

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования  
« Витебский государственный технологический университет»**

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ**

для студентов специальностей  
1-36 01 01 «Технология машиностроения»,  
1-36 01 03 «Технологическое оборудование  
машиностроительного производства»,  
1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной  
промышленности и бытового обслуживания»

**Витебск  
2014**

УДК 621.01

Гидравлика и гидравлические машины: методические указания к лабораторным работам для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания».

Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2013.

Составители: к.т.н., проф. Ольшанский В. И.,  
асс. Кузьменков С. М.,  
асс. Котов А. А.

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по курсу «Гидравлика и гидравлические машины».

Одобрено кафедрой «Технология и оборудование машиностроительного производства» УО «ВГТУ», протокол № 3 от «15» октября 2013 г.

Рецензент: доц. Ольшанский А. И.  
Редактор: доц. Угольников А. А.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 8 от «4» декабря 2013 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 № \_\_\_\_\_

---

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. Изучение принципиальной схемы лабораторного стенда «Гидравлика»	11
Лабораторная работа № 3. Определение режима течения жидкости в трубопроводе	15
Лабораторная работа № 4. Построение пьезометрической и напорной линий трубопровода	19
Лабораторная работа № 5. Определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)	25
Лабораторная работа № 6. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений	34
Лабораторная работа № 7. Определение формы поверхности равного давления во вращающемся цилиндрическом сосуде	40
Лабораторная работа № 8. Расчет аэродинамических характеристик установок для сушки обуви при конвективном подводе тепла	45
Литература	57
Приложение	58

## Введение

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по курсу " Гидравлика и гидравлические машины" студентами специальностей "Технология машиностроения", "Технологическое оборудование машиностроительного производства", "Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания", "Автоматизация технологических процессов и производств " дневной и заочной форм обучения.

Основное назначение лабораторных работ – 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.

Методические указания включают в себя лабораторные работы по основным разделам машиностроительной гидравлики, а также механики жидкости и газа. Каждая лабораторная работа содержит краткие сведения из теории, касающиеся материала раздела.

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

Выполнение лабораторных работ предполагает знание студентами основных теоретических положений курса машиностроительной гидравлики и механики жидкости и газа, соответствующей терминологии, уравнений и формул.

Для лучшего освоения студентами основ машиностроительной гидравлики и механики жидкости и газа, а также 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;

$\mu$  – коэффициент абсолютной вязкости, или динамический коэффициент вязкости;

$S$  – площадь соприкосновения трущихся слоев жидкости;

$\frac{du}{dn}$  – 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 (1.2) видно, что динамический коэффициент вязкости  $\mu$  численно равен касательному напряжению  $\tau$  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  $H \cdot \text{сек}/\text{м}^2$  ( $\text{Па} \cdot \text{сек}$ ).

В технической системе единиц (МКС)  $\mu$  измеряется в  $\text{кГ} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ .  
 $1 \text{ кГ} \cdot \text{сек}/\text{м}^2 = 9,81 \text{ Н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ .

В физической системе единиц (СГС) единицей измерения динамического коэффициента вязкости является пуаз ( $\Pi$ ).

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

Кроме динамического коэффициента вязкости  $\mu$  в инженерной практике широко используется и другая характеристика вязкости — кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ , который представляет собой отношение динамического коэффициента вязкости  $\mu$  к плотности жидкости  $\rho$ :

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

В системе СИ и технической системе единиц кинематический коэффициент вязкости измеряется в  $\text{м}^2/\text{сек}$ .

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости в физической системе единиц называется стокс ( $\text{Ст}$ ).  $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{сек} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек}$ .

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  $\text{МПа}$  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 Воляровича, Пинкевича, Оствальда, Уббелюде 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 рас-

положенных 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, металлического шарика, или всплытия пузырька воздуха (рамочный вискозиметр).

Условная вязкость в градусах Энглера – отношение времени  $T_{ж}$  истечения из вискозиметра Энглера некоторого объема исследуемой жидкости ко времени  $T_в$  истечения из него того же объема дистиллированной воды при температуре 20 °С:

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

## 1.2 Описание экспериментальной установки

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

Прибор состоит из двух концентрически 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.

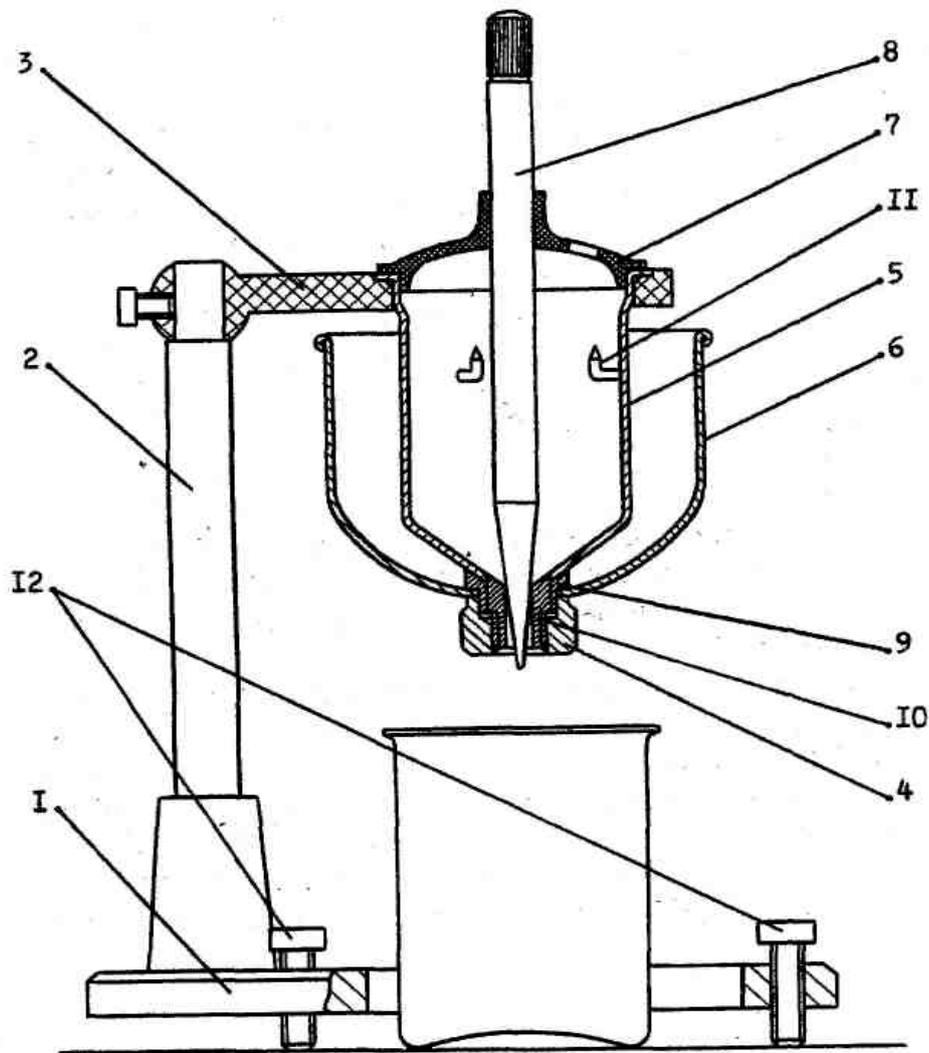
Во время проведения опыта внутренний резервуар закрывается крышкой 7, в центральное отверстие которой проходит стержень 8. Кроме того, в крышке имеется боковое отверстие, в которое может вставляться термометр, служащий для контроля температуры исследуемой жидкости.

Под отверстие насадка устанавливается сосуд, служащий для сбора вытекающей из прибора жидкости.

## 1.3 Экспериментальная часть

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  $100 \text{ см}^3$ .



