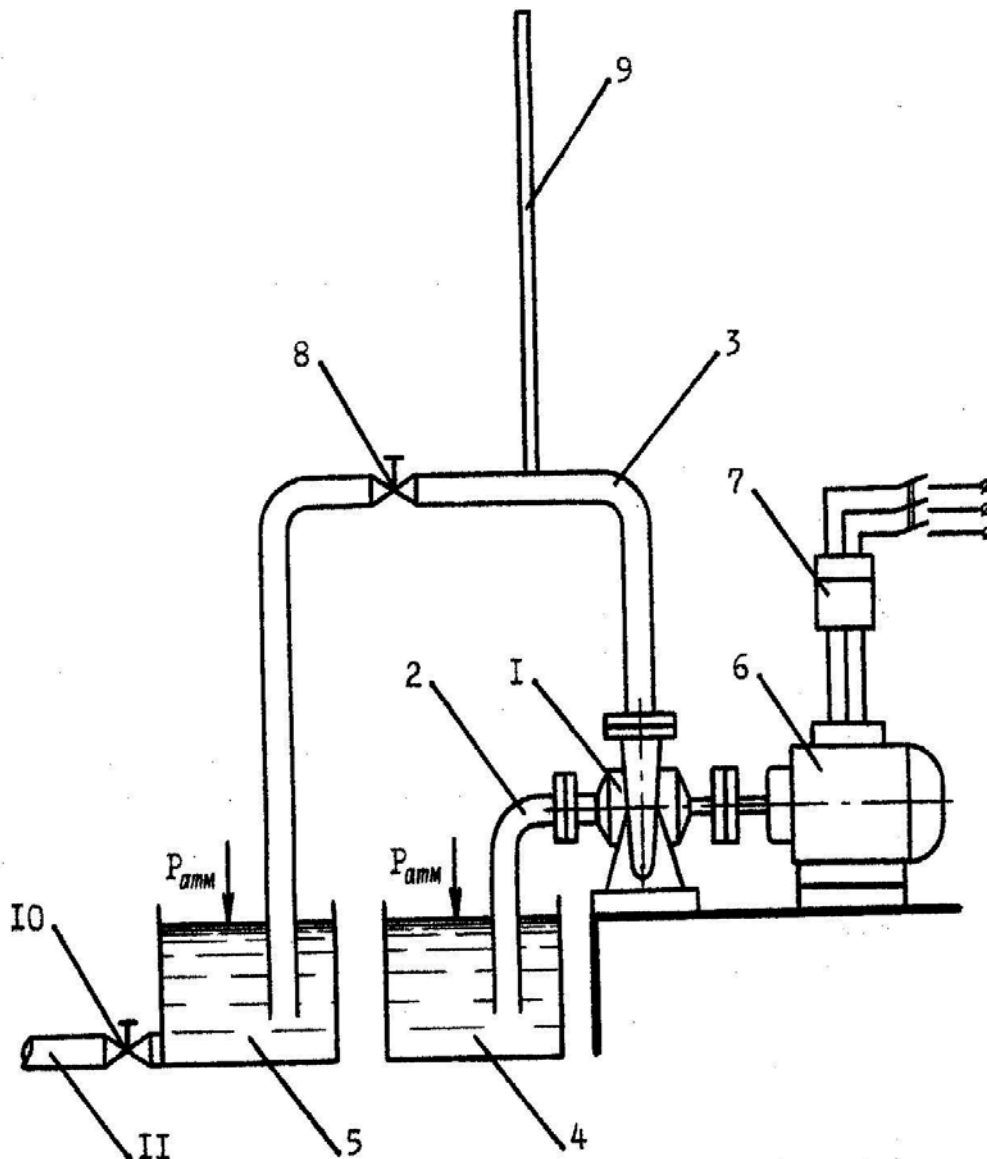


Рисунок 7.3 – Схема насосной установки:

1 – центробежный насос; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – напорный трубопровод; 4 – расходный бак; 5 – приемный бак; 6 – электродвигатель; 7 – трехфазный ваттметр; 8 – регулирующий вентиль; 9 – пьезометр; 10 – вентиль; 11 – сливной трубопровод

По измеренным значениям объема V и времени истечения T для каждого из установленных режимов работы насоса по формуле

$$Q = \frac{V}{T} \quad (7.11)$$

рассчитывается величина расхода воды (производительность насоса) Q .

Полезная мощность насоса N_n :

$$N_n = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}. \quad (7.12)$$

Далее, принимая значение коэффициента полезного действия электродвигателя $\eta_{об}$ в среднем равным 0,97, в соответствии с формулой (7.5) по измеренной с помощью трехфазного ваттметра мощности электродвигателя $N_{эл}$ определяют потребляемую насосом мощность:

$$N = 0,97 \cdot N_{эл}. \quad (7.13)$$

Наконец, подсчитывается величина полного коэффициента полезного действия насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N}. \quad (7.14)$$

Все результаты вычислений также заносят в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты лабораторной работы № 7

<i>№ опыта</i>			<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Объём воды	V	м ³			
Время истечения	T	сек			
Производительность насоса	Q	м ³ /сек			
Напор, развиваемый насосом	H	м			
Полезная мощность насоса	N_n	кВт			
Мощность, потребляемая электродвигателем	$N_{эл}$	кВт			
Мощность на валу насоса	N	кВт			
Полный КПД насоса	η	-			

По полученным результатам, строго выдерживая масштаб, на миллиметровой бумаге строят рабочие характеристики центробежного насоса, соответствующие замеренному числу оборотов рабочего колеса n .

При необходимости построения рабочих характеристик для иного числа

оборотов значения Q , H и N пересчитываются по формуле (7.8).

7.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.
5. Построенные характеристики насоса.

7.5 Контрольные вопросы

1. Что называется рабочими характеристиками насоса?
2. Что называется производительностью насоса?
3. Что называется развиваемым насосом напором?
4. Что называется полезной и потребляемой мощностью насоса?
5. Что представляет собой полный КПД насоса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

Целью работы является измерение давления во внешнем цилиндрическом насадке, опытное определение коэффициентов расхода и сопротивления внешнего цилиндрического насадка, а также наблюдение за характером струи, вытекающей из насадка.

8.1 Теоретическое введение

Насадками называются патрубки (короткие трубки) длиной 3–4 внутренних диаметра, приставленные к отверстию в тонкой стенке. Различают три основных типа насадков: цилиндрические, конические и коноидальные. Цилиндрические насадки разделяются, в свою очередь, на внешние (насадки Вентури) и внутренние (насадки Борда); конические насадки могут быть

сходящимися и расходящимися.

В большинстве случаев при истечении жидкости на некотором расстоянии от входного отверстия внутри насадка образуется так называемое сжатое сечение струи. Площадь сжатого сечения несколько меньше площади входного отверстия насадка и может быть выражена зависимостью:

$$\omega_c = \varepsilon \cdot \omega , \quad (8.1)$$

где ε – коэффициент сжатия.

При истечении жидкости через любые насадки, используя уравнение Бернулли, можно получить расчетные формулы для определения скорости и расхода:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} , \quad (8.2)$$

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} , \quad (8.3)$$

где g – ускорение свободного падения (м/с^2);

H – напор над центром насадка (м);

ω – площадь выходного сечения насадка (м^2);

φ – коэффициент скорости;

μ – коэффициент расхода.

Коэффициент скорости φ определяется выражением:

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta}} , \quad (8.4)$$

где α – коэффициент Кориолиса;

ζ – коэффициент сопротивления насадка.

Коэффициенты μ , φ , ζ , ε имеют различные значения в зависимости от типа насадка.

Рассмотрим основные особенности различных типов насадков.

1 тип. Внешний цилиндрический насадок.

При движении жидкости внутри внешнего цилиндрического насадка струя вначале несколько сжимается ($d_c \approx 0,8d$), а в дальнейшем постепенно расширяется. У выхода насадок работает полным сечением ($\varepsilon = 1$).

Поскольку скорость в сжатом сечении струи будет больше, чем в выходном сечении насадка, то при истечении в атмосферу, согласно уравнению

Бернулли, давление в сжатом сечении меньше атмосферного, то есть в сжатом сечении струи внутри насадка образуется вакуум.

Образование вакуума внутри насадка способствует дополнительному подсосыванию жидкости из резервуара, ввиду чего пропускная способность насадка (расход Q) больше пропускной способности отверстия такого же диаметра при одинаковом напоре.

При напорах больше предельных (для воды при температуре 20 °С величина предельного напора составляет около 13 м) в цилиндрических насадках происходит интенсивное парообразование, приводящее к срыву вакуума. При этом струя отрывается от внутренней поверхности насадка и истечение происходит, как из малого отверстия в тонкой стенке. Насадок в этом случае, разумеется, не оправдывает своего назначения.

