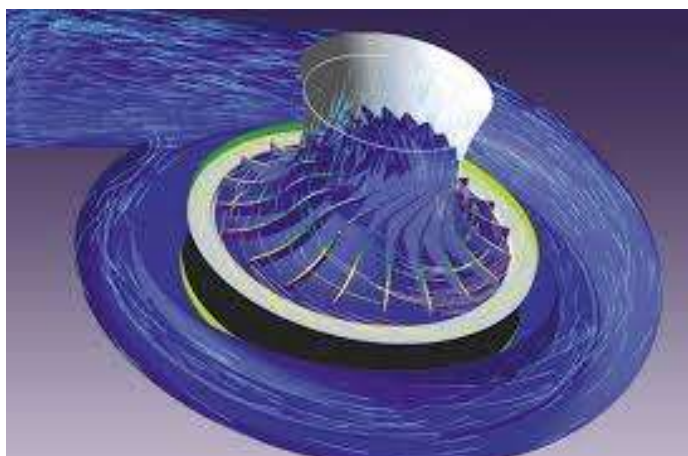


В.Н. Тепляшин, И.В. Мацкевич, В.Н. Невзоров, Ж.А. Кох



## **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

*Методические указания  
к выполнению лабораторных работ*

Электронное издание



Красноярск 2019

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет»

В.Н. Тепляшин, И.В. Мацкевич, В.Н. Невзоров, Ж.А. Кох

## **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

*Методические указания  
к выполнению лабораторных работ*

Электронное издание

Красноярск 2019

*Рецензент*

В.Н. Холопов, доктор технических наук, профессор кафедры  
автомобилей и транспортно-технологических машин  
Сибирского государственного университета науки и технологий  
имени академика М.Ф. Решетнева

**Тепляшин, В.Н.**

Механика жидкости и газа [Электронный ресурс]: метод. указания к выполнению лабораторных работ / В.Н. Тепляшин, И.В. Мацкевич, В.Н. Невзоров, Ж.А. Кох; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2019. – 63 с.

Методические указания включают 6 лабораторных работ и состоят из введения, методических рекомендаций, лабораторного практикума, самостоятельной работы студентов, порядка выполнения работы, заключения, списка используемой литературы, условных обозначений.

Предназначено для студентов направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» очной и заочной форм обучения.

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Красноярского государственного аграрного университета

© Тепляшин В.Н., Невзоров В.Н., Мацкевич И.В.,  
Кох Ж.А., 2019

© ФГБОУ ВО «Красноярский государственный  
аграрный университет», 2019

## Оглавление

Введение.....	4
Методические рекомендации.....	5
Лабораторная работа № 1. Движение жидкости в канале переменного сечения.....	6
Лабораторная работа № 2. Истечение жидкости из отверстия и насадок при постоянном напоре.....	12
Лабораторная работа № 3. Совместная работа центробежного насоса и трубопровода с переменным гидравлическим сопротивлением.....	20
Лабораторная работа № 4. Течение газа по каналу переменного сечения.....	29
Лабораторная работа № 5. Построение полной характеристики центробежного вентилятора.....	38
Лабораторная работа № 6. Испытание центробежного вентилятора.....	47
Самостоятельная работа.....	55
Порядок выполнения работы.....	58
Заключение.....	59
Литература.....	60
Условные обозначения.....	61

## Введение

Механика жидкости и газа является одной из основных наук, с помощью которой находятся наиболее эффективные пути создания машин и аппаратов для пищевой промышленности. Интенсивный путь развития инновационного пищевого оборудования позволяет распространять полученные разработки в пищевых технологиях.

Разработка энергоресурсосберегающих, экологически чистых устройств невозможна без твердого знания основ механики жидкости и газа.

Основная цель изучения дисциплины заключается в получении знаний для моделирования оптимальных технологических процессов и контроля качества изделий в сфере профессиональной деятельности.

Задачи дисциплины:

- изучить основные законы движения жидкости и газа;
- физико-механические характеристики жидкости и газа.

Реализация в дисциплине «Механика жидкости и газа» требований ФГОС ВО, ОПОП и Учебного плана по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» должна формировать следующие общепрофессиональные и профессиональные компетенции:

- ОПК-2 – владение достаточными для профессиональной деятельности навыками работы с персональным компьютером;
- ПК-12 – способность участвовать в работах по доводке и освоению технологических процессов в ходе подготовки производства новой продукции, проверять качество монтажа и наладки при испытаниях и сдаче в эксплуатацию новых образцов изделий, узлов и деталей выпускаемой продукции;
- ПК-15 – умение выбирать основные и вспомогательные материалы, способы реализации технологических процессов, применять прогрессивные методы эксплуатации технологического оборудования при изготовлении технологических машин.

## Методические рекомендации

Каждая лабораторная работа составлена по единому плану: цель работы, теоретическая часть, порядок выполнения работы, протокол испытаний, расчетная и графическая части, контрольные вопросы.

Предварительно студенты должны изучить теоретический материал по предлагаемой литературе или по лекциям, ознакомиться с предстоящей работой, оформить титульный лист, вычертить схему установки.

В процессе выполнения работы студенты делают необходимые замеры, заполняют протоколы испытаний (измерений), производят соответствующие расчеты. Окончив лабораторную работу, студенты должны выключить оборудование и предъявить преподавателю протокол испытаний.

Отчет о работе защищается студентом в конце текущего занятия или в начале следующего.

К лабораторным занятиям в лаборатории допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности, с соответствующим оформлением его в журнале. Студентам запрещается без разрешения преподавателя включать электрооборудование, открывать и закрывать задвижки и вентили трубопроводов, включать измерительные приборы и установки. Перед началом работы необходимо ознакомиться с заданием, с правилами безопасности проведения работ, проверить исправность ограждений и предохранительных устройств.

При работе в лабораториях выполняется только та лабораторная работа, которая предусмотрена планом. Категорически воспрещается выполнять другие работы. Во время выполнения лабораторной работы ходить без дела по лаборатории запрещается, так как этим отвлекается внимание других студентов и остается без наблюдения лабораторная установка, что может повлечь за собой несчастный случай.

Оборудование лаборатории относится к разряду особо опасных в связи с возможностью поражения электрическим током, поэтому студенты обязаны строго соблюдать правила безопасности. В случае прекращения подачи электроэнергии необходимо отключить установку и оставаться у рабочего места. Если произошел несчастный случай, то необходимо немедленно оказать первую помощь и сообщить об этом преподавателю. Бережное отношение к приборам и оборудованию лаборатории создает условия вашей безопасности. Запрещается в лабораторию приносить верхнюю одежду. По окончании работы необходимо привести в порядок рабочее место.

## Лабораторная работа № 1. Движение жидкости в канале переменного сечения

### *Цель работы.*

Изучить экспериментальное подтверждение закона сохранения и превращения механической энергии с использованием уравнения Бернулли для потока несжимаемой жидкости. При этом измеряются давление в потоке и давление торможения по длине канала переменного сечения; время заполнения водой фиксированного объёма. Рассчитываются объёмный расход жидкости, скорость потока жидкости в характерных сечениях трубы. Устанавливаются закономерности изменения вдоль потока несжимаемой жидкости давления и давления торможения, скорости движения и гидравлических потерь.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

### *Задание.*

1. Изучить схему рабочего участка установки экспериментальной установки.

2. Построить графики изменения давления  $p$  и осреднённого давления торможения жидкости  $p^*_{cp}$  по длине трубы переменного сечения.

3. Построить график изменения среднеобъемной скорости движения жидкости  $c_{cp}$  по длине трубы переменного сечения.

### *Теоретическая часть.*

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения и превращения энергии в механической форме для потока жидкости. Для участка 1-2 элементарной струйки вязкой несжимаемой жидкости (рис. 1.1) при установившемся одномерном движении уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{r(1-2)}, \quad (1.1)$$

где  $z$  – удельная потенциальная энергия положения (работа силы тяжести);

$\frac{p}{\rho g}$  – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{c^2}{2g}$  – удельная кинетическая энергия;

$h_r$  – удельная суммарная потеря энергии жидкости на преодоление гидравлических сопротивлений на участке между сечениями 1-2.