**Рисунок 1.1 – Вискозиметр Энглера:**

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

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 исследуе-

мой 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  $100 \text{ см}^3$  исследуемой жидкости  $T_{ж}$ . Для исключения возможных ошибок определение  $T_{ж}$  повторяют несколько (обычно 5 – 7) раз.

В такой же последовательности определяют водное число  $T_v$ , то есть время истечения  $100 \text{ см}^3$  дистиллированной воды при температуре  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

По результатам измерений подсчитываются средние значения  $T_{ж}$  и  $T_v$ , 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 Уббелюде:

$$\nu = 0,0731 \cdot BV(^{\circ}E) - \frac{0,0631}{BV(^{\circ}E)} \quad (\text{Cm}). \quad (1.5)$$

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

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

Значение плотности исследуемой жидкости  $\rho$  измеряется с помощью ареометра или определяется по справочным таблицам.

Все результаты вычислений заносятся в соответствующие графы таблицы (по форме таблицы 1.1).

Полученные значения сопоставляются со справочными.

## 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?

Таблица 1.1

Исследуемая жидкость				
Температура исследуемой жидкости		$T$	$^{\circ}\text{C}$	
Плотность исследуемой жидкости		$\rho$	$\text{г/см}^3$	
			$\text{кг/м}^3$	
Среднее время истечения $100 \text{ см}^3$ жидкости		$T_{ж}$	$\text{сек}$	
			$T_{в}$	$\text{сек}$
Вязкость исследуемой жидкости	Условная	$ВУ$	$^{\circ}E$	
	Кинематическая	$\nu$	$Ст$	
			$\text{м}^2/\text{сек}$	
	Динамическая	$\mu$	$\Pi$	
			$\text{кГ}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$	
			$\text{Н}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$	
По справочнику				

## Лабораторная работа № 2

### ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПАЛЬНОЙ СХЕМЫ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА «ГИДРАВЛИКА»

Целью работы является изучение принципиальной схемы подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда, изучение условных обозначений элементов объемного гидропривода.

#### 2.1 Теоретическое введение

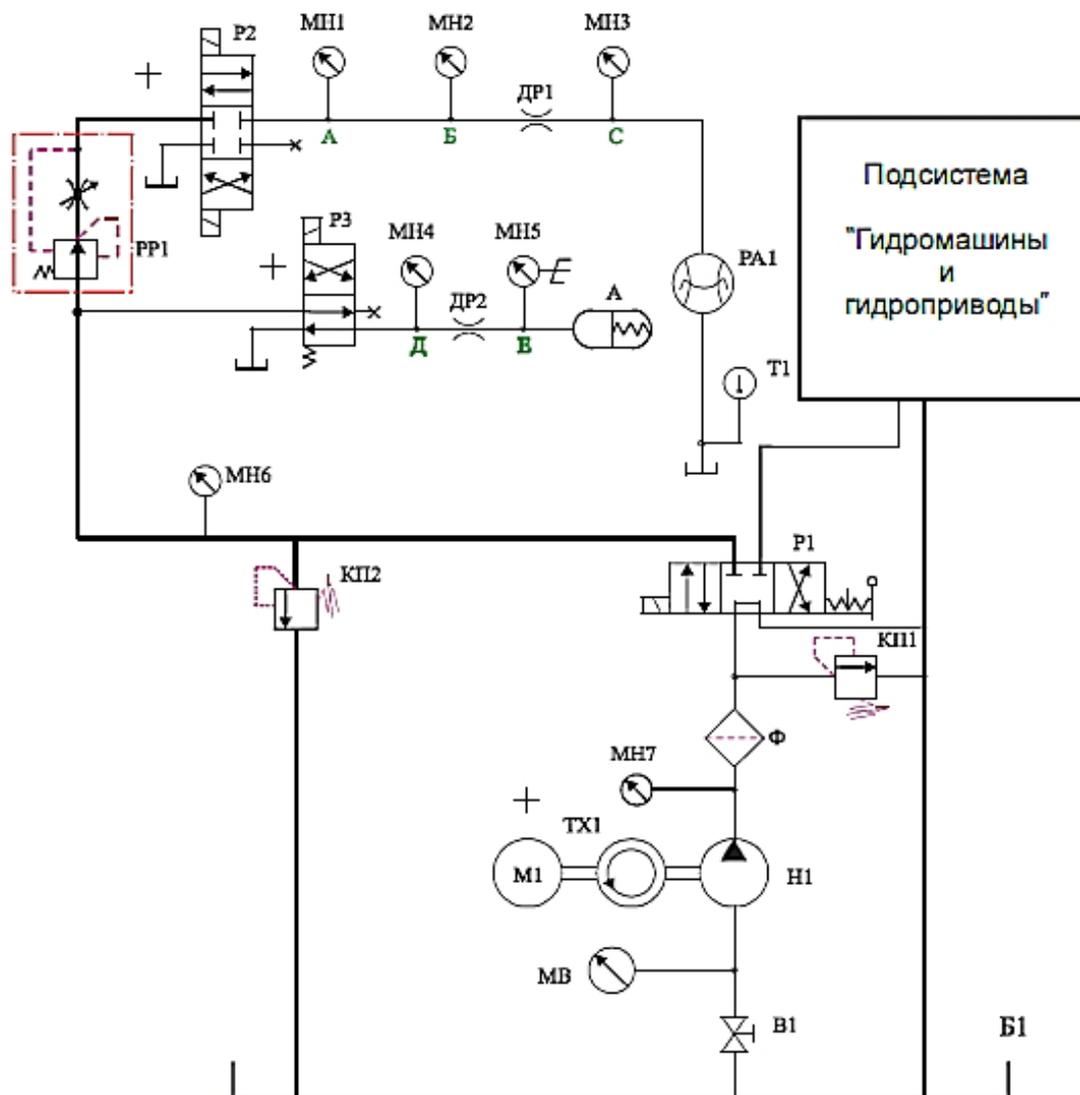


Рисунок 2.1 – Схема гидравлическая принципиальная подсистемы «Гидравлика»

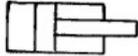
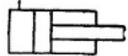
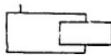
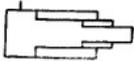
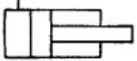
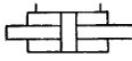
Объектом исследования в лабораторных работах № 1 – 4 является трубопровод а б с с установленным в нем дросселем ДР1. Конструктивные пара-

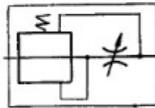
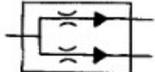
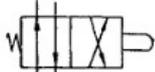
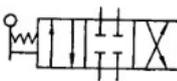
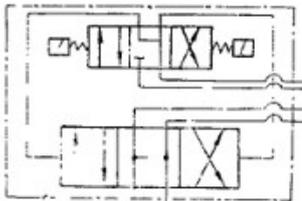
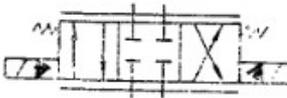
метры этого трубопровода следующие: внутренний диаметр – 8 мм, диаметр отверстия дросселя ДР1 – 3 мм, длины: а б = 450 мм, б с = 100 мм.

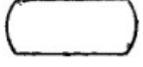
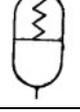
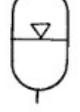
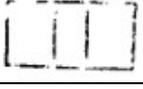
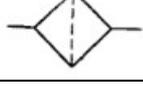
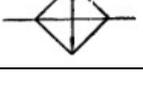
На стенде установлены расходомеры интегрирующего типа (РА1 и РА2 – скоростные, третий расходомер представляет собой измерительный бачок Б2 с указателем уровня УУ). Слив рабочей жидкости из бака Б2 осуществляется через вентиль В2 (при вращении маховика по часовой стрелке вентиль закрывается). Для определения мгновенного значения расхода с помощью указанных расходомеров используются электронные секундомеры в режиме работы «ручн.».