2 тип. Внутренний цилиндрический насадок.

Если цилиндрический насадок присоединить к стенке резервуара изнутри, то он будет называться внутренним. В таком насадке так же, как и во внешнем цилиндрическом, при протекании жидкости образуется вакуум, способствующий увеличению расхода.

3 тип. Сходящийся конический насадок.

Для насадков такого типа коэффициенты сжатия, расхода, скорости и сопротивления зависят от величины угла конусности насадка θ .

При $\theta = 13^{\circ}24'$ конический сходящийся насадок обладает наиболее высокими гидравлическими показателями. В этом случае скорость потока в сжатом сечении струи примерно равна скорости в выходном сечении, вследствие чего вакуум в насадке практически не образуется.

4 тип. Расходящийся конический насадок.

Оптимальная величина угла конусности для насадков этого типа $\theta = 5 - 7^{\circ}$.

Благодаря большому относительному сжатию струи, внутри насадка образуется вакуум значительно больший, чем во внешнем цилиндрическом насадке.

Такой насадок обладает большей пропускной способностью, нежели все насадки, рассмотренные ранее, при малой скорости выхода струи.

При значениях угла конусности насадка $\theta > 8^{\circ}$ происходит срыв вакуума. Величина предельного напора для расходящегося конического насадка меньше, чем для внешнего цилиндрического насадка.

5 тип. Коноидальный насадок.

В коноидальных насадках входная часть выполняется по форме струи, вытекающей из отверстия.

При такой форме насадка сжатие струи внутри него отсутствует, сопротивление движению жидкости будет минимальным, вследствие чего обеспечиваются наиболее высокие значения коэффициентов расхода и скорости по сравнению с другими типами насадков.

В таблице 8.1 приведены средние значения коэффициентов сопротивления, сжатия, скорости и расхода для различных типов насадков, рассмотрение которых позволяет проанализировать каждый тип насадка с точки зрения его эксплуатационных качеств.

Таблица 8.1 – Значения коэффициентов для различных типов насадков

Тип насадка	ζ	ε	φ	μ
Внешний цилиндрический	0,50	1,00	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический	1,00	1,00	0,71	0,71
Сходящийся конический при $\theta = 13^{\circ}24'$	0,09	0,98	0,96	0,94
Расходящийся конический при $\theta = 5 - 7^{\circ}$	4,00-3,00	1,00	0,45-0,50	0,45-0,50
Коноидальный	0,06	1,00	0,97	0,97

Значения всех приведенных в таблице коэффициентов относятся к выходному сечению насадков.

Как видно из таблицы, для всех типов насадков, кроме конического

сходящегося, на выходе коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$, поэтому для них:

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi = \varphi \quad (8.5)$$

Насадки весьма широко применяются в различных областях техники. Так, например, конические расходящиеся насадки используются в водоструйных насосах, эжекторах, инжекторах, в качестве отсасывающих труб гидравлических турбин - во всех случаях, где требуется получение большого вакуума, большого расхода и малой скорости выхода струи. Конические сходящиеся насадки могут использоваться в качестве сопел гидромониторов и активных гидравлических турбин, наконечников брандспойтов и так далее. Отличительной особенностью этих насадок является то, что струя, вытекающая из них, обладает компактностью, большой дальностью отлета и большим запасом кинетической энергии.

8.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 8.1) состоит из напорного бака 1, заполняемого водой. Уровень воды в баке определяется с помощью водомерного стекла (пьезометра) 2.

В боковой стенке напорного бака имеется отверстие, перекрываемое при помощи крана 3. К крану крепится цилиндрический насадок 4. Во входной части насадка просверлено отверстие, к которому при помощи штуцера 5 и шланга 6 присоединена стеклянная трубка пьезометра 7, служащего для измерения давления в насадке h_H .

Вытекающая из насадка струя воды попадает в мерный бак 8, на стенке которого нанесены деления. Расстояние между соседними делениями соответствует 5 литрам ($0,005 \text{ м}^3$) поступившей в бак воды.

После проведения замера вода из мерного бака при открывании вентиля 9 через сливной трубопровод 10 сбрасывается в канализацию.

8.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения замера закрывают вентиль 9 на сливном трубопроводе. Затем открывают кран 3, в результате чего вода из напорного бака поступает в насадок 4, из которого вытекает в мерный бак 8.

При помощи секундомера измеряется время T истечения из насадки некоторого объема вода V (обычно 20 л).

Во время истечения струи по пьезометру 7 определяется давление в насадке h_H , а по водомерному стеклу 2 – уровень воды в напорном баке (напор над центром насадки) H .

Также при проведении опыта следует обращать внимание на форму, характер и дальность отлета струи, вытекающей из насадки.

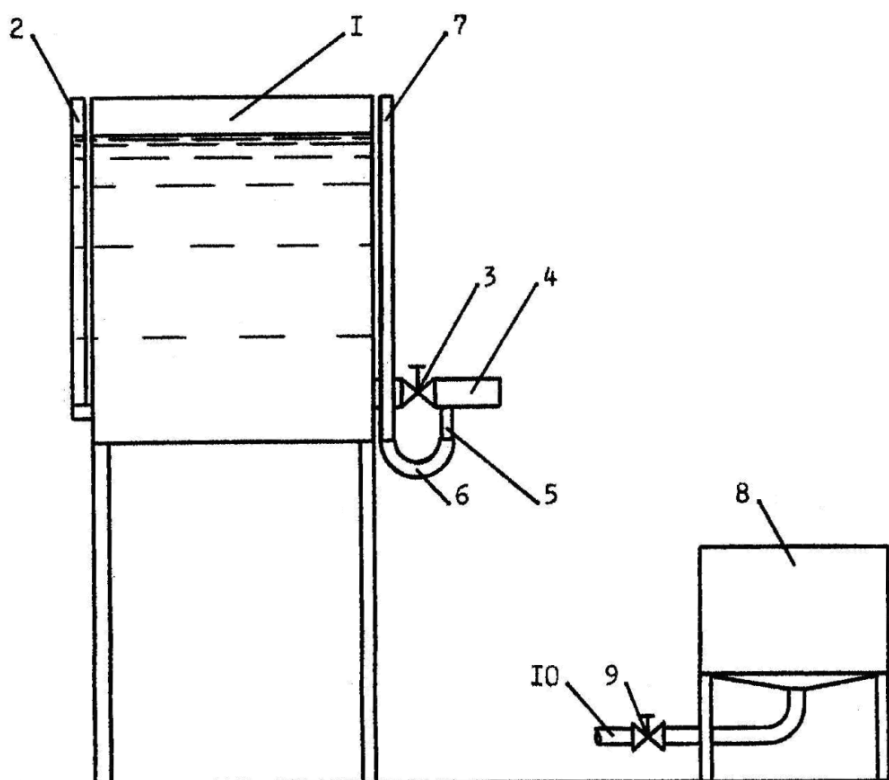


Рисунок 8.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – напорный бак; 2 – водомерное стекло; 3 – кран; 4 – насадка; 5 – штуцер; 6 – шланг;
7 – пьезометр; 8 – мерный бак; 9 – вентиль; 10 – сливной трубопровод

Для исключения случайных ошибок все измерения повторяются не менее трех раз. При этом необходимо поддерживать на протяжении проведения всего опыта уровень воды в напорном баке постоянным.

Затем подсчитываются средние опытные значения измеряемых величин, которые заносятся в таблицу 8.2.

Измеряется внутренний диаметр насадка d и рассчитывается площадь его

поперечного сечения:

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (8.6)$$

Далее по формуле

$$Q = \frac{V}{T} \quad (8.7)$$

рассчитывается средний расход воды через насадок.

По средним опытным значениям расхода воды Q и напора H на основании формулы (8.3) находят значение коэффициента расхода μ :

$$\mu = \frac{Q}{\omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (8.8)$$

Согласно уравнению (8.5), для внешнего цилиндрического насадка $\varphi = \mu$ (поскольку $\varepsilon = 1$).

Тогда из формулы (8.2) можно найти величину коэффициента сопротивления насадка ζ :

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - \alpha \quad (8.9)$$

или, принимая значение коэффициента Кориолиса $\alpha = 1$:

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad (8.10)$$

Наконец, подсчитывают отношение:

$$\frac{h_H}{H} \quad (8.11)$$

Полученные опытным путем значения коэффициентов расхода μ , скорости φ , сопротивления ζ и отношения давления в насадке h_H к напору H сопоставляются со справочными данными.