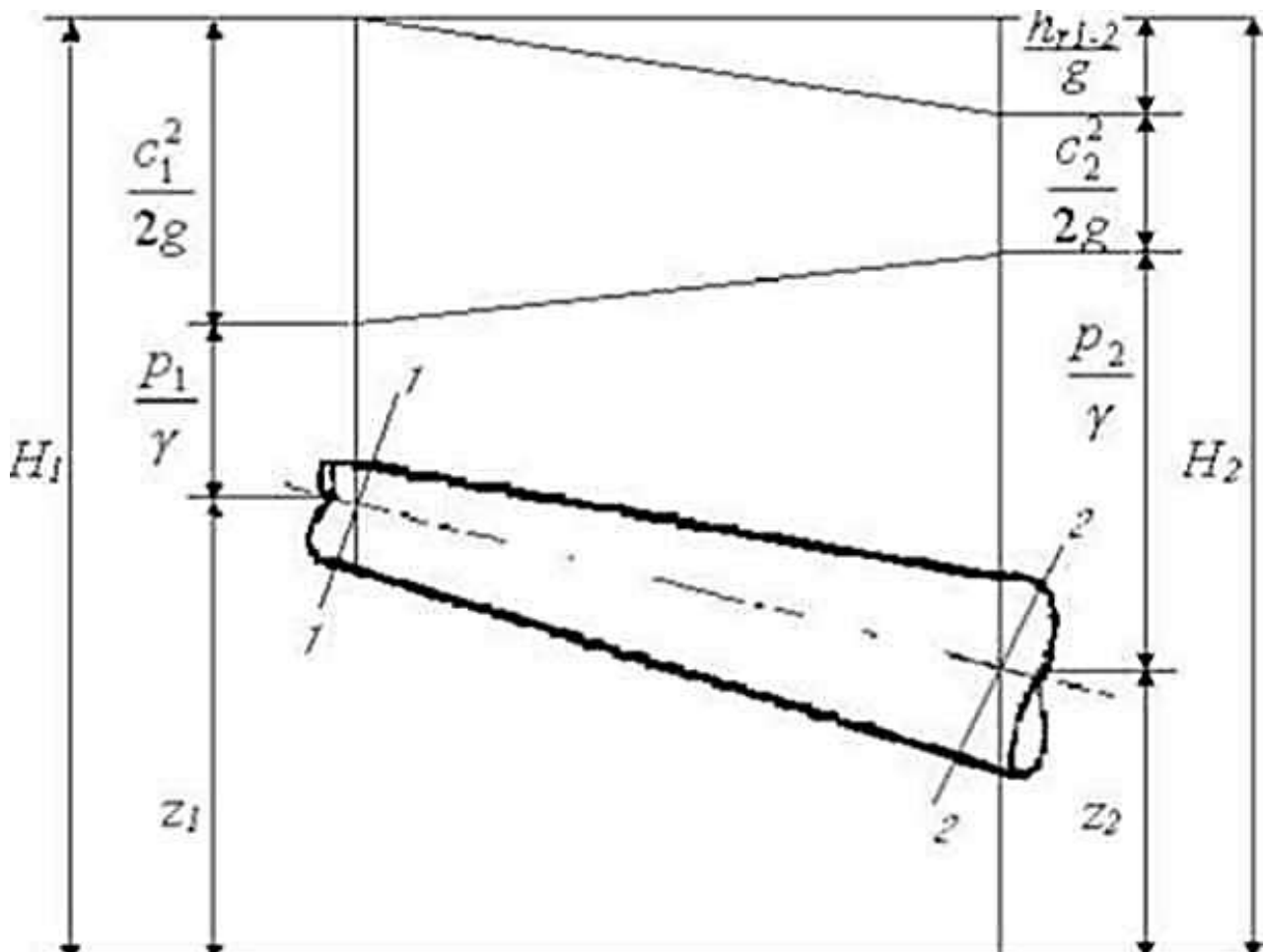


Рисунок 1.1 – Изменение напоров на участке элементарной струйки

В параметрах торможения уравнение (1.1) примет вид

$$z_1 + \frac{p_1^*}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2^*}{\rho g} + h_{r(1-2)}. \quad (1.2)$$

В частном случае горизонтальной элементарной струйки ( $z_1 = z_2$ ) имеем:

$$\frac{p_1^*}{\rho g} = \frac{p_2^*}{\rho g} + h_{r(1-2)}. \quad (1.3)$$

При протекании жидкости в трубе в слагаемое кинетической энергии уравнения (1.1) следует ввести поправочный множитель – коэффициент  $a$ , учитывающий неравномерность эпюры скорости в поперечном сечении потока. Тогда для участка 1-2 трубы уравнение Бернулли запишем следующим образом:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + a_1 \frac{c_{1cp}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + a_2 \frac{c_{2cp}^2}{2g} + h_{r(1-2)}, \quad (1.4)$$



где

$$a = \frac{\int_s \frac{c_i^2 dG}{2}}{G c_{cp}^2} = \frac{\int_s c_i^2 dS}{c_{cp}^2 S};$$

$$G = \rho * c_{cp} * S.$$

Уравнения (1.2) и (1.3) для течения в трубе остаются без изменения, только  $p^*$  вычисляется по среднemasсовой скорости, т.е.

$$p_{cp}^* = p + \frac{\rho * c_{cp}^2}{2}. \quad (1.5)$$

При ламинарном движении жидкости в трубах  $a_{л}=2$ , при турбулентном движении  $a_{т}=1,02...1,04$ . На практике чаще наблюдается турбулентное движение жидкости в трубах, в инженерных расчётах приближённо принимают  $a_{т} = 1$ .

Из уравнения (1.3) следует, что в горизонтальных трубах давление торможения  $p^*$  изменяется только под влиянием гидравлических сопротивлений; при наличии сопротивления  $p^*$  уменьшается по направлению движения, при отсутствии сопротивления (идеальная жидкость)  $p^*$  остаётся постоянным.

Из уравнения (1.4) следует, что давление  $p$  изменяется не только под влиянием гидравлического сопротивления  $h_r$ , но и в результате изменения скорости  $c$ , т.е. изменения площади сечения трубы, поскольку при установившемся движении несжимаемой жидкости

$$Q = c_{cp} * S = const$$

и

$$c_{cp} = \frac{Q}{S}. \quad (1.6)$$

При небольшом сопротивлении (в трубах без внезапного расширения или сужения) в плавно сужающихся трубах скорость возрастает, а статическое давление убывает; в плавно расширяющихся трубах, наоборот, скорость уменьшается, а статическое давление возрастает.

*Описание лабораторной установки.*

В качестве лабораторной установки используется универсальный гидравлический стенд, схема которого представлена на рисунке 3.4. Рабочий участок гидростенда для данной лабораторной работы представляет собой горизонтальную трубу переменного сечения (рис. 1.2).

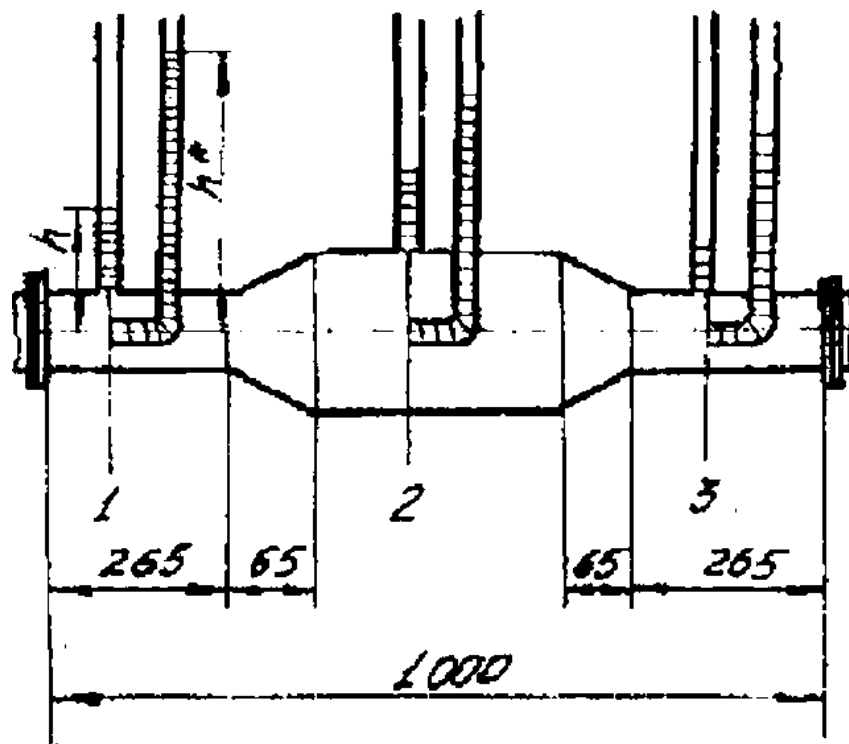


Рисунок 1.2 – Схема измерения давлений в трубе переменного сечения

Для измерения давления жидкости в трех сечениях (сечения 1, 2, 3) в стенке трубы имеются отверстия с трубками, соединенными с пьезометрами. Для измерения давления торможения на оси трубы в тех же сечениях установлены изогнутые навстречу потока трубки, также соединённые с соответствующими пьезометрами.

Разница столбиков жидкости ( $h^* - h$ ) в пьезометрах для измерения давления торможения и давления соответствует максимальной скорости в центре потока жидкости (на оси трубы).

Внутренний диаметр трубы в сечениях 1 и 3 одинаков и равен  $d_1 = d_3 = 14$  мм, в сечении 2 –  $d_2 = 28$  мм. Расстояния сечений 1, 2, 3 от входа трубы равны  $l_1 = 135$  мм;  $l_2 = 510$  мм;  $l_3 = 890$  мм.

*Порядок выполнения работы.*

1. Показания приборов и результаты вычислений занести в протокол эксперимента.

2. Измерить давление  $p_n$  воздуха в помещении лаборатории.

3. Проверить готовность установки к эксперименту. При этом кран расходный 16 (рис. 3.4) должен быть полностью открыт, кран слива воды 30 и кран слива 3 закрыты, трубопровод и рабочий участок заполнен водой.

4. Установить режим течения воды, открывая вентиль подвода воды 5 и регулируя расход напорным вентилем насоса 27. На режиме

установившегося течения показания манометра 9 и пьезометров на щите 11 должны сохраняться неизменными

5. Измерить избыточное давление воды в ресивере  $p_m$ , высоту столбика жидкости  $h_{вх}$  в пьезометре, соединённом с ресивером, а также высоту столбиков жидкости  $h$  и  $h_{max}^*$  в пьезометрах, соединённых с приёмниками давления в трёх сечениях трубы (рис. 1.2).

6. Измерить расход воды ротаметром.

7. Закрывать вентиль подвода воды 5 в резервуар 4 и напорный вентиль насоса 27.

8. Результаты всех измерений записать в отчет.

*Обработка результатов эксперимента.*

1. По результатам измерений определить давление  $p$  в кПа и давление торможения в центре потока  $p_{max}^*$  в трёх сечениях потока в трубе.

2. Определить площадь  $S$  потока жидкости в трёх сечениях

$$S = \frac{\pi}{4} d^2, \quad (1.7)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы в сечении.

3. Определить объемный расход воды  $Q$  по результатам измерения его ротаметром.

4. Определить средние скорости движения  $c_{cp}$  по формуле (1.6) в трёх сечениях потока жидкости.

5. Определить по формуле (1.5) осредненное давление торможения  $p_{cp}^*$  в трёх сечениях потока жидкости.

6. Подсчитать из формулы (1.4) потери энергии на участке трубы между сечениями 1 и 2  $(h_r)_{1-2}$ , суммарные потери энергии на участке трубы между сечениями 1 и 3  $(h_r)_{1-3}$ . Принимается плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ , а коэффициент  $a = 1,0$ .

7. Записать в таблицу вычисляемых величин протокола результаты расчётов и построить графики изменения  $p$ ,  $p_{cp}^*$ ,  $c_{cp}$  по длине трубы (сечения 1-3).

*Контрольные вопросы.*

1. Когда поток жидкости в трубе можно считать энергоизолированным?

2. Под действием каких сил поток жидкости ускоряется в плавно сужающейся трубе и тормозится в плавно расширяющейся?

3. Какие преобразования энергии жидкости происходят при движении в энергоизолированных плавно сужающихся и расширяющихся трубах?