Для питания всех насосов и слива рабочей жидкости используется один гидробак Б1, который одновременно является несущей системой стенда.

Таблица 2.1

Элемент	Обозначение
1	2
<b>Гидродвигатели</b>	
Гидромотор общее обозначение	
Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока	
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока	
Гидромотор регулируемый	
Гидроцилиндр общее обозначение	
Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой	
Гидроцилиндр одностороннего действия плунжерный	
Гидроцилиндр одностороннего действия телескопический	
Гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком	
Гидроцилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком	
Гидроцилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком с торможением в конце хода с одной стороны	

1	2
<b>Гидроаппаратура</b>	
Дроссель общее обозначение	
Дроссель с регулятором давления	
Клапан предохранительный	
Клапан редукционный, поддерживающий постоянное давление на выходе ( $P_2 = \text{const}$ при $P_1 > P_2$ )	
Клапан дифференциальный или перепада ( $P_1 - P_2 = \text{const}$ )	
Гидрозамок	
Делитель потока	
Клапан обратный	
<b>Распределители</b>	
Четырехлинейный двухпозиционный распределитель с управлением от кулачка и пружинным возвратом	
Четырехлинейный двухпозиционный распределитель с управлением от электромагнитов	
Четырехлинейный трехпозиционный распределитель с перекрытием потока в исходном положении с ручным управлением и фиксатором	
Четырехлинейный трехпозиционный распределитель с перекрытием потока в исходном положении с управлением от электромагнитов	
Четырехлинейный трехпозиционный распределитель с закольцовкой гидролиний в исходном положении. Управление электрогидравлическое от вспомогательного распределителя	
Дросселирующий распределитель непрерывного действия с тремя характерными позициями и электрогидравлическим управлением (упрощенное обозначение)	

1	2
<b>Баки, гидропреобразователи, кондиционеры</b>	
Масляный бак под атмосферным давлением	
Масляный бак с внутренним давлением выше атмосферного	
Гидроаккумулятор грузовой	
Гидроаккумулятор пружинный	
Гидроаккумулятор пневмогидравлический	
Преобразователь гидравлический	
Преобразователь пневмогидравлический	
Гидроусилитель	
Фильтр	
Охладитель жидкости	

## 2.2 Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Принципиальную схему подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда.
3. Описание работы гидравлической системы.

## 2.3 Контрольные вопросы

1. Каков принцип работы гидрораспределителя?
2. Каков принцип работы дросселя?
3. Как работает гидроцилиндр?

## Лабораторная работа № 3

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

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

#### 3.1 Теоретическое введение

В природе существуют 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  $v_{кр}$ .

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  $v_{кр.в.}$  и нижнюю  $v_{кр.н.}$ . 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  $v_{кр.н.} < v_{кр.в.}$ .

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 трубах число Рейнольдса рассчитывается по формуле:

$$Re = \frac{vd}{\nu} , \quad (3.1)$$

где  $v$  – средняя скорость движения потока жидкости;

$d$  – внутренний диаметр трубы;

$\nu$  – 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  $\omega$  к смоченному периметру  $\chi$ :

$$R = \frac{\omega}{\chi} . \quad (3.2)$$

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.

## 3.2 Экспериментальная часть

Для проведения эксперимента необходимо:

- включить рукоятку распределителя Р1 в положение I (верхнее);
- включить питание стенда;
- включить электродвигатель М1 (кнопка "Пуск");
- включить распределитель Р2 (тумблер Р2 в положение "Вкл.");
- дать возможность поработать стенду в течение 5 – 6 минут;
- произвести замеры времени  $T$  прохождения заданного объема рабочей

жидкости  $V$  через трубопровод абс. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера (один поворот красной стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство одного литра жидкости). Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР1, поворот маховика по часовой стрелке сопровождается увеличением расхода). В каждом опыте необходимо также фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

Расход объема жидкости:

$$Q = \frac{V}{T} . \quad (3.3)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} , \quad (3.4)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы установки.

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

$$v = \frac{Q}{\omega} . \quad (3.5)$$

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

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

Все измеренные значения и результаты вычислений заносят в таблицу, составленную по форме таблицы 3.1.

### 3.3 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.

### 3.4 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?

Таблица 3.1

№ опыта	Давление	Объем масла	Время истечения	Расход масла	Средняя скорость	Число Рейнольдса	Режим движения жидкости в трубопроводе
	$P$	$V$	$T$	$Q$	$U$	$Re$	
	$МПа$	$м^3$	$сек$	$м^3/сек$	$м/сек$	-	

## Лабораторная работа № 4

### ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ТРУБОПРОВОДА

Целью работы является изучение уравнения Бернулли. Уяснение физической сущности полного напора и составляющих его скоростного (динамического), пьезометрического и геометрического напоров. Экспериментальное определение пьезометрической и напорной линий трубопровода.

#### 4.1 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:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_n . \quad (4.1)$$

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;  $\alpha$  – 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  $\alpha = 1$ .

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 рисунке 4.1 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  $I_n$ . 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:

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H. \quad (4.2)$$

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  $I$ .

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  $I = I_n$ .

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.