Все окончательные результаты вычислений также заносятся в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 – Результаты лабораторной работы № 8

Внутренний диаметр насадка	d	м	
Площадь поперечного сечения насадка	ω	м ²	
Объём вытекающей воды	V	м ³	
Время истечения	T	сек	
Расход воды через насадок	Q	м ³ /сек	
Напор над центром насадка	H	м	
Давление в насадке	h_H	м	
Коэффициент расхода	μ	-	
Коэффициент скорости	φ	-	
Коэффициент сопротивления	ζ	-	
Отношение $\frac{h_H}{H}$		-	

8.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

8.5 Контрольные вопросы

1. Что представляют собой насадки, каких типов они бывают?
2. От чего зависит скорость и расход жидкости при истечении через насадки?
3. Каковы особенности различных типов насадок?
4. Каковы основные области применения конических насадок?
5. Что такое срыв вакуума, каковы причины этого явления?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Целью работы является ознакомление с различными приборами для измерения давления и практическое использование пьезометра для измерения давления жидкости в трубопроводе.

9.1 Теоретическое введение

Давлением называется величина, характеризующая интенсивность сил, действующих на какую-либо часть поверхности тела по направлению, перпендикулярному к этой поверхности. Давление P определяется отношением силы F , равномерно распределенной по перпендикулярной к ней поверхности, к площади этой поверхности S :

$$P = \frac{F}{S}. \quad (9.1)$$

В международной системе единиц (СИ) давление выражается в Паскалях (Па).

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$$

В технической системе единиц (МКГСС) давление измеряется в кГ/м^2 .

$$1 \text{ кГ/м}^2 = 9,81 \text{ Па}$$

В физической системе (СТО) давление измеряется в дин/см^2 .

$$1 \text{ дин/см}^2 = 0,1 \text{ Па}$$

Существуют также и различные внесистемные единицы для измерения давления, из которых наиболее часто используются бар и атмосфера.

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}$$

Техническая атмосфера (ат) – давление воздуха на высоте 200 м над уровнем моря, в среднем равное 1 кГ/см^2 , то есть $1 \text{ ат} = 1 \text{ кГ/см}^2 = 10000 \text{ кГ/м}^2 = 98100 \text{ Па}$.

Физической атмосферой (атм) называется давление, соответствующее так называемым нормальным физическим условиям:

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101325 \text{ Па}$$

Давление в любой точке жидкости, находящейся в равновесии, определяется по основному уравнению гидростатики:

$$P_{абс} = P_0 + \gamma h, \quad (9.2)$$

где $P_{абс}$ – абсолютное (полное) гидростатическое давление;

P_0 – давление на свободной поверхности жидкости;

γ – удельный вес жидкости (Н/м^3);

h – глубина погружения рассматриваемой точки (м).

Если абсолютное давление $P_{абс}$ больше атмосферного $P_{атм}$, то разность между абсолютным и атмосферным давлениями называется избыточным или манометрическим давлением, то есть

$$P_{изб} = P_m = P_{абс} - P_{атм}. \quad (9.3)$$

Абсолютное и избыточное давления, выраженные в технических атмосферах, обозначаются соответственно $P_{ата}$ и $P_{ати}$.

В открытых сосудах (с атмосферным давлением на свободной поверхности жидкости)

$$P_m = \gamma \cdot h, \quad (9.4)$$

то есть в этом случае избыточное гидростатическое давление внутри жидкости возникает только от веса столба жидкости, расположенного над рассматриваемой точкой.

Давление может быть выражено высотой столба жидкости над некоторой точкой. Высота столба жидкости в этом случае определяется по зависимости:

$$h = \frac{P}{\gamma}. \quad (9.5)$$

Из (9.4) следует, что одно и то же давление в зависимости от рода жидкости может быть создано столбом различной высоты. Так, например, давление, равное 1 ат, создается столбом воды высотой 10 м (при удельном весе

воды $\gamma_e = 1000$ (кг/м³). Если абсолютное давление меньше атмосферного, то недостаток (дефицит) давления до атмосферного называется вакуумметрическим давлением, или вакуумом:

$$P_{\text{вак}} = P_{\text{ат}} - P_{\text{абс}} . \quad (9.6)$$

Вакуум выражается в тех же единицах, что и абсолютное и избыточное давления, а также в долях или процентах атмосферы.

Как следует из (9.5), вакуум может изменяться от нуля до $P_{\text{ат}}$, то есть максимальным значением вакуума является одна атмосфера.

Для измерения давления жидкостей или газов применяются различные приборы: манометры – для измерения избыточного давления, вакуумметры – для измерения вакуума, дифференциальные манометры – для измерения разности давлений или перепада давления. Все указанные приборы могут быть жидкостными, пружинными, поршневыми, электрическими и комбинированными.

На практике наиболее широкое распространение получили жидкостные и пружинные приборы.

Жидкостный манометр (рис. 9.1 а), называемый также пьезометром, состоит из вертикальной стеклянной трубки 1 с внутренним диаметром 10–15 мм, что позволяет исключить возможную ошибку из-за капиллярного поднятия жидкости, и шкалы 2. Верхний конец трубки открыт, нижний присоединяется к резервуару 3 с жидкостью, давление которой измеряется в точке А.

Абсолютное давление в точке А (точка подключения пьезометра) может быть определено по выражению:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{ат}} + \gamma h_n . \quad (9.7)$$

Избыточное давление в точке А:

$$P_{\text{изб}} = \gamma h_n , \quad (9.8)$$

где h_n – высота столба жидкости в пьезометрической трубке, называемая пьезометрической высотой. Если в резервуаре абсолютное давление над поверхностью жидкости будет равно атмосферному, то уровень жидкости в пьезометрической трубке установится на той же высоте, что и в резервуаре, и пьезометрическая высота в точке А будет равна глубине погружения данной точки h .

Пьезометрами при наполнении их водой можно практически измерять давления не более 0,15–0,20 атм, причем высота пьезометра в этом случае должна превышать 1,5–2,0 м. Для измерения больших давлений применяются пьезометры, наполненные ртутью, так называемые ртутные манометры. Ртутным манометром можно практически измерять давления не свыше 2,0–2,5 атм; высота пьезометра в этом случае также должна быть более 1,5–2,0 м.

Отсчеты по пьезометру необходимо делать по нижней поверхности вогнутого мениска (для воды) или по верхней поверхности выпуклого мениска (для ртути). Положение мениска визуально определяется обычно с точностью порядка 1 мм.

В случаях, когда измерение давления необходимо производить с большей точностью, порядка 0,01 мм, пользуются наклонными микроманометрами (рис. 9.1 б).

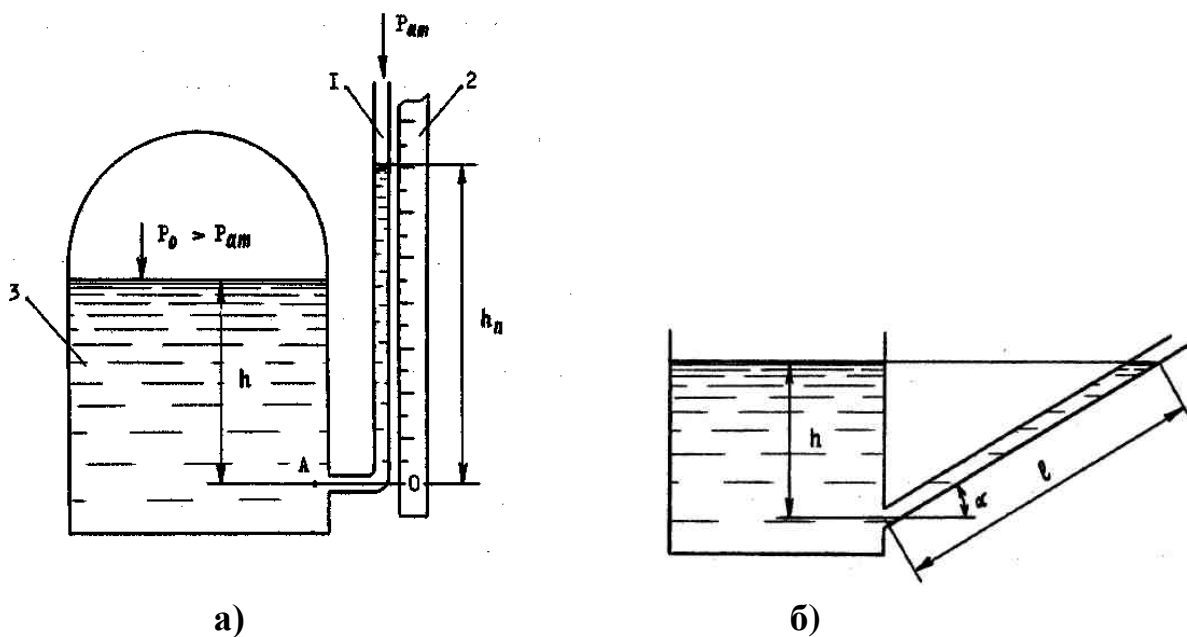


Рисунок 9.1 – Жидкостные манометры:
а) жидкостный манометр (пьезометр); б) наклонный микроманометр

По шкале наклонного микроманометра вместо малой высоты h отсчитывается значительно большая величина:

$$l = \frac{h}{\sin \alpha} , \quad (9.9)$$

что позволяет существенно уменьшить относительную ошибку, возможную при отсчетах малых величин.