4. Почему давление торможения для сечения потока вычисляется по среднеобъемной скорости?
5. Как изменяется давление торможения в поперечном сечении потока жидкости?
6. Как изменяется давление торможения в поперечном сечении потока, если оно вычислено по среднemasсовой скорости жидкости?
7. Почему давление торможения жидкости уменьшается вдоль горизонтальной трубы?
8. Как изменяется статическое давление в плавно сужающихся и расширяющихся трубах?
9. Почему давление торможения, измеренное в центре потока, больше давления торможения, вычисленного по среднemasсовой скорости?
10. Почему среднemasсовая скорость вдоль горизонтальной трубы одинакового диаметра сохраняется постоянной, а статическое давление уменьшается?
11. Когда показания пьезометров для измерения давления на рабочем участке будут одинаковыми?
12. Как изменяется среднеобъемная скорость в плавно сужающихся и расширяющихся трубах?

## Лабораторная работа № 2. Истечение жидкости из отверстия и насадок при постоянном напоре

### *Цель работы.*

1. Ознакомление с методами определения скорости и расхода жидкости при истечении при постоянном напоре из отверстия и различных форм сопел.

2. Экспериментальное определение коэффициентов скорости  $\varphi$ , расхода  $\mu$  и сужения струи  $\varepsilon$  при истечении.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

### *Задание.*

1. Составить протокол эксперимента со схемой измерения координат струи при истечении жидкости и с эскизами набора исследуемых сопел.

2. Сравнить величины коэффициентов  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$  для отверстия и различных сопел.

### *Теоретическая часть.*

Истечение жидкости из резервуара через отверстие или сопло в пространство, заполненное газом или той же жидкостью, характеризуется преобразованием запаса потенциальной энергии жидкости в резервуаре с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию струи. Часть энергии необратимо расходуется на преодоление сопротивления кромок отверстия или сопла. Основной задачей является определение скорости истечения и расхода жидкости.

Истечение может быть из малого отверстия в тонкой или толстой стенке. Отверстие считается малым, если его диаметр  $d_o$  (рис. 2.1) значительно меньше, чем располагаемый напор  $H$  в м,  $d_o \leq 0,1H$ .

Под термином «тонкая» следует понимать такую толщину стенки, при которой она не оказывает влияния на истечение, т.е. жидкость, протекая через отверстие, не касается его боковой поверхности. Толщина тонкой стенки не должна превышать  $(2,0...2,5) d_o$ . Отверстие может быть выполнено в тонкой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны (рис. 2.1).

При истечении из отверстия, вследствие перехода от различных направлений движения жидкости в резервуаре к осевому движению, под действием инерционных сил происходит сужение струи жидкости. Минимальное сечение струи 2-2 (рис. 2.1) образуется на расстоянии  $(0,5...1,0) d_o$  от стенки резервуара. Сужение струи оценивается коэффициентом сужения  $\varepsilon$ .

$$\varepsilon = \frac{S_2}{S_0}, \quad (2.1)$$

где  $S_2$  – площадь минимального сечения струи жидкости;  $S_0$  – площадь отверстия.

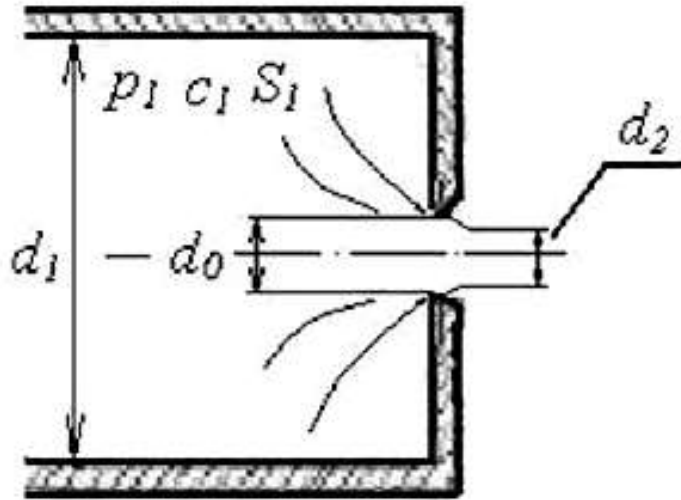


Рисунок 2.1 – Истечение жидкости через отверстие

Для круглого отверстия

$$\varepsilon = \left(\frac{d_2}{d_0}\right)^2, \quad (2.2)$$

где  $d_2$  – диаметр суженной струи жидкости;  $d_0$  – диаметр отверстия.

При истечении жидкости из отверстия, используя уравнение Бернулли и уравнение расхода, можно получить расчётные формулы скорости истечения и расхода.

Рассмотрим случай истечения через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 2.1), когда давление жидкости в резервуаре  $p_1$  превышает давление её на выходе  $p_2$ , которое равно давлению окружающей среды  $p_n$ ,  $p_2=p_n$ . Расположение осей резервуара и струи жидкости вблизи отверстия горизонтально и они совпадают, поэтому  $z_1=z_2$ .

Уравнение Бернулли, составленное для сечения 1-1 потока жидкости в резервуаре и 2-2 струи (рис. 2.1)

$$\frac{p_1}{\rho_1} + a_1 \frac{c_{1cp}^2}{2} = \frac{p_n}{\rho_1} + a_1 \frac{c_{2cp}^2}{2} h_{M(1-2)}. \quad (2.3)$$

Уравнение расхода

$$C_{1cp} S_1 = C_{2cp} S_2. \quad (2.4)$$

В уравнении (2.4) площадь сечения струи  $S_2$  можно определить по площади отверстия, используя коэффициент сужения струи  $\varepsilon$ . Тогда

$$C_{1cp} S_1 = C_{2cp} \varepsilon S_0, \quad (2.5)$$

$$C_{1cp} = C_{2cp} \varepsilon \frac{S_0}{S_1}. \quad (2.6)$$

Выражая потери энергии  $h_{M(1-2)}$  в уравнении (2.3) формулой (2.6)

$$h_{M(1-2)} = \xi_M \frac{C_{2cp}^2}{2}, \quad (2.7)$$

после преобразований с учётом (2.6) получим формулу скорости истечения

$$C_{2cp} = \varphi \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_H)}{\rho}}, \quad (2.8)$$

где

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{a_2 - a_1 \varepsilon^2 \left(\frac{S_0}{S_1}\right)^2 + \xi_M}} - \text{коэффициент скорости.} \quad (2.9)$$

При истечении идеальной (невязкой) жидкости и без сужения струи коэффициенты  $a_1 = a_2 = 1,0$ ;  $\xi_M = 1,0$ ;  $\varphi = 1,0$ , а теоретическая скорость истечения

$$C_{2ид} = \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_H)}{\rho}}. \quad (2.10)$$

Из формулы (2.8) с учётом (2.10) следует, что коэффициент скорости есть отношение действительной скорости истечения жидкости к теоретической

$$\varphi = \frac{C_{2cp}}{C_{2ид}}. \quad (2.11)$$

Действительная скорость истечения  $C_{2cp}$  вследствие гидравлических потерь всегда несколько меньше теоретической. Поэтому коэффициент скорости  $\varphi$  всегда меньше единицы.

Объёмный расход жидкости  $Q_2 = C_{2cp} S_2$ . Используя уравнения (2.1) и (2.8), получим расчётную формулу секундного объёмного расхода

$$Q_2 = \mu S_0 \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_H)}{\rho}}, \quad (2.12)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости.

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (2.13)$$

Для идеальной жидкости без сужения струи

$$Q_{2ид} = S_0 \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_H)}{\rho}} = S_0 C_{2ид}. \quad (2.14)$$

Из уравнений (2.12) и (2.14) следует, что коэффициент расхода есть отношение действительного расхода при истечении к теоретическому

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_{2ид}}, \quad (2.15)$$

и всегда меньше единицы вследствие влияния двух факторов: сужения струи и гидравлического сопротивления.

Величины коэффициентов  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$  зависят от формы отверстия, отношения площадей  $\frac{S_0}{S_1}$  и от числа Рейнольдса.

Несовершенное сужение струи наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара (рис. 2.1). Боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, струя по выходе из отверстия сужается в меньшей степени, чем при истечении из резервуара неограниченных размеров. Вследствие уменьшения сужения струи возрастает коэффициент сужения  $\varepsilon$ , а следовательно, и коэффициент расхода  $\mu$ .

Короткие трубки длиной  $l$ , равной (3-4)  $d_0$ , присоединённые к отверстию в тонкой стенке (рис. 2.1) или трубопроводу, называют насадками (соплами). Насадки делятся на три основных типа: цилиндрические, конические, коноидальные.

Цилиндрические насадки бывают внешние и внутренние, конические – сходящиеся и расходящиеся, коноидальные – комбинированные.

При движении жидкости в цилиндрическом сопле (рис. 2.2) струя вначале сужается примерно так же, как и при истечении из отверстия в тонкой стенке, а затем расширяется и заполняет всё сечение насадки.

Зона между струей и внутренней поверхностью сопла в области минимального сечения струи характеризуется понижением в сравнении с окружающим давлением  $p_n$  и вихревым движением жидкости. При одинаковых площади  $S_0$  и напоре  $\frac{p_1 - p_2}{\rho}$  расход через сопло будет больше, чем расход через отверстие. Увеличение расхода жидкости  $Q$  через сопло объясняется увеличением скорости в суженном сечении вследствие вакуума.

Скругляя кромку при входе в сопло, можно избежать сужение струи, что будет способствовать уменьшению сопротивления сопла и увеличению расхода жидкости.