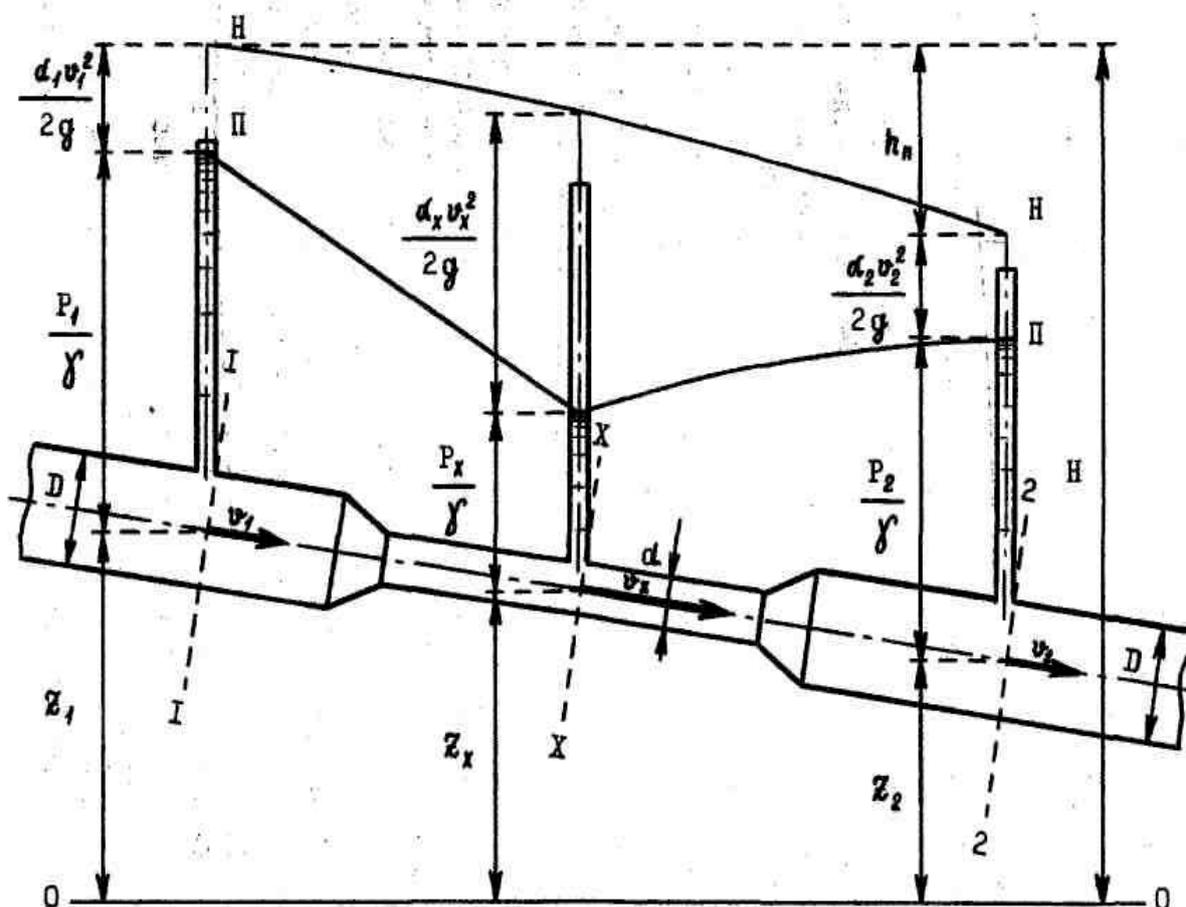


Рисунок 4.1 – Построение пьезометрической и напорной линий

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

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = E . \quad (4.3)$$

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

$$E_1 = E_2 + h_n . \quad (4.4)$$

Из выражения (4.4) можно сделать вывод, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями 1-1 и 2-2 обусловливается наличием гидравлических сопротивлений. На преодоление этих сопротивлений и затрачивается часть удельной энергии.

С энергетической точки зрения кривую Н-Н (рис. 4.1) 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.

## 4.2 Экспериментальная часть

Объектом исследования является горизонтально расположенный участок трубопровода абс. К трем сечениям трубопровода подключены манометры. Внутренний диаметр трубопровода в сечениях а, б и с составляет 8 мм, а диаметр отверстия дросселя – 3 мм.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить рукоятку распределителя Р1 в положение I (верхнее);
- включить питание стенда;
- включить, нажав кнопку " Пуск", электродвигатель М1;
- тумблер Р2 переключить в положение "Вкл.";
- дать возможность установке поработать в течение 5 – 6 минут;
- произвести измерения давлений (по манометрам МН1 – МН3). Также необходимо уже описанным выше способом измерить расход и температуру рабочей жидкости.

После проведения экспериментов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

По формуле

$$Q = \frac{V}{T} \quad (4.5)$$

рассчитывается расход жидкости в трубопроводе.

Определяются площади живых сечений трубопровода, в которых установлены манометры:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.6)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубопровода.

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

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (4.7)$$

Значения удельной потенциальной энергии

$$E_n = Z + \frac{P}{\gamma} \quad (4.8)$$

определяются по показаниям манометров. 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:

$$E_k = \frac{v^2}{2g}. \quad (4.9)$$

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

$$E = E_n + E_k. \quad (4.10)$$

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

$$h_n = E_1 - E_i. \quad (4.11)$$

Все результаты вычислений заносятся в таблицу (по форме табл. 4.1).

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.

### 4.3 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.

### 4.4 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.

Таблица 4.1

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

## Лабораторная работа № 5

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ (КОЭФФИЦИЕНТА ДАРСИ)

Целью работы является изучение способов определения коэффициента гидравлического трения. Изучение методики экспериментального определения коэффициента гидравлического трения. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения и установление зависимости его от числа Рейнольдса.

#### 5.1 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  $h_{\text{от}}$ , затраченная на преодоление сопротивлений по длине между ними, может быть определена как разность полных удельных энергий в этих сечениях, то есть

$$h_{\text{от}} = E_1 - E_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (Z_1 - Z_2). \quad (5.1)$$

Для горизонтальной трубы постоянного сечения это выражение принимает следующий вид:

$$h_{\text{от}} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}. \quad (5.2)$$

Из выражения (5.2) следует, что можно экспериментально определять потери напора (энергии) по длине потока только по показаниям пьезометров (манометров), установленных в конечных сечениях этого потока.

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

$$h_{\text{от}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (5.3)$$

где  $\lambda$  – 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:

$$h_{\text{от}} = \xi_{\text{от}} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.4)$$

где

$$\xi_{\text{от}} = \lambda \frac{L}{d},$$

называется коэффициентом потерь по длине.

Из формулы (5.3) следует, что для определения величины потери напора по длине необходимо знать значение  $\lambda$ .

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

$$\delta_{\text{пл}} = \frac{30d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}. \quad (5.5)$$

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  $\Delta$  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 ( $\delta_{\text{пл}} > \Delta$ ), и стенки гидравлически шероховатые, когда толщина ламинарной пленки оказывается меньше величины абсолютной шероховатости ( $\delta_{\text{пл}} < \Delta$ ).

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 гидрав-

лично 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  $Re \approx 2000$ . В этой зоне  $h_{от} = kv$  (здесь и далее  $k$  – 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:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5.6)$$

Вторая зона – переходная между ламинарным и турбулентным течением 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:

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \quad (5.7)$$

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  $h_{от} = kv^{1,75}$ .

Коэффициент  $\lambda$ , 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:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5.8)$$

При  $Re > 10^5$  более точной является формула Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,52)^2}. \quad (5.9)$$

Значения  $\lambda$ , практически совпадающие с (4.9), дает формула Филоненко:

$$\lambda = \left( \frac{0,55}{\lg \left( \frac{\text{Re}}{8} \right)} \right)^2. \quad (5.10)$$

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

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg \text{Re})^{2,5}}. \quad (5.11)$$

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

Четвертая зона – зона до квадратичного сопротивления. Здесь, в отличие от предыдущих зон, выступы шероховатости начинают обнажаться и выходить за пределы ламинарной пленки. В этой зоне  $h_{\text{от}} = k \cdot \nu^{1,75+2}$ , коэффициент  $\lambda$  является функцией не только числа Рейнольдса, но также и относительной шероховатости (относительная шероховатость –  $d/\Delta$ ; обратная ей величина  $\Delta/d$  – 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  $\lambda$  можно определять по формуле Шевелева (ВОДГЕО)

$$\lambda = \left( \frac{1,5 \cdot 10^{-6}}{d^{0,3}} + \frac{1}{\text{Re}} \right)^{0,3}. \quad (5.12)$$

Формула (5.12) применима при  $\frac{\nu}{v} < 9,2 \cdot 10^5$ .

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

$$\lambda = 0,1 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (5.13)$$

Пятая зона – зона квадратичного сопротивления (вторая автомодельная

зона). Здесь ламинарная пленка практически полностью разрушается, выступы шероховатости обнажаются и омываются турбулентным ядром. В этой зоне  $h_{\text{от}} = kv^2$ . Коэффициент  $\lambda$  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

$$\lambda = \frac{1}{\left(a \lg \frac{AR}{\Delta}\right)^2}. \quad (5.14)$$

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  $\Delta$ , входящих в формулу (5.14), 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:

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}. \quad (5.15)$$

Так, формула Павловского имеет следующий вид:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (5.16)$$

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:

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,10), \quad (5.17)$$

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  $u$ , имеет вид:

$$C = \frac{1}{n} + 4 \cdot \sqrt{2g} \cdot \lg R, \quad (5.18)$$

где  $n$  и  $R$  те же, что и в формуле (5.16).

## 5.2 Экспериментальная часть

Коэффициент гидравлического трения определяется на участке трубопровода **аб**.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить рукоятку распределителя Р1 в положение I (верхнее);
- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя М1;
- включить тумблер Р2 в положение "Вкл."

Дать возможность поработать установке в течение 5 – 6 минут.

Опыты провести при различных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН1 и МН2 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

Далее по измеренным значениям объема масла  $V$  и времени истечения  $T$  рассчитывается расход масла в трубопроводе  $Q$ :

$$Q = \frac{V}{T} . \quad (5.19)$$

Затем рассчитывается средняя скорость движения воды в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{\omega} \quad (5.20)$$

и соответствующее этой скорости значение числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} . \quad (5.21)$$

По разности показаний манометров МН1 и МН2 находится величина потери напора по длине трубопровода:

$$h_{\text{от}} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} . \quad (5.22)$$

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

$$\lambda_{\text{от}} = h_{\text{от}} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{2 \cdot g}{v^2} . \quad (5.23)$$

Длина  $L$  для участка трубопровода аб составляет 450 мм.