Угол наклона манометрической трубки α может изменяться, при этом уменьшение угла наклона способствует увеличению чувствительности прибора.

Для измерения вакуума служит так называемый обратный пьезометр, или вакуумметр (рис. 9.2 а), представляющий собой трубку 1, соединенную областью вакуума (сосуд 2). Нижний конец трубки опускается в сосуд 3, заполненный жидкостью, на поверхность которой действует атмосферное давление. Вследствие того, что давление P в сосуде 2 меньше атмосферного, жидкость в трубке поднимается на некоторую высоту $h_{\text{вак}}$, называемую вакуумметрической высотой:

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{ат}} - P}{\gamma} = \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma} . \quad (9.10)$$

Дифференциальный манометр (рис. 9.2 б), используемый для измерения перепада давления, состоит из двух пьезометров П1 и П2, соединенных между собой. При больших разностях давлений в качестве рабочей жидкости РЖ применяется ртуть, а для измерения небольших давлений возможно применение воды, спирта, масла и некоторых других жидкостей.

Разность давлений

$$\Delta P = P_B - P_A \quad (9.11)$$

в точках А и В одной и той же жидкости, находящихся на одинаковой высоте, можно определить, исходя из следующих соображений. Давление в точке 1 равно давлению в точке 2, как давление в точках объема однородной жидкости, находящихся на одинаковой высоте, то есть

$$P_1 = P_2$$

Аналогично и

$$P_3 = P_4$$

По основному уравнению гидростатики:

$$P_A = P_1 + \gamma h_A \quad (9.12)$$

$$P_B = P_4 + \gamma h_B \quad (9.13)$$

Отсюда

$$P_B - P_A = (P_4 - P_1) - \gamma(h_A - h_B), \quad (9.14)$$

но

$$P_4 = P_1 + \gamma_p h \quad (9.15)$$

Подставляя это значение P_4 в предыдущую зависимость, получаем

$$P_B - P_A = h(\gamma_p - \gamma), \quad (9.16)$$

где h – разность уровней в обеих трубках манометра;

γ_p – удельный вес рабочей жидкости, в которой измеряется перепад давления – γ .

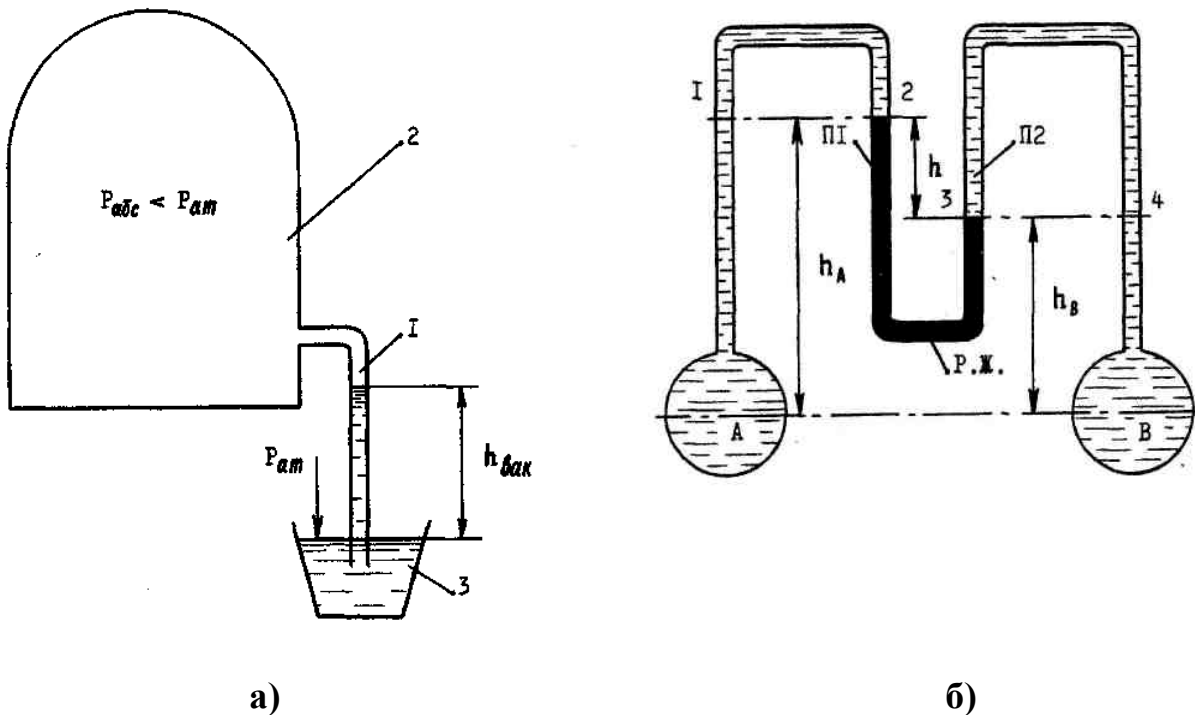


Рисунок 9.2 – Измерительные приборы:
 а) вакуумметр; б) дифференциальный манометр

9.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 9.3) представляет собой трубопровод 2, одним концом соединенный с расходным баком I, из которого в трубопровод поступает вода. На другом конце трубопровода установлен вентиль 4, который служит для регулирования скорости движения воды в трубопроводе и, соответственно, давления в нем. Для измерения давления воды, протекающей по трубопроводу, используется присоединенный к нему пьезометр 3.

9.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом опыта необходимо удалить воздух, который может скапливаться в подводящей трубке пьезометра. Для этого вентиль 4 полностью открывают и после того, как уровень воды в пьезометре 3 упадет до минимума, закрывают вентиль.

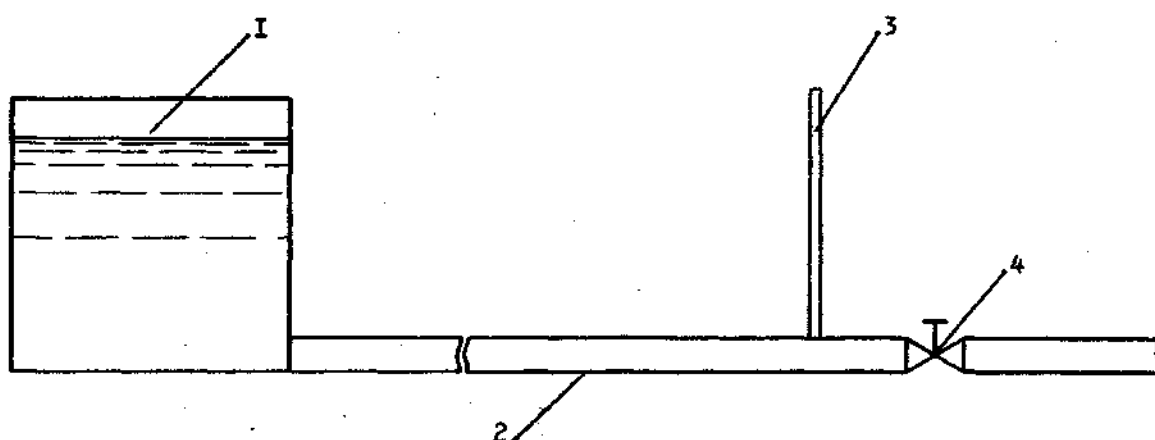


Рисунок 9.3 – Схема экспериментальной установки:

1 – расходный бак; 2 – трубопровод; 3 – пьезометр; 4 – вентиль

После этого можно приступать к проведению опыта. Для того, чтобы при первом замере скорость течения воды в трубопроводе была невысокой, вентиль 5 сначала открывают незначительно. Показания пьезометра 3 снимают после того, как уровень воды в нем стабилизируется.

Если наблюдается постоянное колебание уровня воды в пьезометре, что свидетельствует о пульсации скорости потока жидкости в трубопроводе, то

необходимо фиксировать среднее положение уровня воды.

Затем, с каждым разом все больше открывая вентиль 4 и увеличивая тем самым скорость воды в трубопроводе, в том же порядке проводят еще несколько (обычно 5–7) измерений.