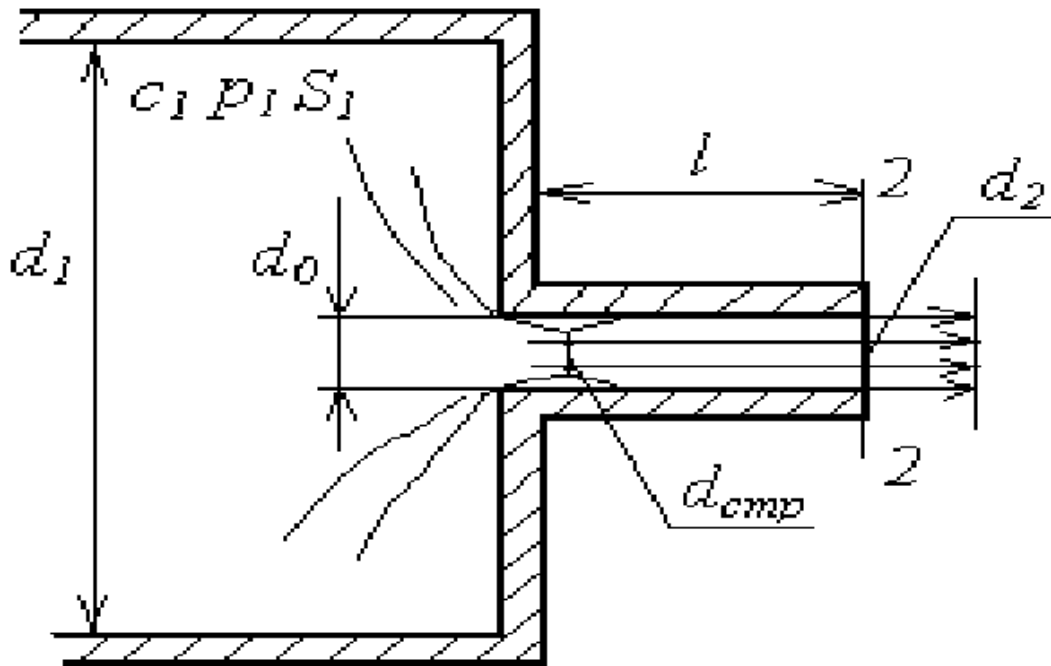


Рисунок 2.2 – Истечение жидкости из внешнего цилиндрического сопла

Формулы скорости и расхода для сопел те же, что и для отверстия в тонкой стенке, но при этом коэффициенты  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$  имеют другие значения.

При экспериментальном определении коэффициентов  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$ , кроме напора  $\frac{p_1 - p_2}{\rho}$  и расхода воды  $Q$ , необходимо измерить в сечении 2 площадь струи  $S_2$  или скорость истечения  $C_{2cp}$ . Проще определить скорость  $C_{2cp}$  по измеренным координатам  $x$ ,  $y$  на оси струи произвольного сечения (рис. 2.3).

При свободном истечении струи ее траектория имеет форму параболы. Пренебрегая трением струи о воздух, можно предположить, что каждая частица струи жидкости движется как свободная материальная точка, на которую действует только сила тяжести. Тогда движение жидкости после истечения из отверстия (сопла) рассматривается как сумма равномерно ускоренного движения по вертикали ( $y = g(t/2)$ ) и равномерного движения по горизонтали ( $x = C_{2cp}t$ ).

Исключив время  $t$ , получим

$$C_{2cp} = x \sqrt{\frac{g}{2y}}. \quad (2.16)$$

Из-за перекоса сопла при истечении возможно некоторое отклонение оси струи жидкости от горизонтального направления.

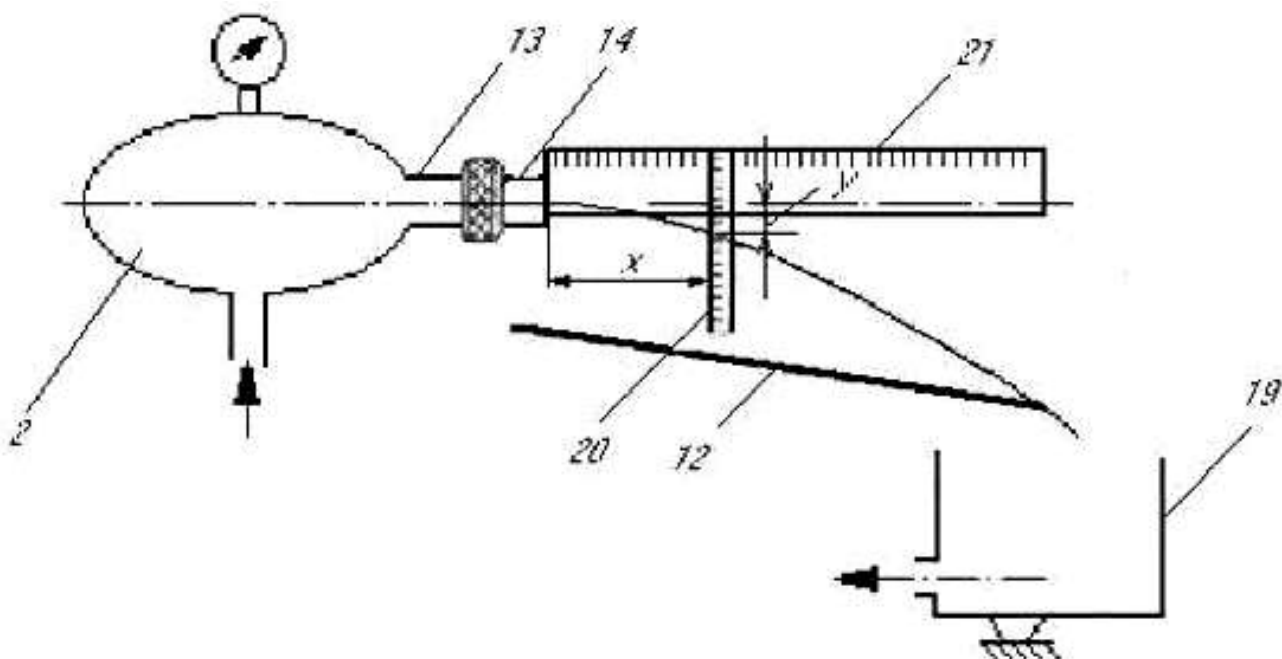


Рисунок 2.3 – Схема измерения координат струи при истечении жидкости

С учетом этого отклонения более точный расчет скорости истечения  $C_{2cp}$  производится с помощью координат  $x_1, y_1$  и  $x_2, y_2$ , измеренных в двух сечениях струи:

$$C_{2cp} = \sqrt{\frac{g}{2} * \frac{x_2 x_1 (x_2 - x_1)}{x_1 y_2 - x_2 y_1}}, \quad (2.17)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение силы тяжести.

При практических расчётах значениями коэффициентов  $\varepsilon, \varphi, \mu$  задаются исходя из рекомендаций справочных материалов.

*Описание лабораторной установки.*

В качестве лабораторной установки используется универсальный гидравлический стенд ГС-ЗМ. К напорному выходному-патрубку гидростенда 13 (рис. 2.3) с помощью накидной гайки присоединяется исследуемое сопло 14. Вода из сопла по лотку 12 попадает в сливной бак 19. Координирование траектории оси струи производится вертикальной линейкой 20, перемещающейся по горизонтальной линейке 21. Набор сопел представлен на рисунке 2.4. Сопло 1 соответствует отверстию в тонкой стенке.

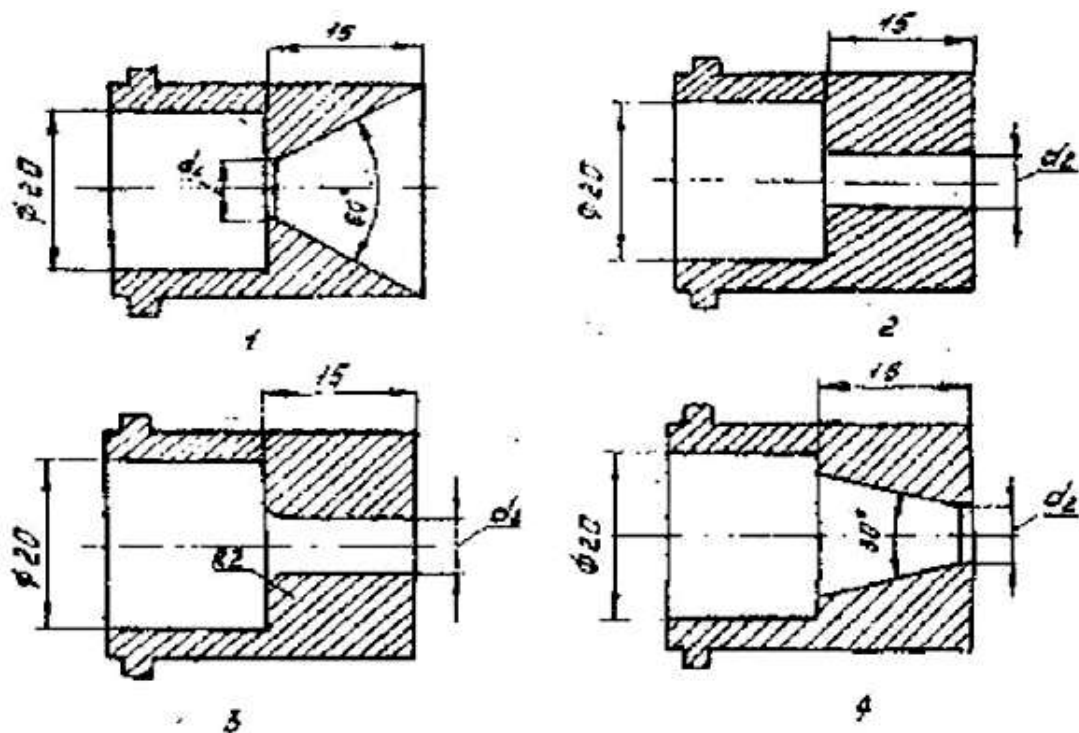


Рисунок 2.4 – Набор исследуемых сопел

*Порядок выполнения работы.*

1. Показания приборов и результаты вычислений занести в протокол эксперимента.

Образец протокола эксперимента представлен в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1 – Измеряемые величины

Номер опыта	$d_0$ , мм	$p_m$ , дел.	$X_1$ , мм	$X_2$ , мм	$Y_1$ , мм	$Y_2$ , мм	$Q_2$ , л/с
1							
2							
3							
4							

Таблица 2.2 – Вычисляемые величины

Номер опыта	$C_{2cp}$ , м/с	$C_{2ид}$ , м/с	$S_0$ , м <sup>2</sup>	$Q_{2ид}$ , м <sup>3</sup> /с	$Q_2$ , м <sup>3</sup> /с	$\mu$	$\varphi$	$\varepsilon$
1								
2								
3								
4								

2. Измерить давление  $p_H$  и температуру  $t_H$  воздуха в помещении лаборатории.

3. Проверить готовность установки к эксперименту. При этом сливной вентиль 5 должен быть полностью открыт, дополнительный сливной вентиль 6 и вентиль автономного режима 9 закрыты.

4. Измерить расстояние  $X_1$  и  $X_2$  от выходного сечения отверстия, сопел до измерительной кромки вертикальных линеек.