Все результаты измерений и вычисленные значения заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 5.1.

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

При использовании формулы Альтшуля следует принимать абсолютную шероховатость  $\Delta=0,0000015$  м. При расчете коэффициента Шези по формулам Павловского и Агроскина принимать коэффициент шероховатости  $n = 0,011$ . Величина коэффициента Дарси в этом случае находится из соотношения (5.15):

$$\lambda = \frac{8 \cdot g}{C^2} . \quad (5.24)$$

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

$$\varepsilon_i = \frac{|\lambda_{\text{от}} - \lambda_i|}{\lambda_{\text{от}}} \cdot 100\% . \quad (5.25)$$

Полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 5.2.

### 5.3 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.

## 5.4 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 5.1

Опытные значения					
№ опыта			1	2	3
Температура масла	$T$	$^{\circ}C$			
Кинематический коэффициент вязкости масла	$\nu$	$m^2/сек$			
Объём масла	$V$	$m^3$			
Время истечения	$T$	$сек$			
Расход масла	$Q$	$m^3/сек$			
Средняя скорость	$v$	$м/сек$			
Число Рейнольдса	$Re$	-			
Пьезометрические напоры	$\frac{P_1}{\gamma}$	$м$			
	$\frac{P_2}{\gamma}$	$м$			
Потеря напора	$h_{дл}$	$м$			
Коэффициент сопротивления трения по длине	$\lambda_{он}$	-			

Таблица 5.2

Значения, рассчитанные по формулам				
№ опыта		1	2	3
Пуазейля	$\lambda_1$			
	$\varepsilon_1, \%$			
Френкеля	$\lambda_2$			
	$\varepsilon_2, \%$			
Блазиуса	$\lambda_3$			
	$\varepsilon_3, \%$			
Альтшуля	$\lambda_4$			
	$\varepsilon_4, \%$			
ВТИ	$\lambda_5$			
	$\varepsilon_5, \%$			
Конакова	$\lambda_6$			
	$\varepsilon_6, \%$			
Павловского	$C_7$			
	$\lambda_7$			
	$\varepsilon_7, \%$			
Агроскина	$C_8$			
	$\lambda_8$			
	$\varepsilon_8, \%$			

## Лабораторная работа № 6

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Целью работы является изучение видов и причин потерь энергии в местных гидравлических сопротивлениях, изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, экспериментальное определение коэффициента местного гидравлического сопротивления гидродросселя.

#### 6.1 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:

$$h_{\text{мест}} = \zeta_{\text{мест}} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \zeta_{\text{мест}} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}, \quad (6.1)$$

где  $\zeta_{\text{мест}}$  и  $\zeta_{\text{мест}}$  – 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:

$$\zeta_{мест} = \frac{A}{Re}. \quad (6.2)$$

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

$$\zeta_{мест} = \frac{B}{Re^n}. \quad (6.3)$$

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.

Одним из видов специальных местных сопротивлений являются гидравлические дроссели. Дроссель предназначен для снижения давления (энергии) в потоке проходящей через него рабочей жидкости.

Основной характеристикой дросселя является зависимость расхода от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках:  $Q = f(\Delta P)$ . По характеру приведенной функции дроссели делятся на линейные и нелинейные.

В линейных дросселях, или дросселях вязкостного сопротивления, потери

давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости и перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения.

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является квадратичный дроссель, потери давления в котором прямо пропорциональны квадрату скорости (расхода). Потери на трение в квадратичных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах.

Расход рабочей жидкости через такой дроссель определяется формулой

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta P}{\gamma}}, \quad (6.4)$$

где  $\omega_0$  – площадь проходного сечения дросселя;

$\mu$  – коэффициент расхода, величина которого постоянна для каждого типа дросселя.

Коэффициент расхода  $\mu$  и коэффициент местного сопротивления  $\zeta_{мест}$  связаны между собой соотношением:

$$\mu = \varepsilon \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta_{мест}}}, \quad (6.5)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия (для цилиндрического трубопровода  $\varepsilon = 1$ );  
 $\alpha$  – коэффициент Кориолиса.

## 6.2 Экспериментальная часть

Объектом исследований на стенде является гидродроссель ДР1, установленный на участке трубопровода бс.

Диаметр трубопровода перед дросселем и после него  $d = 8$  мм, диаметр отверстия дросселя  $d_0 = 3$  мм.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить рукоятку распределителя Р1 в положение I (верхнее);
- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р2 в положение "Вкл."

Дать возможность установке поработать в течение 5 – 6 минут.

Провести при различных расходах 4 – 5 опытов. В каждом опыте изме-

рять по манометрам МН1, МН2 и МН3 давления, время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

Подставляя в формулу

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} \quad (6.6)$$

значения  $d$  и  $d_0$ , определяют площади поперечного сечения трубопровода и отверстия дросселя.

Далее рассчитывается расход масла в трубопроводе:

$$Q = \frac{V}{T}, \quad (6.7)$$

а затем вычисляются средние скорости движения масла в обоих сечениях:

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (6.8)$$

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

$$E_n = \frac{P}{\gamma}. \quad (6.9)$$

Удельная кинетическая энергия потока в сечениях рассчитывается по формуле

$$E_k = \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (6.10)$$

Полная удельная энергия потока

$$E = E_n + E_k. \quad (6.11)$$

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

$$h_{мест} = E_1 - E_2. \quad (6.12)$$

В соответствии с формулой (6.1) подсчитываются опытные значения коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_{мест} = h_{мест} \cdot \frac{2 \cdot g}{v_2^2} . \quad (6.13)$$

Найденные значения  $\zeta_{мест}$  сопоставляются со справочными данными.

Из формулы (6.4) находятся значения коэффициента расхода гидравлического дросселя

$$\mu = \frac{Q}{\omega_0} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot \Delta P}} , \quad (6.14)$$

где  $\Delta P$  – разность давлений в трубопроводе перед дросселем и после него.

Все результаты измерений и расчетов заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 6.1.

### 6.3 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.

### 6.4 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?

Таблица 6.1

№ опыта			1	2	3
Объём масла	$V$	$м^3$			
Время истечения	$T$	$сек$			
Расход масла	$Q$	$м^3/сек$			
Средняя скорость потока	$v_1$	$м/сек$			
	$v_2$	$м/сек$			
Давление масла	$P_1$	$Па$			
	$P_2$	$Па$			
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	$\zeta_{мест}$	-			
Коэффициент расхода	$\mu$	-			

## Лабораторная работа № 7

### 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.

#### 7.1 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:

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0, \quad (7.1)$$

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  $\omega$ , 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).