Все полученные значения показаний пьезометра заносятся в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Результаты лабораторной работы № 9

№ опыта	Показания пьезометра	Избыточное давление в трубопроводе					
		Па	кг/м ²	дин/см ²	ат	мм вод.ст.	мм рт. ст.

Величина избыточного давления в трубопроводе 2 подсчитывается по зависимости:

$$P_m = \gamma_p h, \quad (9.17)$$

затем полученные значения переводятся в единицы систем МКГСС и СГС, в технические атмосферы, а также выражаются по (9.5) высотой столба воды (мм вод. ст.) и ртути (мм рт. ст.). При этом принимаем (Н/м³):

$$\gamma_e = 9810 \quad (9.18)$$

$$\gamma_{рт} = 133400 \quad (9.19)$$

9.4 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы (заносятся в таблицу 9.1).

9.5 Контрольные вопросы

1. Что называется давлением, в каких единицах оно измеряется?
2. Что представляет собой техническая атмосфера?
3. Записать основное уравнение гидростатики.
4. Что называется манометрическим и вакуумметрическим давлением?
5. Что собой представляет пьезометр и вакуумметр?
6. В чем состоит преимущество наклонного микронанометра?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ РАВНОГО ДАВЛЕНИЯ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОСУДЕ

Целью работы является определение формы свободной поверхности жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью, путём сопоставления результатов измерений с теоретическими расчётами.

10.1 Теоретическое введение

При вращении сосуда, содержащего жидкость, с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной, горизонтальной или наклонной оси, а также в некоторых других случаях в сосуде устанавливается состояние относительного покоя жидкости, то есть такое состояние, при котором частицы жидкости не перемещаются относительно друг друга, а также относительно самого сосуда. Таким образом, жидкость и сосуд движутся как одно целое. При исследовании случаев относительного покоя жидкости наряду с изучением распределения давления практический интерес представляет также определение формы поверхности равного давления, то есть такой поверхности, все точки которой испытывают одинаковое давление. В общем случае дифференциальное уравнение поверхности равного давления имеет следующий вид:

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0, \quad (10.1)$$

где F_x ; F_y ; F_z – проекции объёмных или массовых сил, отнесенных к

единице массы (ускорение массовых сил), на соответствующие координатные оси;

$dx; dy; dz$ – проекции приращения координат точки.

В случае относительного покоя жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω , на каждую частицу жидкости действуют две объёмные или массовые силы: сила тяжести и центробежная сила инерции.

Рассмотрим в качестве поверхности равного давления свободную поверхность жидкости, в любой точке которой давление равно атмосферному. Проведём систему координат через вершину свободной поверхности жидкости (рис. 10.1).

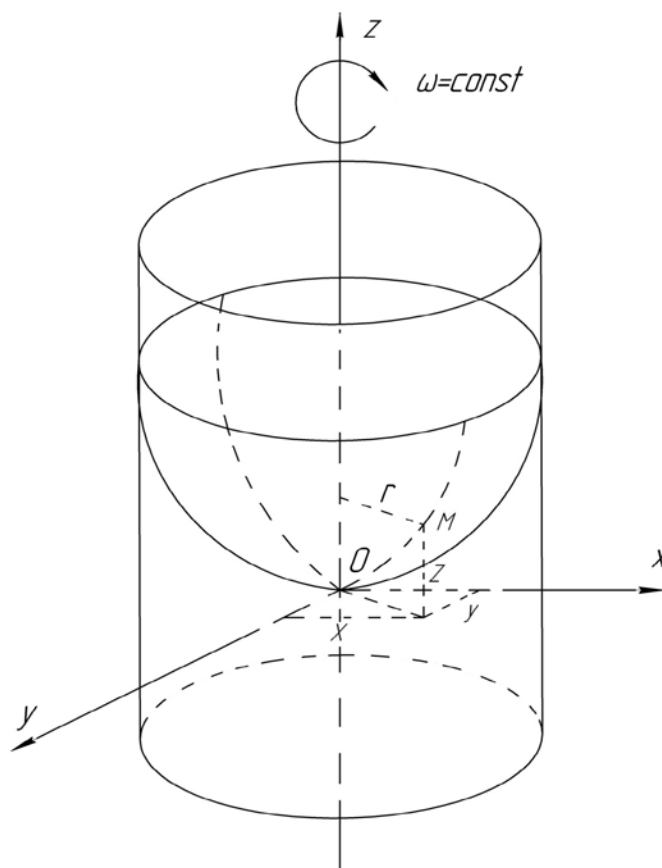


Рисунок 10.1 – Распределение давления в цилиндрическом равномерно вращающемся сосуде

При таком расположении осей проекции объёмных сил, действующих, например, на частицу жидкости M единичной массы, равны:

$$F_x = \omega^2 x,$$

$$F_y = \omega^2 y,$$

$$F_z = -g,$$

где x и y – проекции радиуса вращения точки M на координатные оси.

Подставив нейтральные значения проекций объёмных сил в уравнения (10.1) и проинтегрировав его, получим:

$$z = \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2) = \frac{\omega^2 r^2}{2g}. \quad (10.2)$$

Выражение (10.2) есть уравнение параболоида вращения, сечение которого в горизонтальной плоскости даёт окружность, а вертикальной меридиональной плоскостью – параболу.

Из выражения (10.2) видно, что форма параболоида вращения не зависит от рода налитой в сосуд жидкости.

10.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 10.2) состоит из прозрачного цилиндрического сосуда 1 радиусом R , в который заливается жидкость, например, подкрашенная водой. Сосуд закреплён в обойме 2 и вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью при помощи электродвигателя 3, непосредственно на вал которого и насажена обойма.

Над сосудом на специальной подставке 4 установлена мерная игла 5, которая может передвигаться в вертикальном и горизонтальном направлениях. Нулевое деление шкалы абсцисс 6, нанесённой на подставке 4, соответствует положению мерной иглы по оси вращения сосуда. Мерной иглой определяются координаты отдельных точек свободной поверхности вращающейся жидкости в меридиональном сечении. Момент касания иглы свободной поверхности жидкости фиксируется визуально.

Для определения частоты вращения сосуда служит тахометр, соединённый с валом электродвигателя.

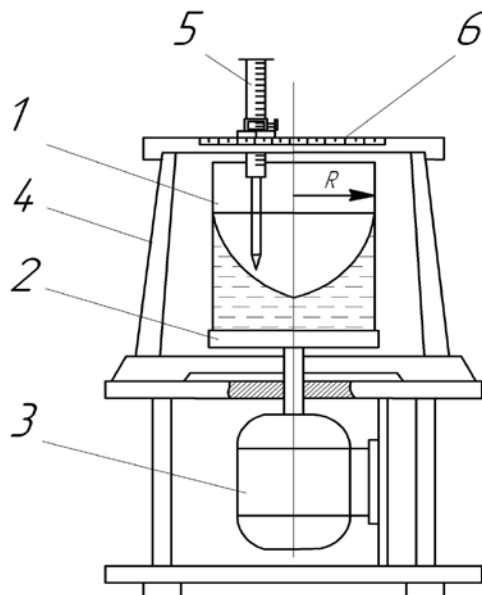


Рисунок 10.2 – Экспериментальная установка:

1 – сосуд; 2 – обойма; 3 – электродвигатель; 4 – подставка;
5 – мерная игла; 6 – шкала

10.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Включением электродвигателя в сеть сосуд с жидкостью приводят во вращение. Выжидают некоторое время, пока жидкость в сосуде не придёт в состояние относительного покоя, о чём можно судить по стабилизации свободной поверхности.

Тахометром определяют частоту вращения сосуда n .

На кривой свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении выбирают несколько (до 10) точек, абсциссы которых – кратчайшее расстояние от оси вращения сосуда r – назначают в зависимости от диаметра сосуда и кривизны свободной поверхности.

Мерной иглой определяют относительные отметки выбранных точек кривой свободной поверхности жидкости в сосуде.

По разности относительных отметок точек свободной поверхности жидкости и вершины параболоида вращения, принятой за нулевую точку системы координат, определяют опытные значения ординат свободной поверхности в сосуде z_{cn} .

По измеренной частоте n подсчитывают угловую скорость вращения сосуда:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} . \quad (10.3)$$

Исходя из формулы (10.2) вычисляют теоретические значения ординат кривой свободной поверхности жидкости в сосуде:

$$z_{теор.} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} , \quad (10.4)$$

где r – радиус вращения точки.

Процент отклонения опытных значений ординат свободной поверхности от теоретических определяют по формуле

$$\varepsilon = \frac{|z_{теор.} - z_{оп.}|}{z_{теор.}} \cdot 100\% . \quad (10.5)$$

Все полученные значения заносят в таблицу 10.1.