5. Установить режим истечения по избыточному давлению  $p_M$  ресивера 2 (рис. 2.3), регулируя вентилем подачи воды так, чтобы струя не выходила за пределы сливного лотка 12. Во время эксперимента давление  $p_M$  поддерживать постоянным.

6. Измерить вертикальные координаты  $Y_1$  и  $Y_2$  по оси струи.

7. Измерить расход воды ротаметром.

8. Закрыть вентиль подачи воды 8. Для ускорения слива воды из ресивера 2 открыть дополнительный сливной вентиль 6.

9. После слива воды закрыть вентиль 6, затем отсоединить сопло от напорного выходного патрубка 13.

10. Повторить пункты 4, 5, 6, 7, 8, 9 для каждого следующего сопла.

11. Результаты измерений для всех сопел записать в отчет.

*Обработка результатов эксперимента.*

1. По результатам измерений координат  $X$  и  $Y$  на оси струи в двух сечениях определить по формуле (2.17) действительную скорость истечения воды  $C_{2cp}$  в м/с.

2. Подсчитать по формуле (2.10) теоретическую скорость истечения  $C_{2ид}$  в м/с, имея в виду, что  $p_1 = p_H + p_M$ .

3. Подсчитать по формуле (2.14) объёмный расход идеальной воды без сужения струи  $Q_{2ид}$  в м<sup>3</sup>/с. Здесь  $S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ , в м<sup>2</sup>.

4. Определить действительный расход воды при истечении  $Q_2$  в м<sup>3</sup>/с по результату измерения его ротаметром.

5. Подсчитать по формулам (2.15), (2.11), (2.13) коэффициенты  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$ .

6. Расчёты по пунктам 1, 2, 3, 4, 5 повторить для всех сопел.

*Контрольные вопросы.*

1. Как определить объёмный расход жидкости?

2. Какими бывают цилиндрические насадки?

3. Чем объясняется увеличение расхода жидкости через сопло?

### Лабораторная работа № 3. Совместная работа центробежного насоса и трубопровода с переменным гидравлическим сопротивлением

#### *Цель работы.*

Экспериментальным путем определить характеристики центробежного насоса и трубопровода с переменным гидравлическим сопротивлением, а также изучить способы регулирования положения рабочей точки в поле характеристики.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

#### *Задание.*

1. Рассчитать и записать в таблицу рассчитанных величин отчета абсолютные значения давления на входе и на выходе из насоса: напор насоса; потребляемая электрическая мощность; расход воды; механическая (полезная) мощность насоса; коэффициент полезного действия насоса (условный).

2. Построить характеристику насоса в виде зависимости напора, механической мощности и КПД от расхода при различной частоте вращения ротора насоса.

3. Построить характеристику трубопровода при различном положении регулировочного вентиля.

4. Провести линию оптимальных режимов работы гидравлической системы с насосной подачей жидкости (линию максимальных значений КПД при изменении нагрузки на насос).

#### *Теоретическая часть.*

Насосами называются гидравлические машины или гидравлические аппараты, предназначенные для повышения давления жидкости с целью её перемещения, распыливания, передачи энергии потребителю через жидкость.

Работоспособность насоса характеризуется его напором ( $H$ ), подачей (расходом жидкости) ( $Q$ ), потребляемой мощностью ( $N$ ), КПД ( $\eta$ ), частотой вращения ротора ( $n$ ).

По принципу действия различают три основных класса насосов:

- 1) лопастные или лопаточные (насосы обтекания);
- 2) объёмные (насосы вытеснения);
- 3) струйные и вихревые (насосы увлечения).

В лопаточных насосах преобразование энергии двигателя происходит в процессе обтекания лопаток колеса и их силового воздействия на поток. В них повышение энергии жидкости производится лопастным колесом (ротором), вращающимся в полости статора. Ло-

пастные насосы подразделяются на центробежные (радиальные), диагональные и осевые (пропеллерные). Они не обладают способностью самовсасывания, поэтому при пуске их всасывающую трубу и колесо заливают перекачиваемой жидкостью. Фактором, ограничивающим частоту вращения ротора или высоту всасывания лопастного насоса, является кавитация, которая сопровождается нарушением сплошности течения жидкости в результате местного снижения давления. Область применения лопастных насосов: напор 1...2500 м столба жидкости; подача от долей до десятков м/с; КПД 60...92%.

На рисунке 3.1, а изображена простейшая схема центробежного насоса.

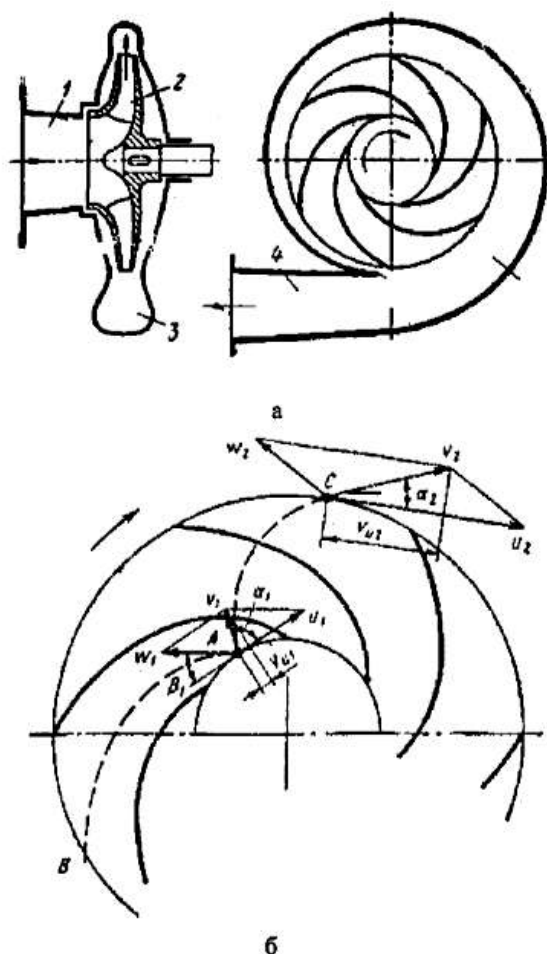


Рисунок 3.1 – Устройство насоса и кинематика жидкости:

а – схема центробежного насоса консольного типа;

б – движение жидкости в рабочем колесе

Проточная часть насоса состоит из трёх основных элементов: подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. В рабочем колесе энергия передаётся жидкости путём динамического воздействия лопаток на поток. При натекании потока на крыловой профиль (напри-

мер, на крыло самолёта) на его верхней и нижней поверхностях образуется перепад давления и, следовательно, возникает подъёмная сила. При движении жидкости на лопатках рабочего колеса лопастной гидромашины возникает аналогичная подъёмная сила. У лопастного насоса момент подъёмных сил относительно оси колеса противодействует вращению рабочего колеса. Лопатки колеса должны быть соответствующим образом спрофилированы для данной подачи, частоты вращения и направления движения жидкости. Преодолевая момент подъёмных сил при своём вращении, рабочее колесо совершает работу. Для этого к колесу от двигателя подводится энергия. Согласно закону сохранения и превращения энергии подводимая к колесу энергия может быть либо превращена в теплоту и, следовательно, быть «потеряна», либо передана жидкости.

В рабочем колесе насоса частицы жидкости движутся относительно рабочего колеса и, кроме того, они вместе с рабочим колесом совершают переносное движение. Сумма относительного и переносного движений есть абсолютное движение жидкости, то есть её движение относительно неподвижного корпуса насоса. На рисунке 3.1, б изображены траектории АВ (относительного движения частицы) и АС (абсолютного). Абсолютная скорость равна геометрической сумме относительной и окружной скорости рабочего колеса в точке расположения частицы:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}. \quad (3.1)$$

При прохождении жидкости через колесо её момент количества движения увеличивается. Согласно уравнению моментов количества движения для установившегося движения жидкости, разность моментов количества движения выходящей из канала и входящей в него жидкости за единицу времени равна моменту внешних сил, с которыми рабочее колесо действует на жидкость.

В объёмных насосах повышение энергии происходит в процессе вытеснения в напорный трубопровод объёма жидкости из замкнутого пространства насоса поршнем (плунжером, скалкой), мембраной, имеющими возвратно-поступательное движение, или при вытеснении объёма жидкости зубьями шестерён, винтами, кулачками, выдвигаемыми, скользящими пластинами при вращательном движении этих элементов насоса (роторные насосы). В струйных и вихревых насосах преобразование энергии двигателя происходит в процессе интенсивного образования и разрушения вихрей. Этот процесс связан с увлечением быстро движущимися частицами жидкости в ячейках колеса медленно движущихся частиц жидкости в боковых или охватывающих верхнюю часть колеса каналах.

Подачей (или расходом) называется количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени, м/с. Напором называется приращение механической энергии, получаемое каждым килограммом протекающей через насос жидкости, то есть разность удельных энергий жидкости в выходном и входном сечениях насоса. Напор выражается в  $\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2 = \text{Дж}/\text{м}^3$ , метрах столба жидкости или  $\text{Дж}/\text{кг}$ .

$$H_{\text{нас}} = -l_{\text{мех}} = \frac{(p_2 - p_1)}{(pg)} + \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{(2g)} + (z_2 - z_1). \quad (3.2)$$

Для выполненных насосов

$$z_2 - z_1 \approx 0; \quad \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2g} \approx 0. \quad (3.3)$$

В результате

$$H_{\text{нас}} = -l_{\text{мех}} = \frac{(p_2 - p_1)}{(pg)}, \text{ м} \quad (3.4)$$

или

$$H_{\text{нас}} = -l_{\text{мех}} = (p_2 - p_1), \text{ Па}. \quad (3.5)$$

Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом. Насосная подача жидкости в пищевой технике наиболее распространена, вследствие её надёжности, хороших характеристик и минимального веса. Часть трубопровода до насоса называется всасывающей, за насосом – нагнетающей (напорной). Давление на входе в насос ( $p_i$ ) должно обеспечить работу насоса без кавитации. Для предотвращения кавитации следует снижать температуру жидкости или увеличивать давление на входе в насос, например за счёт уменьшения гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода либо установки подкачивающего насоса (преднасоса).

Потребный напор – это напор, который необходимо сообщить 1 кг жидкости в насосе для обеспечения заданных параметров работы системы:

$H_{\text{нас}} = -l_{\text{мех}} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho}$  – полезная работа насоса, сообщаемая 1 кг жидкости. Следовательно, работа насоса заключается в повышении давления жидкости.