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

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

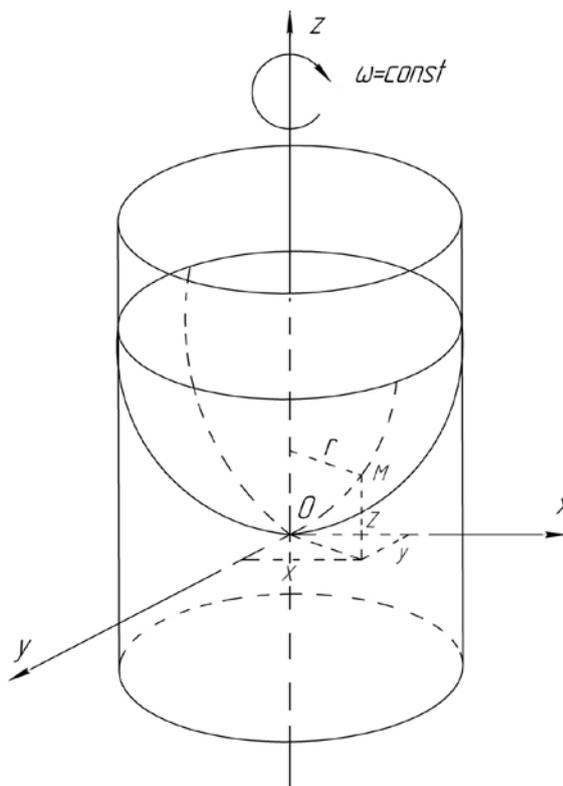
$$F_y = \omega^2 y,$$

$$F_z = -g,$$

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:

$$z = \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2) = \frac{\omega^2 r^2}{2g}. \quad (7.2)$$



**Рисунок 7.1 – Распределение давления в цилиндрическом равномерно вращающемся сосуде**

Выражение (7.2) есть уравнение параболоида вращения, сечение которого в горизонтальной плоскости даёт окружность, а вертикальный меридиональной плоскостью – параболу.

Из выражения (7.2) видно, что форма параболоида вращения не зависит от рода налитой в сосуд жидкости.

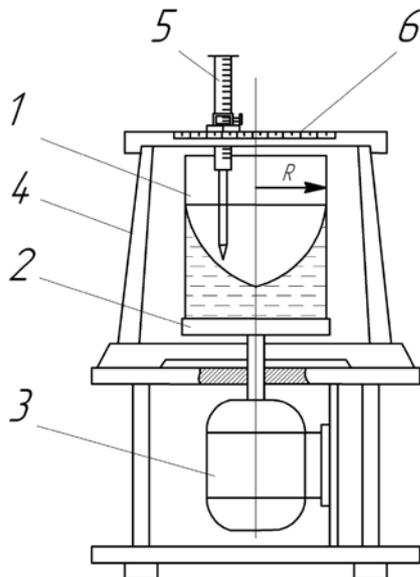
## 7.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 7.2) состоит из прозрачного цилиндрического сосуда 1 радиусом  $R$ , в который заливается жидкость, например, подкрашенная вода. 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, ко-

торая может передвигаться в вертикальном и горизонтальном направлениях. Нулевое деление шкалы абсцисс  $b$ , 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 7.2 – Экспериментальная установка:**

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

### 7.3 Экспериментальная часть

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:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (7.3)$$

Исходя из формулы (7.2) вычисляют теоретические значения ординат кривой свободной поверхности жидкости в сосуде:

$$z_{теор.} = \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (7.4)$$

где  $r$  – радиус вращения точки.

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

$$\varepsilon = \frac{|z_{теор.} - z_{оп.}|}{z_{теор.}} \cdot 100\%. \quad (7.5)$$

Все полученные значения заносят в таблицу, составленную по форме таблицы 7.1.

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.

## 7.4 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.

## 7.5 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?

Таблица 7.1

Частота вращения сосуда $n$ , об./мин					
Угловая скорость $\omega$ , рад/сек					
Номера точек		1	2	3	4
Абсциссы точек $r$ , м					
Ординаты точек	опытные $z_{оп.}$ , м				
	теоретические $z_{теор.}$ , м				
Отклонение $\varepsilon$ , %					

## Лабораторная работа № 8

### 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.

#### 8.1 Описание экспериментальной установки

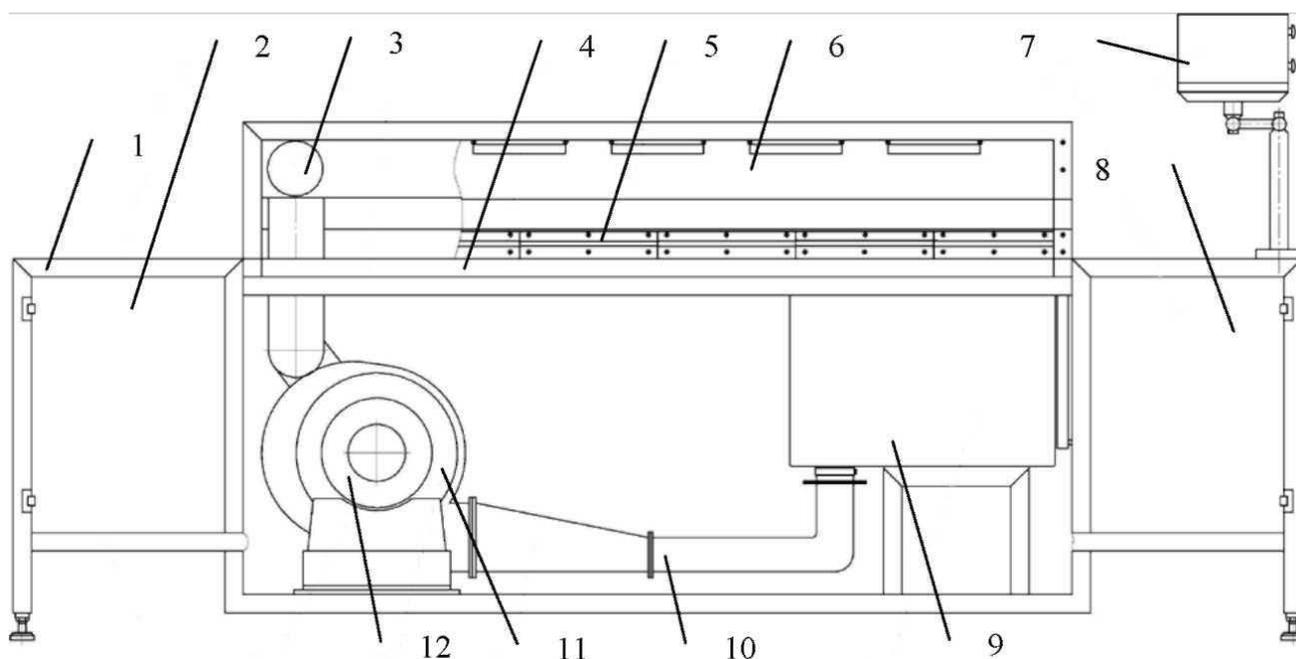
На рисунке 8.1 представлена конструкция сушильной установки, которая состоит из рамы 1, изготовленной из профилированных труб, привода транспортера 4 и двух шкафов 2, 7, в которых располагается электрооборудование. На раме 1 установлены: сушильная камера 6, транспортер 4 с открытыми площадками, на которых устанавливаются и снимают обувь. От вентилятора 11, приводимого в движение электродвигателем 12, воздух через воздуховод 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 8.2 представлена схема движения воздуха экспериментальной сушильной установки.