По данным измерений и вычислений на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 вычерчиваются теоретическая и опытная кривые свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении сосуда. Сопоставление этих кривых подтверждает, что свободная поверхность жидкости в сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью, представляет собой параболоид вращения.

Таблица 10.1 – Результаты лабораторной работы № 10

Частота вращения сосуда n , об/мин.					
Угловая скорость ω , рад/сек.					
Номера точек		1	2	3	4
Абсциссы точек r , м.					
Ординаты точек	Опытные $z_{оп.}$, м.				
	Теоретические $z_{теор.}$, м.				
Отклонение ε , %.					

10.4 Содержание отчёта

Отчёт по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчётов и расчётные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчётов.
5. Изображение теоретической и опытной кривых свободной поверхности жидкости.

10.5 Контрольные вопросы

1. Что называется состоянием относительного покоя жидкости?
2. Что такое поверхность равного давления?
3. Какую форму имеет поверхность равного давления жидкости во вращающемся цилиндрическом сосуде?
4. От чего зависит форма поверхности равного давления жидкости во вращающемся цилиндрическом сосуде?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 11

РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УСТАНОВОК ДЛЯ СУШКИ ОБУВИ ПРИ КОНВЕКТИВНОМ ПОДВОДЕ ТЕПЛА

Целью работы является определение всех аэродинамических характеристик конвективной сушильной установки проходного типа и выбор типа и параметров необходимого вентилятора.

11.1 Описание экспериментальной установки

На рисунке 11.1 представлена конструкция сушильной установки, которая состоит из рамы 1, изготовленной из профилированных труб, привода транспортера 4 и двух шкафов 2, 7, в которых располагается электрооборудование. На раме 1 установлены: сушильная камера 6, транспортер 4 с открытыми площадками, на которых устанавливаются и снимаются обувь. От вентилятора 11, приводимого в движение электродвигателем 12, воздух через воздухопровод 10 поступает в теплообменник 9, где нагревается до требуемой температуры, и через сопловую щель 5 поступает в сушильную камеру 6. Воздуховод 3 служит для рециркуляции отработанного воздуха. На

блоке управления 8 задаются все необходимые параметры процесса: скорость движения пластинчатого конвейера, исходя из требуемого времени сушки, необходимая температура сушки, исходя из условий сушки определенного материала верха.

На рисунке 11.2 представлена схема движения воздуха экспериментальной сушильной установки.

Установка разработана с минимальными длинами воздуховодов, что обеспечивает небольшие местные сопротивления.

Движение воздуха осуществляется следующим образом: вентилятор 1 нагнетает через воздуховод 2 холодный воздух в калорифер 3, где он нагревается до заданной температуры. Далее горячий воздух через выход из калорифера 6 и щелевое отверстие диффузора 4 попадает в сушильную камеру 5. Отвод воздуха из камеры производится с помощью воздуховода рециркуляции 7, в котором предусмотрен сборник конденсата.

На рисунке 11.2 представлена схема движения воздуха сушильной установки, разработанная с минимальными длинами воздуховодов. Такое расположение основных узлов обеспечивает небольшие местные сопротивления. Движение воздуха осуществляется следующим образом: вентилятор 1 нагнетает через воздуховод 2 холодный воздух в калорифер 3, где он нагревается до заданной температуры. Далее горячий воздух через выход из калорифера 6 и щелевое отверстие диффузора 4 попадает в сушильную камеру 5. Отвод воздуха из камеры производится с помощью воздуховода рециркуляции 7, в котором предусмотрен сборник конденсата.

11.2 Теоретическое часть

Выбор вентилятора для подачи воздуха в сушильную камеру обуславливается необходимой подачей воздуха Q_v ($\text{м}^3/\text{час}$) и создаваемым давлением $P_{\text{вент}}$ (Па):

$$Q_{V_{\text{кам}}} = v_{\text{кам}} w \quad , \quad (11.1)$$

где $v_{\text{кам}}$ – скорость воздуха в камере, м/с;

$w_{\text{кам}}$ – площадь проходного сечения камеры, м^2 .

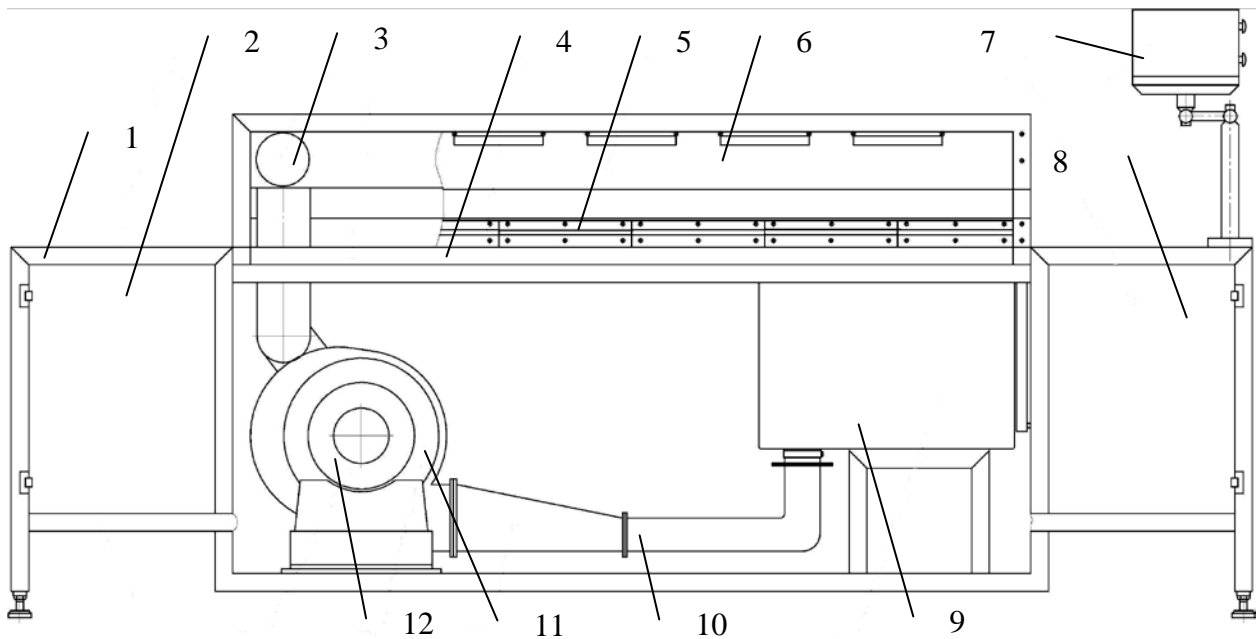


Рисунок 11.1 – Принципиальная схема конвективной сушильной установки проходного типа:

1 – рама; 2 – шкаф с приводом конвейера; 3 – труба рециркуляции; 4 – конвейер; 5 – сопловая щель; 6 – сушильная камера; 7 – панель управления; 8 – шкаф с электрооборудованием; 9 – калорифер; 10 – труба вентиляции; 11 – вентилятор; 12 – двигатель вентилятора