Характеристикой трубопровода называется зависимость потребного напора от расхода жидкости. При турбулентном режиме гидравлические потери пропорциональны квадрату расхода жидкости, при ламинарном течении – пропорциональны расходу.

На рисунке 3.2 в качестве примера приведена характеристика центробежного насоса в виде зависимости напора, мощности и КПД насоса от его подачи при постоянной частоте вращения ротора. Ре-



жим работы насоса, при котором его КПД имеет максимальное значение, называется оптимальным.

Рабочей точкой называется установившийся режим работы гидравлической системы с насосной подачей жидкости, который определяется точкой пересечения характеристики трубопровода и характеристики насоса, то есть соответствует условию  $H_{вб} = H_{нас}$ .

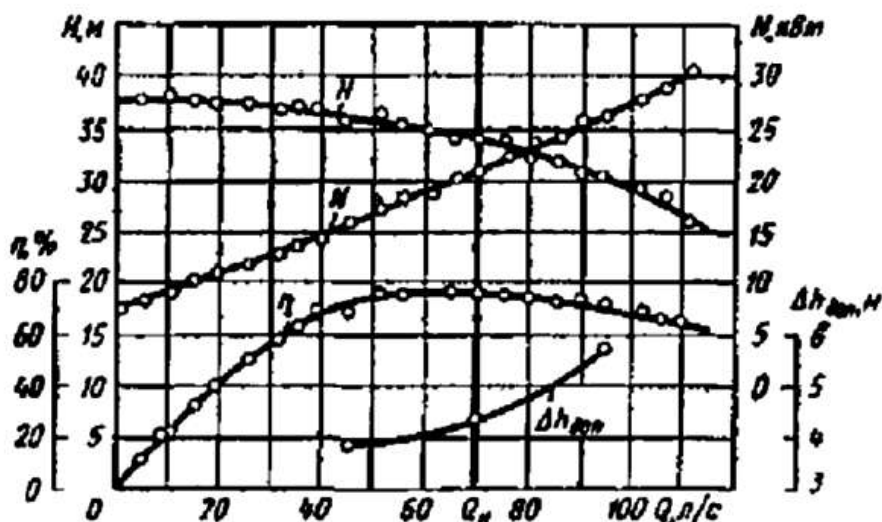


Рисунок 3.2 – Пример характеристики центробежного насоса

На рисунке 3.3 показаны характеристики насоса, трубопровода, рабочие точки А и В, а также способы регулирования подачи лопастного насоса дросселированием и изменением частоты вращения ротора насоса.

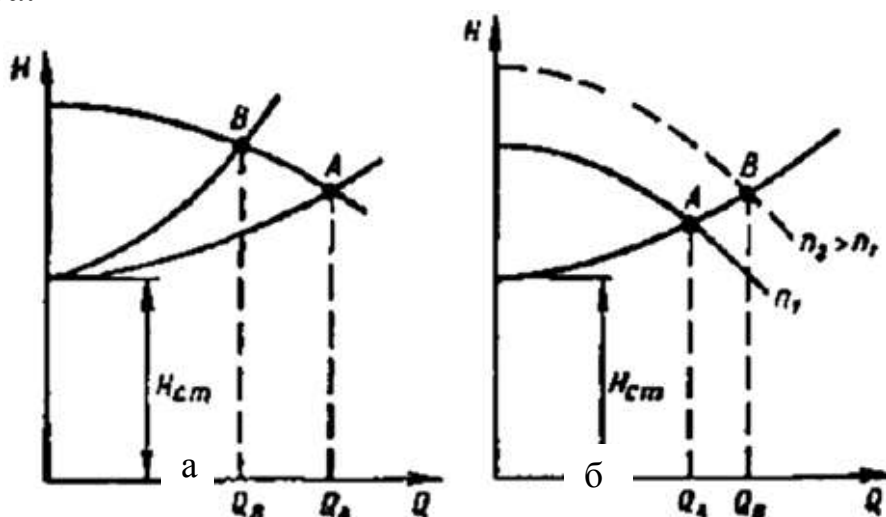


Рисунок 3.3 – Способы регулирования подачи лопастного насоса:  
а – дросселированием; б – изменением частоты вращения ротора

Во время работы такой режим устанавливается и поддерживается автоматически. Потребные расходы жидкости могут изменяться в

широком диапазоне, поэтому гидравлические системы часто снабжаются системами регулирования, позволяющими смещать рабочие точки на меньшие и большие расходы. Например, широко применяется регулируемый перепуск части жидкости помимо насоса из нагнетающей магистрали во всасывающую, а также изменение частоты вращения ротора насоса. Перепуск прост в реализации, однако снижает эффективность системы. Для ступенчатого изменения частоты вращения ротора электродвигатель изготавливают с различным числом обмоток. Бесступенчатое регулирование частоты вращения ротора обеспечивает электронный преобразователь частоты вращения, изменяющий стандартную частоту в 50 Гц от 20 до 100 Гц.

Полезной мощностью называется механическая энергия, которую насос сообщает всей массе жидкости в единицу времени:

$$N_{\text{мех}} = l_{\text{нас}} G = \left[ \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} \right] G = (p_2 - p_1) Q. \quad (3.6)$$

Мощность двигателя, приводящего в действие насос, больше полезной на величину мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе и сопротивлений трения в приводе и подшипниках. Эти потери учитываются общим КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{мех}}}{N_{\text{эл}}}. \quad (3.7)$$

Значения полного КПД находятся в пределах 0,60...0,85 для шестерёнчатых и 0,70...0,85 для центробежных насосов.

Общий КПД насоса получается умножением КПД электрической и гидравлической частей. Если насос работает на закрытую задвижку (нулевой расход при максимальном напоре) или на полностью открытую трубу (максимальный расход при нулевом напоре), то КПД равен нулю. Оптимальный КПД насоса (оптимальная рабочая точка) лежит приблизительно в середине его характеристики и специально на ней обозначается.

Схема учебного стенда представлена на рисунке 3.4. Здесь описываются только те особенности гидростенда и его системы измерения, которые необходимы для выполнения данной лабораторной работы.

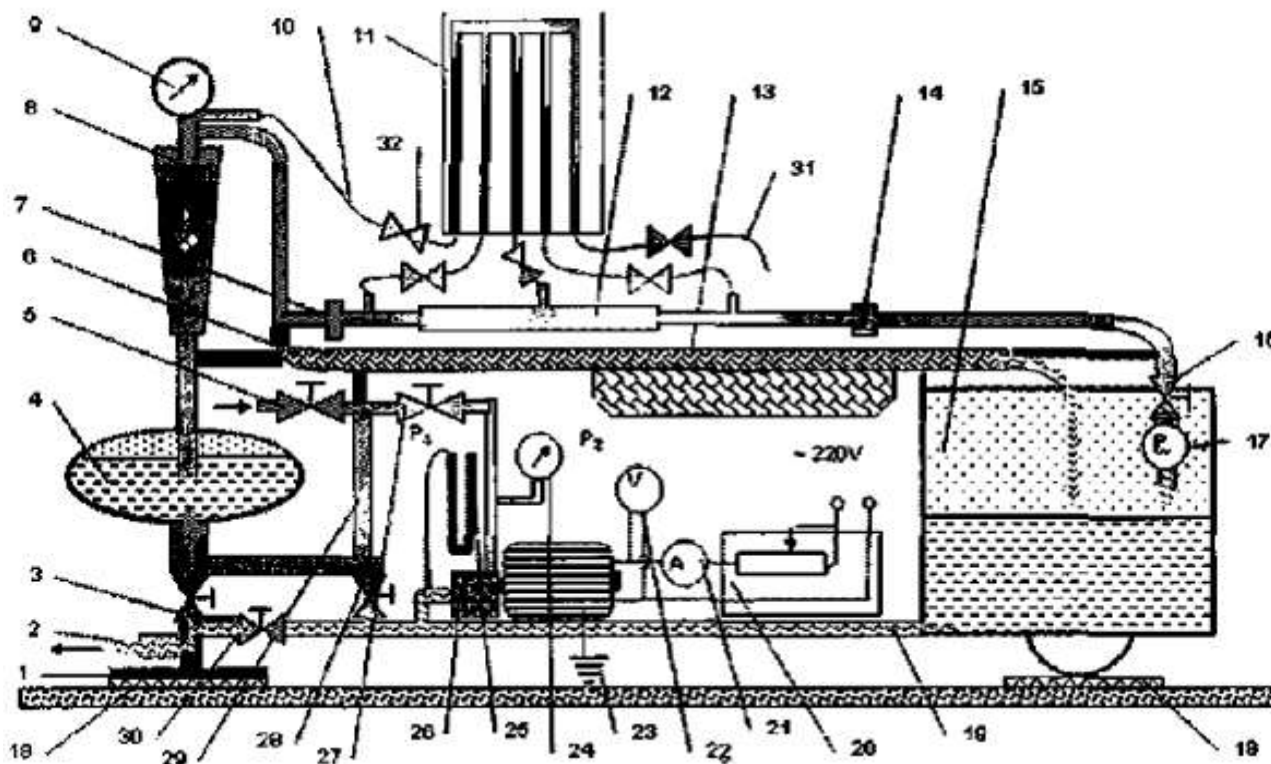


Рисунок 3.4 – Схема гидростенда:

1 – стойка; 2 – слив; 3 – кран слива; 4 – резервуар; 5 – вентиль подвода воды; 6 – желоб сливной; 7 – гайка крепления рабочего участка; 8 – ротаметр; 9 – манометр; 10 – трубка гибкая; 11 – пьезометрический щит; 12 – рабочий участок; 13 – рабочий столик; 14 – механическое уплотнение рабочего участка; 15 – бак расходный; 16 – кран расходный; 17 – счетчик воды; 18 – амортизатор; 19 – труба сливная; 20 – блок регулировки мощности насоса; 21 – амперметр; 22 – вольтметр; 23 – заземление; 24 – манометр насоса выходной; 25 – пьезометр насоса входной; 26 – электронасос; 27 – вентиль напорный насоса; 28 – кран перепуска воды; 29 – труба перепуска воды; 30 – кран слива воды; 31 – устройство регулировки противодавления; 32 – вентиль

До начала выполнения работы необходимо установить в качестве рабочего участка канал переменного сечения *12* и подключить его измерительные каналы к пьезометрическому щиту *11* (для обеспечения герметичности магистрали). Заполнить чистой, отфильтрованной водой из водопроводной сети расходный бак *15* примерно на  $2/3$  его объёма. Для этого необходимо закрыть краны *3*, *28*, *30* и открыть вентиль подачи воды *5* и вентиль *27*. Переключателем блока регулировки *20* установить максимальную мощность электронасоса около 400 Вт. Открыть полностью регулировочный вентиль *27* и произвести все замеры на первом режиме: это показания пьезометра *25* на входе в насос манометра *24* на выходе из насоса, показания счётчика воды *17* в начале эксперимента и по истечении одной-трех минут. Для умень-

шения гидравлического удара перед включением электронасоса 26 рекомендуется открыть кран перепуска воды 28, а после выхода на режим его закрыть. Прикрывая вентиль 27, повторить эксперимент 5...7 раз практически до полного его закрытия. В результате после обработки получится характеристика насоса на режиме максимальной мощности. Повторить эксперимент на «средней» и «минимальной» мощности электронасоса, примерно при 300 и 200 Вт.