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

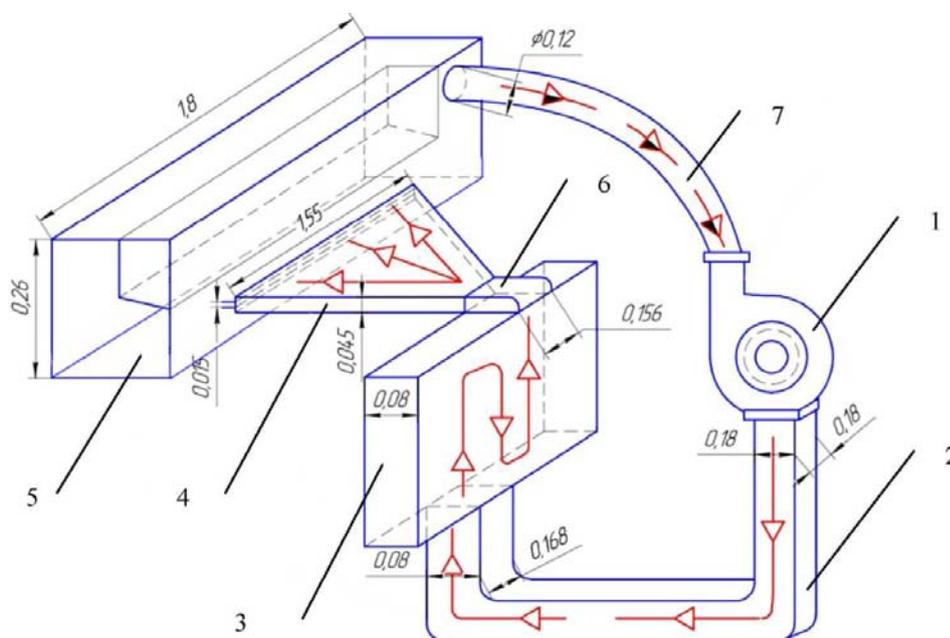
Движение воздуха осуществляется следующим образом: вентилятор 1 нагнетает через воздуховод 2 холодный воздух в калорифер 3, где он нагревается до заданной температуры. Далее горячий воздух через выход из калорифера 6 и щелевое отверстие диффузора 4 попадает в сушильную камеру 5. Отвод воздуха из камеры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

На рисунке 8.2 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.



**Рисунок 8.1 – 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 8.2 – 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

## 8.2 Теоретическая часть

Выбор вентилятора для подачи воздуха в сушильную камеру обусловливается необходимой подачей воздуха  $Q_V$  ( $m^3/час$ ) и создаваемым давлением

$$Q_{Vкам} = v_{кам} w \quad , \quad (8.1)$$

где  $v_{кам}$  – скорость воздуха в камере,  $m/сек$ ;

$w_{кам}$  – площадь проходного сечения камеры,  $m^2$ ;

$$P_{вент} = P_0 + \Sigma \Delta P \quad , \quad (8.2)$$

где  $P_0$  – динамическое давление в камере,  $Па$ ;

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

Потери давления в общем виде определяются из соотношения:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho_t \cdot v^2}{2} \quad , \quad (8.3)$$

где  $\zeta$  – безразмерный коэффициент местного сопротивления;

$\rho_t$  – плотность воздуха при температуре  $t$ ,  $^{\circ}C$ ;

$v$  – средняя скорость течения теплоносителя в сечении,  $m/сек$ .

### Методика расчета

1. Разработать схему движения воздуха в сушильной камере, на основании которой определить  $\zeta$  – 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:  $\Delta P_1$  – до калорифера, при  $\rho_t = \rho_{50^{\circ}C}$  и  $\Delta P_2$  – после калорифера, при  $\rho_t = \rho_{130^{\circ}C}$ .

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

$$\zeta_{кам} = \left( 1 - \frac{w_{щели}}{w_{кам}} \right)^2 \quad , \quad (8.4)$$

где  $w_{щели}$  – площадь проходного сечения щели,  $m^2$ ;

$w_{кам}$  – площадь проходного сечения камеры,  $m^2$ .

### 3. Определить коэффициент сопротивления диффузора:

$$\zeta_{диф} = \zeta_{\alpha=90^0} + \zeta_{вн.суж.1} + \zeta_{пл.расш} + \zeta_{вн.суж.2} , \quad (8.5)$$

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

$$\zeta_{\alpha=90^0} = \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 , \quad (8.6)$$

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

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

$$\zeta_{вн.суж.1} = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)^2 , \quad (8.7)$$

$$\varepsilon_1 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n_1} , \quad (8.8)$$

где  $n_1$  – степень сжатия потока:

$$n_1 = \frac{W_{вх.диф.}}{W_{вых.тепл.}} , \quad (8.9)$$

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

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

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

$$\zeta_{пл.расш.} = k_{н.р.} \left( 1 - \frac{1}{n_2} \right)^2 , \quad (8.10)$$

$$n_2 = \frac{W_{вх.диф.}}{W_{вых.диф.}} , \quad (8.11)$$

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

$$k_{н.р.} \approx \sin \alpha ; \quad (8.12)$$

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

$$\zeta_{\text{вн.суж.2}} = 0,5 \left( 1 - \frac{w_{\text{цели}}}{w_{\text{вх.диф.}}} \right). \quad (8.13)$$

4. Определить коэффициент сопротивления теплообменника:

$$\zeta_{\text{тепл}} = 2\zeta_{\alpha=180^\circ} + \zeta_p, \quad (8.14)$$

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

$$\zeta_{\alpha=180^\circ} = \zeta_{\alpha=90^\circ} \cdot A, \quad (8.15)$$

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

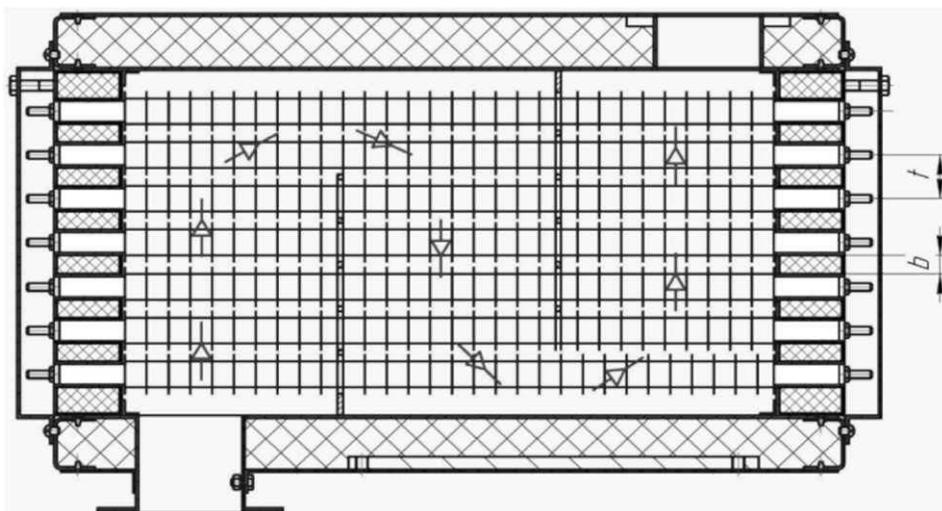
$$A = 0,7 + 0,35 \frac{\alpha}{90^\circ}, \quad (8.16)$$

$\zeta_p$  – коэффициент местного сопротивления решетки ТЭНов:

$$\zeta_p = \frac{92 - 78m}{\text{Re}_a} + 0,7(1,05 - m), \quad (8.17)$$

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

$$m = \frac{b^2}{t^2}, \quad (8.18)$$



**Рисунок 8.3 – Схема расположения ТЭНов:**  
 $b$  – расстояние между ТЭНами;  $t$  – шаг ТЭНов

где  $b$  и  $t$  – расстояние между ТЭНами и шаг ТЭНов соответственно, определяются из схемы калорифера (рис. 8.3).

Критерий Рейнольдса определяется по выражению:

$$\text{Re}_a = \frac{v \cdot a}{\nu}, \quad (8.19)$$

где  $v$  – средняя скорость в калорифере, м/сек;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/сек.

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

$$\Delta P_1 = (\zeta_{\text{кам}} + \zeta_{\text{диф}} + \zeta_{\text{тепл.}}) \frac{\rho_{130^0} v_{\text{кам}}^2}{2}, \quad (8.20)$$

где  $\rho_{130^0}$  – плотность воздуха при температуре 130 °С, кг/м<sup>3</sup> ;

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

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

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 + \xi_{\text{тр}} \frac{\rho_{50^0} v_{\text{вент}}^2}{2}, \quad (8.21)$$

где  $\Delta P_1$  – потери давления по длине трубы, Па;

$\rho_{50^0}$  – плотность воздуха при температуре 50 °С, кг/м<sup>3</sup> ;

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

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

$$\xi_{\text{тр}} = 2\zeta_{\alpha=90^0} + \zeta_{\text{вн.суж.з}}, \quad (8.22)$$

$$\zeta_{\text{вн.суж.з}} = 0,5 \left( 1 - \frac{W_{\text{вх.тепл.}}}{W_{\text{вых.вент.}}} \right), \quad (8.23)$$

где  $W_{\text{вх.тепл.}}$  – площадь поперечного сечения входа в теплообменник, м<sup>2</sup> ;

$W_{\text{вых.вент.}}$  – площадь поперечного сечения выхода из вентилятора, м<sup>2</sup>.