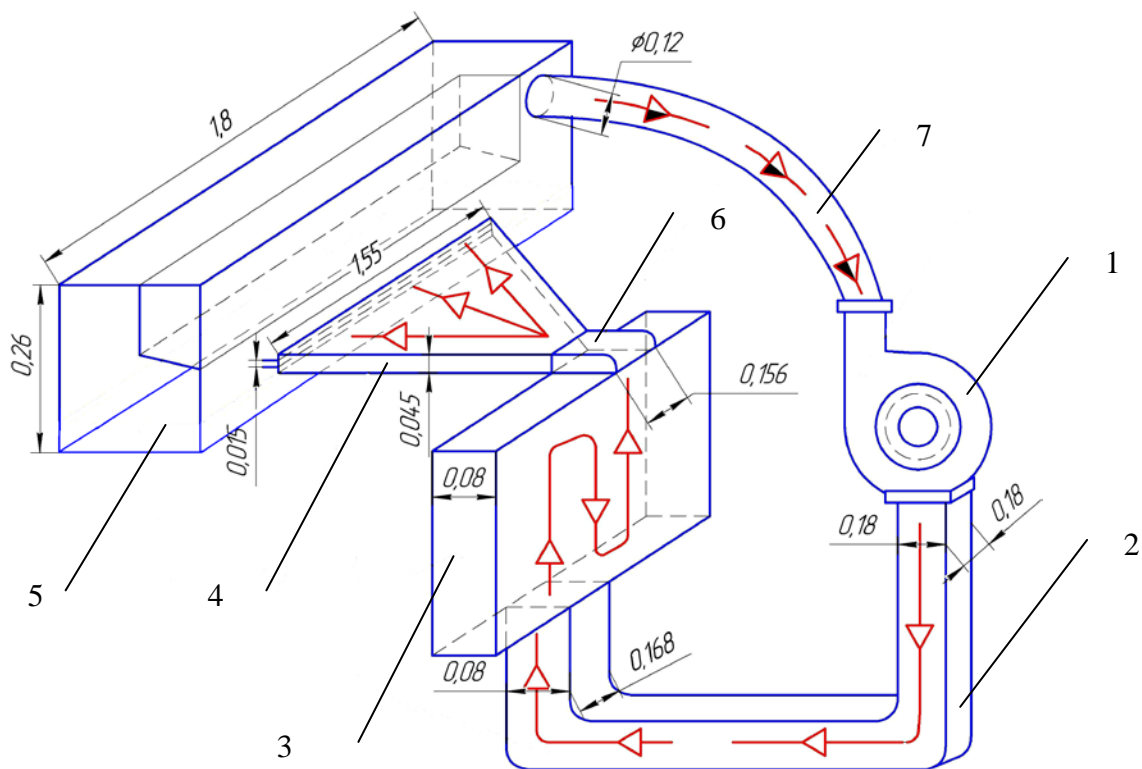


Рисунок 11.2 – Схема движения воздушных потоков в сушильной установке

1 – вентилятор; 2 – воздуховод; 3 – калорифер; 4 – диффузор; 5 – сушильная камера; 6 – выход из калорифера; 7 – воздуховод рециркуляции

$$P_{вент} = P_{\delta} + \sum \Delta P , \quad (11.2)$$

где P_{δ} – динамическое давление в камере, Па;

$\sum \Delta P$ – общие потери давления, Па.

Потери давления в общем виде определяются из соотношения:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho_t \cdot v^2}{2} , \quad (11.3)$$

где ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления;

ρ_t – плотность воздуха при температуре t , °С;

v – средняя скорость течения теплоносителя в сечении, м/с.

Методика расчета

1. Разработать схему движения воздуха в сушильной камере, на основании которой определить ζ – безразмерные коэффициенты местного сопротивления для каждого из участков схемы движения воздуха от вентилятора до сушильной камеры. Далее необходимо рассчитать потери давления на двух участках схемы: ΔP_1 – до калорифера, при $\rho_t = \rho_{50^{\circ}\text{C}}$ и ΔP_2 – после калорифера, при $\rho_t = \rho_{130^{\circ}\text{C}}$.

2. Определить коэффициент сопротивления при переходе воздуха из щели диффузора в сушильную камеру:

$$\zeta_{кам} = \left(1 - \frac{w_{щели}}{w_{кам}} \right)^2 , \quad (11.4)$$

где $w_{щели}$ – площадь проходного сечения щели, м²;

$w_{кам}$ – площадь проходного сечения камеры, м².

3. Определить коэффициент сопротивления диффузора:

$$\zeta_{диф} = \zeta_{\alpha=90^{\circ}} + \zeta_{вн.суж.1} + \zeta_{пл.расш.} + \zeta_{вн.суж.2} , \quad (11.5)$$

где $\zeta_{\alpha=90^0}$ – коэффициент местного сопротивления при повороте трубы на угол $\alpha = 90^0$:

$$\zeta_{\alpha=90^0} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (11.6)$$

где ε – коэффициент сжатия потока, при $\alpha = 90^0$, $\varepsilon \approx 0,5$;

$\zeta_{\text{вн.суж.1}}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубы:

$$\zeta_{\text{вн.суж.1}} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)^2, \quad (11.7)$$

$$\varepsilon_1 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n_1}, \quad (11.8)$$

где n_1 – степень сжатия потока:

$$n_1 = \frac{W_{\text{вх.диф.}}}{W_{\text{вых.тепл.}}}, \quad (11.9)$$

где $W_{\text{вх.диф.}}$ – площадь проходного сечения при входе в диффузор, м^2 ;

$W_{\text{вых.тепл.}}$ – площадь проходного сечения при выходе из теплообменника, м^2 ;

$\zeta_{\text{пл.расш.}}$ – коэффициент местного сопротивления при постепенном расширении трубы:

$$\zeta_{\text{пл.расш.}} = k_{\text{н.р.}} \left(1 - \frac{1}{n_2} \right)^2, \quad (11.10)$$

$$n_2 = \frac{W_{\text{вых.диф.}}}{W_{\text{вх.диф.}}}, \quad (11.11)$$

где $k_{\text{н.р.}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от угла конусности α :

$$k_{\text{н.р.}} \approx \sin \alpha ; \quad (11.12)$$

$\zeta_{\text{вн.суж.2}}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубы:

$$\zeta_{\text{вн.суж.2}} = 0,5 \left(1 - \frac{W_{\text{цели}}}{W_{\text{вых.диф.}}} \right). \quad (11.13)$$

4. Определить коэффициент сопротивления теплообменника:

$$\zeta_{\text{тепл}} = 2\zeta_{\alpha=180^\circ} + \zeta_p, \quad (11.14)$$

где $\zeta_{\alpha=180^\circ}$ – коэффициент местного сопротивления при повороте трубы на угол $\alpha = 180^\circ$:

$$\zeta_{\alpha=180^\circ} = \zeta_{\alpha=90^\circ} a, \quad (11.15)$$

где a – коэффициент, зависящий от угла поворота α и при $\alpha > 90^\circ$:

$$a = 0,7 + 0,35 \frac{\alpha}{90^\circ}; \quad (11.16)$$

ζ_p – коэффициент местного сопротивления решетки ТЭНов:

$$\zeta_p = \frac{92 - 78m}{\text{Re}_a} + 0,7(1,05 - m), \quad (11.17)$$

где m – коэффициент скважности решетки ТЭНов, определяется с помощью схемы калорифера:

$$m = \frac{b^2}{t^2}, \quad (11.18)$$

где b и t – расстояние между ТЭНами и шаг ТЭНов соответственно, определяются из схемы калорифера (рисунок 11.3).

Критерий Рейнольдса определяется по выражению:

$$\text{Re}_a = \frac{v \cdot a}{\nu}, \quad (11.19)$$

где v – средняя скорость в калорифере, м/с:

ν – кинематическая вязкость, м²/с.

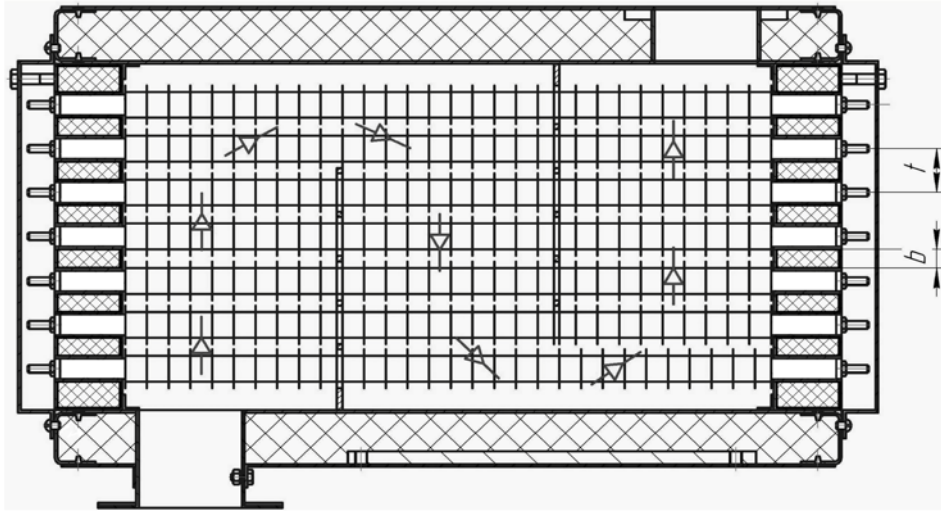


Рисунок 11.3 – Схема расположения ТЭНов:

b – расстояние между ТЭНами; t – шаг ТЭНов

5. Определить потери давления на участке от калорифера до сушильной камеры:

$$\Delta P_1 = (\zeta_{\text{кам}} + \zeta_{\text{диф}} + \zeta_{\text{тепл.}}) \frac{\rho_{130^0} v_{\text{кам}}^2}{2}, \quad (11.20)$$

где ρ_{130^0} – плотность воздуха при температуре 130^0C , кг/м^3 ;

$v_{\text{кам}}$ – скорость движения воздуха в камере, м/с .