*Обработка результатов эксперимента и оформление отчёта.*

По показаниям пьезометра и манометра записать в протокол измерений избыточное (по отношению к атмосферному) давление воды на входе и выходе из насоса, соответственно  $\pm\Delta h_1$  и  $\Delta p_2$ , электрическое напряжение  $U$  и ток  $I$ , показания счётчика воды  $N_{\text{нач}}$  и  $N_{\text{кон}}$  за время  $\tau$ .

Рассчитать и записать в таблицу рассчитанных величин протокола абсолютные значения давления на входе и на выходе из насоса:

$$p_1 = \Delta h_1 + p_{\text{н}}; \quad (3.8)$$

$$p_2 = \Delta p_2 + p_{\text{н}}, \quad (3.9)$$

где  $p_{\text{н}}$  – атмосферное давление.

Напор насоса

$$H_{\text{нас}} = p_2 - p_1. \quad (3.10)$$

Потребляемая электрическая мощность

$$W_{\text{эл}} = UI \cos \varphi. \quad (3.11)$$

Расход воды

$$Q = \frac{(N_{\text{кон}} - N_{\text{нач}})}{\tau}. \quad (3.12)$$

Механическая (полезная) мощность насоса

$$W_{\text{мех}} = (p_2 - p_1)Q. \quad (3.13)$$

Коэффициент полезного действия насоса (условный)

$$\eta = \frac{W_{\text{мех}}}{W_{\text{эл}}}. \quad (3.14)$$

Построить характеристику насоса в виде зависимости напора, механической мощности и КПД от расхода при различной частоте вращения ротора насоса.

*Примечание.* Начало координат располагать в точке  $H = 0$  и  $Q = 0$  для последующего обозначения точек «нулевого» и максимального значения КПД насоса.

Построить характеристику трубопровода при различном положении регулировочного вентиля 27 (в зависимости от гидравлического сопротивления сети). Обозначить положение нескольких рабочих точек на пересечении характеристики насоса и трубопровода.

Провести линию оптимальных режимов работы гидравлической системы с насосной подачей жидкости (линию максимальных значений КПД при изменении нагрузки на насос).

*Контрольные вопросы.*

1. Определение и классификация насосов.
2. Напор, подача насоса, единицы измерения.
3. Определение характеристики насоса и трубопровода.
4. Рабочая точка и способы её перемещения в поле характеристики.
5. Как определяется КПД насоса?
6. Записать уравнение Бернулли для насоса, всасывающего и напорного трубопровода.
7. Определение простого и сложного трубопровода.
8. Как рассчитываются потери на трение и местные гидравлические потери?
9. Приведите примеры местных гидравлических сопротивлений и покажите их на гидростенде.

## Лабораторная работа № 4. Течение газа по каналу переменного сечения

### *Цель работы.*

Изучить изменения параметров газового потока в сопле Лавалья, а именно: измерение распределения давления вдоль стенки сопла, расчет изменения основных параметров течения и сравнение полученных экспериментальных результатов с результатом теоретического расчета.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

### *Задание.*

1. Изучить изменения параметров газового потока в сопле Лавалья.
2. Измерить распределение давления вдоль сопла.
3. Провести сравнение экспериментальных данных с результатами расчета.
4. Построить график полученных данных на основе результатов расчета.
5. Построить абсолютные значения скорости и давления влип, стенки сопла.
6. Определить величину расхода газа через сопло.
7. Определить величину реактивной силы, развиваемой соплом.
8. Оформить отчет о проделанной работе.

### *Теоретическая часть.*

При решении поставленной задачи предполагается, что газ является невязким, нетеплопроводным, движение является установившимся, одномерным, теплообмен с окружающей средой отсутствует. В этом случае движение газа описывается системой уравнений:

$$Q = \rho v F = \text{const}; \quad (4.1)$$

$$\rho v F = -dp; \quad (4.2)$$

$$\frac{p}{\rho^k} = v = \text{const}; \quad (4.3)$$

$$p = \rho RT. \quad (4.4)$$

Анализ течения (рис. 4.1) показывает, что по длине сопла поток непрерывно ускоряется, в минимальном его сечении (критическое сечение) происходит переход через скорость звука. Число Маха, характеризующее отношение кинетической энергии к потенциальной энергии, также возрастает. Давление, плотность, температура, скорость звука при этом уменьшаются.

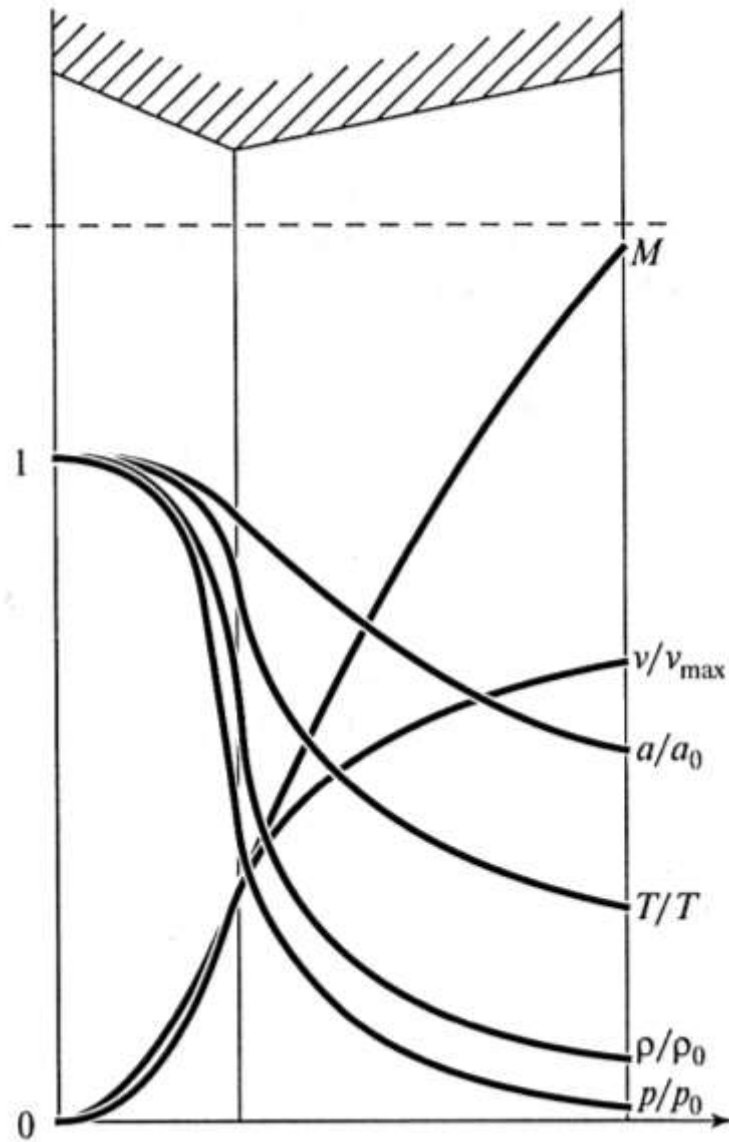


Рисунок 4.1 – Характер изменения параметров газа вдоль сопла

Качественный анализ изменения параметров по длине сопла выполняется с помощью соотношений:

$$(M^2 - 1) \frac{dv}{v} = \frac{dF}{F}; \quad (4.5)$$

$$\frac{dp}{p} = -kM^2 \frac{dv}{v}; \quad (4.6)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -kM^2 \frac{dv}{v}; \quad (4.7)$$

$$\frac{da}{a} = -\frac{1}{2}(k-1)kM^2 \frac{dv}{v}; \quad (4.8)$$

$$\frac{dT}{T} = -\frac{1}{2}(k-1)kM^2 \frac{dv}{v}; \quad (4.9)$$

$$\frac{dM}{M} = \left(1 + \frac{(k-1)}{2}M^2\right) \frac{dv}{v}. \quad (4.10)$$

Для расчета параметров по длине сопла удобно воспользоваться приведенными выше изэнтропическими формулами. При этом схема расчета может быть представлена следующим образом.

Для выбора поперечного сечения по соотношению площадей  $\frac{F_{кр}}{F}$  определяется число Маха по формуле

$$q(M) = M \frac{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} = \frac{F_{кр}}{F}. \quad (4.11)$$

Далее, используя полученное число Маха, можно найти безразмерные отношения газодинамических параметров:

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{-k}{k-1}} = \pi(M); \quad (4.12)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{-1}{k-1}} = \varepsilon(M); \quad (4.13)$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{-1} = \tau(M); \quad (4.14)$$

$$\frac{a}{a_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{-1}{2}} = \sqrt{\tau(M)}; \quad (4.15)$$

$$\frac{v}{v_0} = \left(\frac{\frac{k-1}{2}M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}\right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.16)$$

Здесь индексом «0» обозначены параметры торможения (в камере сгорания, в ресивере аэродинамической трубы), а величина  $v_{max}$  определяется формулой

$$v_{max} = \sqrt{2c_p T_0}. \quad (4.17)$$

Рассмотренная схема расчета справедлива, когда за критическим сечением газ продолжает непрерывно ускоряться, достигая максимальной скорости  $v_a$  и минимального давления  $p_a$  в выходном сечении сопла. Безотрывное ускоряющееся течение реализуется, если давление  $p_a$  не меньше давления в окружающей среде  $p_n$ . Как следует из экспериментов, при давлении  $p_a$ , несколько меньшем  $p_n$  (режим малого перерасширения), также возможно безотрывное течение. Для умеренных чисел Маха на срезе сопла безотрывные режимы истечения ограничены отношением

$$\frac{p_a}{p_n} > (0,3 \dots 0,4).$$

Представляют интерес суммарные характеристики сопла: расход газа через сопло  $Q$  и реактивная сила  $R$ , создаваемая соплом.