Потери давления по длине трубы:

$$\Delta P_l = 0,0827\lambda \frac{l}{d_3^5} Q_v^2 \rho_{50^0} g, \quad (8.24)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина трубы, м;

$d_3$  – эквивалентный диаметр трубы, м;

$Q_v$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/сек;

$g$  – ускорение свободного падения, м/сек<sup>2</sup>.

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_3}{d_3} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (8.25)$$

где  $k_3$  – эквивалентная абсолютная шероховатость, м.

$$d_3 = \frac{4f}{p}, \quad (8.26)$$

где  $f$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$p$  – периметр, м

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_3}{\nu}. \quad (8.27)$$

7. Рассчитать общие потери давления, Па:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2. \quad (8.28)$$

8. Рассчитать необходимое давление вентилятора, Па:

$$P_6 = P_0 + \Delta P, \quad (8.29)$$

где  $P_0$  – динамическое давление в камере, Па:

$$P_0 = \frac{\rho_{130^0} v_{\text{кам}}^2}{2}. \quad (8.30)$$

9. Определить объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/час:

$$Q_{V\text{кам}} = v_{\text{кам}} w. \quad (8.31)$$

Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик по схеме движения воздуха (рисунок 8.2)

Участок схемы на рис. 8.2	Наименование параметра	Обозначение	Номер формулы	Значение параметра
Вход в камеру (4-5)	Площадь поперечного сечения щели, $m^2$	$W_{щели}$	8.4	$0,015 \cdot 1,55 = 0,02325$
	Площадь поперечного сечения камеры, $m^2$	$W_{кам.}$		$0,064 \cdot 1,8 = 0,1152$
Диффузор (4)	Площадь поперечного сечения выхода из теплообменника, $m^2$	$W_{вых. тепл.}$	8.9	$0,08 \cdot 0,156 = 0,01248$
	Площадь поперечного сечения входа в диффузор, $m^2$	$W_{вх. диф.}$		$0,045 \cdot 0,156 = 0,00702$
	Коэффициент сжатия потока	$\varepsilon_1$	8.8	0,68
	Площадь поперечного сечения выхода из диффузора, $m^2$	$W_{вых. диф.}$	8.11	
	Плотность воздуха при $t_c = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ , $кг/м^3$	$\rho_{возд. 130^\circ}$		0,9
	Скорость движения воздуха в камере, $м/сек$	$v_{кам.}$		5

Продолжение таблицы 8.1

Воздуховод (2)	Кинематическая вяз- кость воздуха при $t_p=50\text{ }^\circ\text{C}$ , $\text{м}^2/\text{сек}$ (рециркуляция)	$\nu_{50^\circ}$		$17,95 \cdot 10^{-6}$
	Эквивалентная абсолютная шероховатость	$k_\varepsilon$		0,06
	Плотность воздуха при $t_p=50\text{ }^\circ\text{C}$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{возд. } 50^\circ}$		1,093
	Площадь поперечного сечения входа в теп- лообменник, $\text{м}^2$	$W_{\text{вх. тепл.}}$	8.23	$0,08 \cdot 0,168 = 0,01344$
	Площадь поперечного сечения выхода из вентилятора, $\text{м}^2$	$W_{\text{вых. вент.}}$	8.23	$0,18 \cdot 0,16 = 0,0324$
	Расстояние между ТЭНами, $\text{м}$	$b$		0,02
	Шаг ТЭНов, $\text{м}$	$t$		0,04
	Коэффициент угла по- ворота при $\alpha=180^\circ$	$A_{180^\circ}$		1,33
	Кинематическая вяз- кость воздуха при $t_m=180\text{ }^\circ\text{C}$ , $\text{м}^2/\text{сек}$ (теплообменник)	$\nu_{180^\circ}$		$32,46 \cdot 10^{-6}$

### 8.3 Экспериментальная часть

Расчет объемного расхода воздуха по выражениям (8.1) – (8.31) представить в таблице 8.2.

По рассчитанному (требуемому) объемному расходу воздуха  $Q_v$  ( $m^3/час$ ) и давлению воздуха  $P_g$  ( $Па$ ) выбирается вентилятор для сушильной установки.

Таблица 8.2 – Результаты расчета аэродинамических характеристик по зависимостям (8.1) – (8.31)

Наименование параметров	Обозначение	Единицы измерения	Значение
<b>Расчет коэффициентов местного сопротивления</b>			
при переходе воздуха в сушильную камеру	$\zeta_{кам.}$	-	
диффузора	$\zeta_{диф.}$	-	
при повороте трубы на угол $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_{\alpha=90^\circ}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 1}$	-	
при плавном расширении	$\zeta_{пл. расш.}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 2}$	-	
в теплообменнике	$\zeta_{тепл.}$	-	
при повороте трубы на угол $\alpha = 180^\circ$	$\zeta_{\alpha=180^\circ}$	-	
решетки ТЭНов	$\zeta_p$	-	
трубы	$\zeta_{тр.}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 3}$	-	

Продолжение таблицы 8.2

<b>Расчет других коэффициентов</b>			
Коэффициент сжатия потока	$\varepsilon_1$	-	
Степень сжатия потока	$n_1$	-	
Степень сжатия потока	$n_2$	-	
Поправочный коэффициент	$k_{n.p.}$	-	
Коэффициент, зависящий от угла поворота	$\alpha$	-	
Коэффициент скважности решетки ТЭНов	$m$	-	
Число Рейнольдса	$Re_a$	-	
Коэффициент гидравлического трения	$\lambda$	-	
Эквивалентный диаметр	$d_э$	<i>м</i>	
Число Рейнольдса	$Re$	-	
<b>Расчет потерь давления по участкам</b>			
на участке от вентилятора до калорифера	$\Delta P_2$	<i>Па</i>	
на участке от калорифера до сушильной камеры	$\Delta P_1$	<i>Па</i>	
по длине трубы	$\Delta P_l$	<i>Па</i>	
в камере	$P_{кам.}$	<i>Па</i>	
общие потери давления	$\Delta P$	<i>Па</i>	
<b>Результаты расчета</b>			
Подача воздуха вентилятором	$Q_в$	<i>м<sup>3</sup>/час</i>	
Давление вентилятора	$P_в$	<i>Па</i>	

## **8.4 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.

## **8.5 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?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Калекин, А. А. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие для студентов / А. А. Калекин. – Москва : Мир, 2005. – 512 с.
2. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие / В. Ф. Медведев. – Минск : Вышэйшая школа, 1998. – 311 с.
3. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Средние значения плотности и кинематической вязкости некоторых жидкостей:

Жидкость	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , при $t$ , °C		Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /сек, при $t$ , °C			
	20	50	20	40	60	80
Вода пресная	998	988	1,01	0,66	0,48	0,36
Бензин авиационный	745	--	0,73	0,59	0,49	-
Керосин очищенный	808	--	2,5	1,8	1,2	1,0
Дизельное топливо	846	--	2,8	1,2	-	-
Глицерин	1245	--	970	330	88	38
Масла:						
Касторовое	960	--	1500	350	88	35
Трансформаторное	884	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  $\rho_t$  – плотность жидкости при фактической температуре  $t$ ;

$\rho_{t_0}$  – табличное значение плотности жидкости при температуре  $t_0$ ;

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

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