6. Определить потери давления на участке от калорифера до вентилятора:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр}} + \zeta \frac{\rho_{50^0} v_{\text{вент}}^2}{2}, \quad (11.21)$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потери давления по длине трубы, Па ;

ρ_{50^0} – плотность воздуха при температуре 50^0C , кг/м^3 ;

$v_{\text{вент}}$ – скорость движения воздуха при выходе из вентилятора, м/с ;

$\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент местного сопротивления трубы:

$$\zeta_{\text{тр}} = 2\zeta_{\alpha=90^0} + \zeta_{\text{вн.суж.3}} \quad (11.22)$$

$$\zeta_{\text{вн.суж.з}} = 0,5 \left(1 - \frac{W_{\text{вх.тепл.}}}{W_{\text{вых.вент.}}} \right), \quad (11.23)$$

где $W_{\text{вх.тепл.}}$ – площадь поперечного сечения входа в теплообменник, м²;

$W_{\text{вых.вент.}}$ – площадь поперечного сечения выхода из вентилятора, м².

Потери давления по длине трубы:

$$\Delta P_l = 0,0827 \lambda \frac{l}{d_s^5} Q_v^2 \rho_{50^\circ} g, \quad (11.24)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина трубы, м;

d_s – эквивалентный диаметр трубы, м;

Q_v – объемный расход воздуха, м³/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d_s} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (11.25)$$

где k_s – эквивалентная абсолютная шероховатость, м.

$$d_s = \frac{4f}{p}, \quad (11.26)$$

где f – площадь поперечного сечения, м²;

p – периметр, м.

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_s}{\nu}. \quad (11.27)$$

7. Рассчитать общие потери давления, Па:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2. \quad (11.28)$$

8. Рассчитать необходимое давление вентилятора, Па:

$$P_g = P_\delta + \Delta P, \quad (11.29)$$

где P_o – динамическое давление в камере, Па:

$$P_o = \frac{\rho_{130^0} \cdot v_{кам}^2}{2} . \quad (11.30)$$

9. Определить объемный расход воздуха, м³/час:

$$Q_{Vкам} = v_{кам} W \quad . \quad (11.31)$$

Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик представлены в таблице 11.1.

Таблица 11.1 – Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик по схеме движения воздуха (рисунок 11.2)

Участок схемы на рис.11.2	Наименование параметра	Обозначе- ние	Номер формулы	Значение параметра
1	2	3	4	5
Вход в камеру (4-5)	площадь поп. сечения щели, м ²	$W_{щели}$	11.4	0,015·1,55=0,02325
	площадь поп. сечения камеры, м ²	$W_{кам}$		0,064·1,8=0,1152
Диффузор (4)	площадь поп. сечения выхода из теплообменника, м ²	$W_{вых.тепл.}$	11.9	0,08·0,156=0,01248
	площадь поп. сечения входа в диффузор, м ²	$W_{вх.диф.}$		0,045·0,156=0,00702
	коэффициент сжатия потока	ϵ_1	11.8	0,68
	площадь поп. сечения выхода из диффузора, м ²	$W_{вых.диф.}$	11.11	0,045·1,55=0,06975
	плотность воздуха при $t_c = 130^0C$, кг/м ³	$\rho_{воз. 130^0}$		0,9
	скорость движения воздуха в камере, м/с	$v_{кам.}$		5

Окончание таблицы 11.1

1	2	3	4	5
Воздуховод (2)	кинематическая вязкость воздуха при $t_p = 50^\circ\text{C}$ (рециркуляция), $\text{м}^2/\text{с}$	ν_{180°		$17,95 \cdot 10^{-6}$
	эквивалентная абсолютная шероховатость	k_3		0,06
	плотность воздуха при $t_p = 50^\circ\text{C}$, $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{воз. } 50^\circ}$		1,093
	площадь поп. сечения входа в теплообменник, м^2	$W_{\text{вх.тепл.}}$	11.23	$0,08 \cdot 0,168 = 0,01344$
Воздуховод (2)	площадь поп. сечения выхода из вентилятора, м^2	$W_{\text{вых.вент.}}$	11.23	$0,18 \cdot 0,16 = 0,0324$
Калорифер (3)	расстояние между ТЭНами, м	b		0,02
	шаг ТЭНов, м	t		0,04
	коэффициент угла поворота при $\alpha = 180^\circ$	a_{180°		1,33
	кинематическая вязкость воздуха при $t_T = 180^\circ\text{C}$ (теплообменник), $\text{м}^2/\text{с}$	ν_{180°		$32,46 \cdot 10^{-6}$

11.3 Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Расчет объемного расхода воздуха по выражениям (11.1) – (11.31) представить в таблице 11.2.

По рассчитанному (требуемому) объемному расходу воздуха Q_V ($\text{м}^3/\text{час}$) и давлению воздуха P_g (Па) выбирается вентилятор для сушильной установки.

Таблица 11.2 – Результаты расчета аэродинамических характеристик по зависимостям (11.1) – (11.31)

Наименование параметра	Обозначение	Единицы измер.	Значение
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
Расчет коэффициентов местного сопротивления			
При переходе воздуха в сушильную камеру	$\zeta_{кам}$	–	
Сопротивления диффузора	$\zeta_{диф}$	–	
При повороте трубы на угол $\alpha = 90^0$	$\zeta_{\alpha=90^0}$	–	
При внезапном сужении трубы	$\zeta_{вн.суж.1}$	–	
При плавном расширении	$\zeta_{пл.расш.}$	–	
При внезапном сужении	$\zeta_{вн.суж.2}$	–	
В теплообменнике	$\zeta_{тепл}$	–	
При повороте трубы на угол $\alpha = 180^0$	$\zeta_{\alpha=180^0}$	–	
Местное сопротивление решетки ТЭНов	ζ_p	–	
Местное сопротивление трубы	$\zeta_{тр}$	–	
При внезапном сужении	$\zeta_{вн.суж.3}$	–	
Расчет других коэффициентов			
Коэффициент сжатия потока	ε_1		
Степень сжатия потока	n_1		
Степень сжатия потока	n_2		
Поправочный коэффициент	$k_{н.р.}$		
Коэффициент, зависящий от угла поворота	a		
Коэффициент скважности решетки ТЭНов	m		
Число Рейнольдса	Re_a	–	

Окончание таблицы 11.2

1	2	3	4
Коэффициент гидравлического трения	λ		
Эквивалентный диаметр	$d_э$	м	
Число Рейнольдса	Re	–	
Расчет потерь давления по участкам			
На участке от вентилятора до калорифера	ΔP_2	Па	
На участке от калорифера до сушильной камеры	$\Delta P_1,$	Па	
По длине трубы	ΔP_l	Па	
В камере	$P_{кам}$	Па	
Общие потери давления	ΔP	Па	
Результаты расчета			
Подача воздуха вентилятором	Q_v	м ³ /час	
Давление вентилятора	$P_в$	Па	

11.4 Содержание отчёта

Отчёт по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчётов и расчётные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчётов.

11.5 Контрольные вопросы

1. Чем обусловлен выбор вентилятора для подачи воздуха в сушильную камеру?
2. Как определяются потери давления в общем виде?
3. Как определяются коэффициенты сопротивления при повороте трубы?
4. Как определяются коэффициенты сопротивления при внезапном расширении, сужении трубопровода?
5. Как определить коэффициент сопротивления теплообменника?
6. Как определить объемный расход воздуха при выборе вентилятора?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Средние значения плотности и кинематической вязкости некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность ρ , кг/м ³ при t , °C		Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек при t , °C			
	220	550	20	40	60	80
Вода пресная	9998	9988	1,01	0,66	0,48	0,36
Бензин авиационный	7745	--	0,73	0,59	0,49	-
Керосин очищенный	8808	--	2,5	1,8	1,2	1,0
Дизельное топливо	8846	--	2,8	1,2	-	-
Глицерин	11245	--	970	330	88	38
Масла:						
Касторовое	9960	--	1500	350	88	35
Трансформаторное	8884	880	28	13	7,6	3,4
Веретенное АУ	--	892	48	19	9,8	5,9
Индустриальное 12	--	883	48	19	9,8	5,9
Индустриальное 20	--	891	85	33	14	8,0
Индустриальное 30	--	901	180	56	21	11
Индустриальное 50	--	910	530	110	38	16
Турбинное	--	900	97	38	16	8,8
Автомобильное М10б	--	898	500	110	45	20

Плотность жидкости при другой температуре можно определить по

формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_{t_0}}{1 + \beta \cdot \Delta t},$$

где ρ_t – плотность жидкости при фактической температуре t ;

ρ_{t_0} – табличное значение плотности жидкости при температуре t_0 ;

Δt – разность фактической t и указанной в таблице t_0 температур жидкости $\Delta t = t - t_0$;

β – коэффициент объемного температурного расширения жидкости (для минеральных масел в среднем можно принять $\beta = 7,0 \cdot 10^{-4}$ 1/град).