Расход газа через сопло может быть определен по формуле

$$Q = \frac{f(k, R)p_0 F_{кр}}{\sqrt{T_0}}. \quad (4.18)$$

Реактивная сила для случая безотрывного истечения определяется выражением

$$R = Qv_a + (p_a - p_H)F_a, \quad (4.19)$$

где индекс «a» соответствует выходному сечению сопла.

Если воспользоваться приведенными выше выражениями, то:

$$Qv_a = (\rho_a v_a F_a)v_a \frac{kp_a}{kp_a} = kp_a \frac{v_a^2}{\rho_a} F_a = kp_a M_a^2 F_a =$$

$$kp_0 M_a^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_a^2\right)^{\frac{-k}{k-1}} F_a = kp_0 M_a^2 \pi(M_a^2) F_a. \quad (4.20)$$

Тогда

$$R = p_0 F_a \left[ (kM_a^2 + 1) \pi(M_a^2) - \frac{p_H}{p_0} \right]. \quad (4.21)$$

*Описание лабораторной установки.*

Схема установки для испытания сопла Лавалья показана на рисунке 4.2.

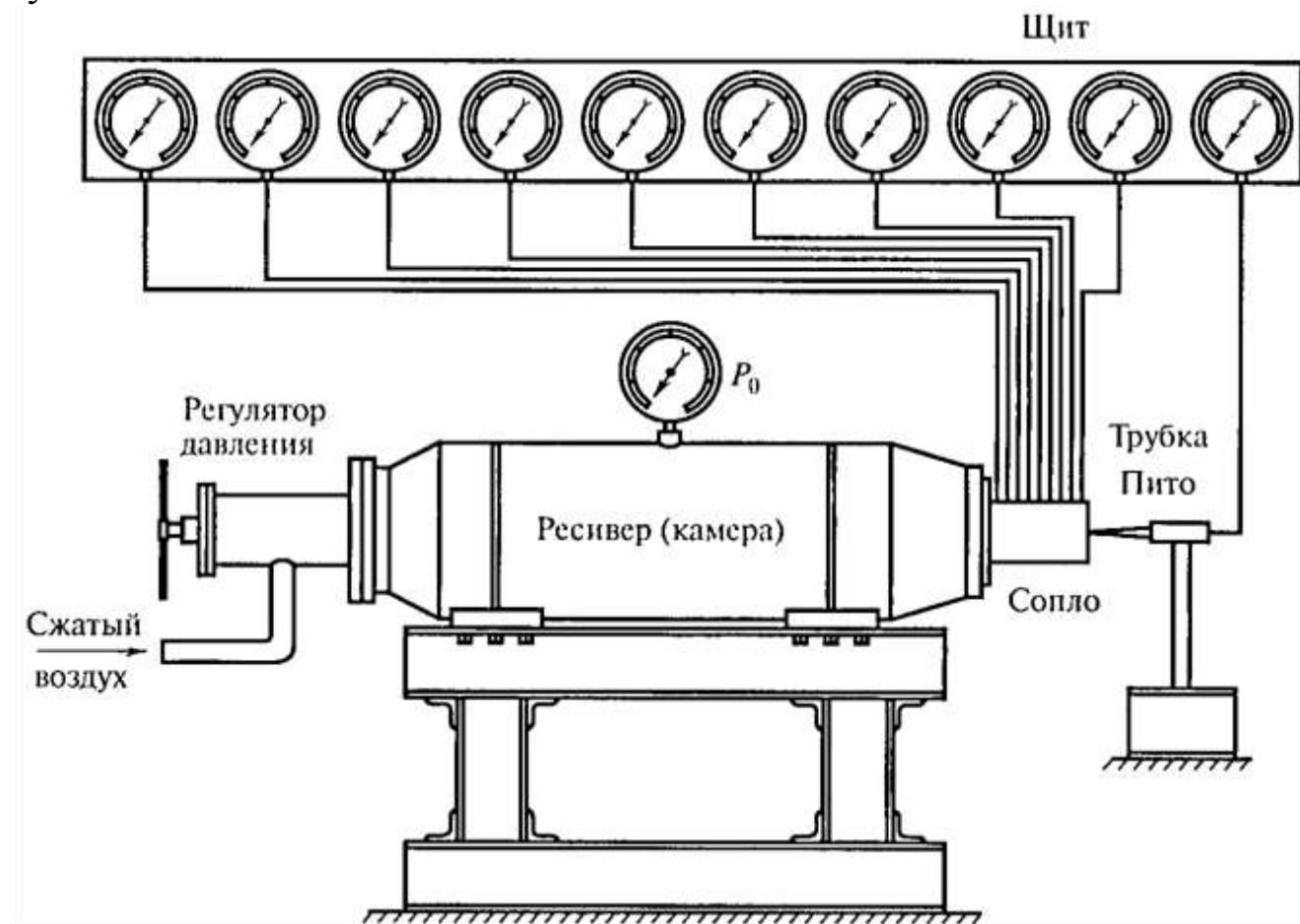


Рисунок 4.2 – Схема установки для испытания сопла Лавалья

Сопло соединяется с ресивером (камерой), в котором поддерживается постоянное давление  $p_0$ . Необходимая величина  $p_0$  обеспечивается соответствующей подачей воздуха в ресивер. Количество подаваемого воздуха можно изменять с помощью регулятора давления, соответственно увеличивается или уменьшается величина давления  $p_0$ . Для измерения статического давления вдоль стенки сопла сделаны приемные отверстия (рис. 4.3), давление через которые подается на манометры, смонтированные на одном щите.

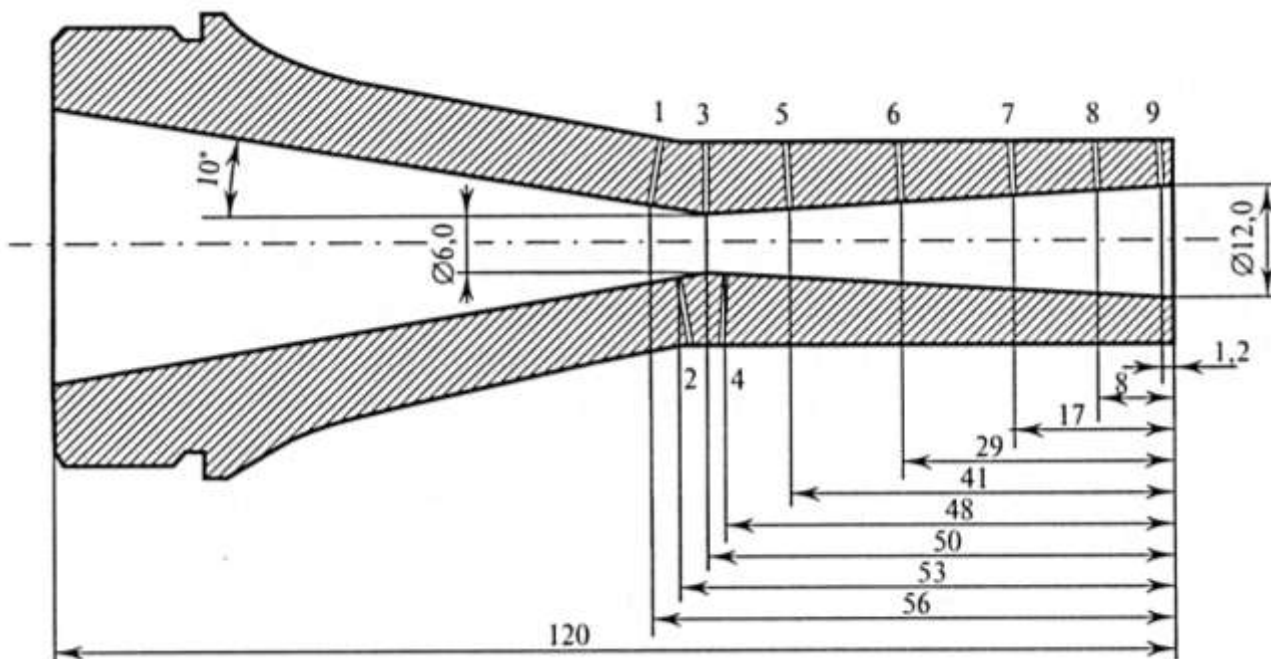


Рисунок 4.3 – Сопло Лаваля

#### Проведение эксперимента.

1. С помощью регулятора давления устанавливается необходимое давление в ресивере  $p_0$ .
2. Записываются показания манометров, соединенных с приемными отверстиями, расположенными вдоль стенки сопла.
3. Измерения производятся для нескольких давлений  $p_0$  в ресивере.

Показания вносятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Полученные экспериментальные данные

$p_0$ , атм	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$p_4$	$p_5$	$p_6$	$p_7$	$p_8$	$p_9$	$P_{II}$

### *Обработка результатов эксперимента.*

Сравнение с расчетными данными.

1. По формуле (4.11) найти распределение чисел  $M$  вдоль сопла.

Расчет произвести в восьми сечениях:

- а) на выходе;
- б) в критическом сечении сопла;
- в) три точки в дозвуковой части сопла;
- г) три точки в сверхзвуковой части сопла.

2. Пользуясь газодинамическими функциями (4.12)...(4.16), определить отношения

$$\frac{p}{p_0}, \frac{\rho}{\rho_0}, \frac{T}{T_0}, \frac{a}{a_0}, \frac{v}{v_{max}}$$

в выделенных сечениях.

3. Построить графики изменения чисел:

$$M, \frac{v}{v_{max}}, \frac{a}{a_0}, \frac{T}{T_0}, \frac{p}{p_0}, \frac{\rho}{\rho_0}$$

вдоль сопла.

4. На основе замеренных данных построить график распределения давления вдоль сопла. Провести сравнение экспериментальных данных с результатами расчета. Здесь нельзя забывать, что замеренные значения давления представляются в абсолютных единицах (но не в избыточных). Сравнить на графике полученные данные с результатами расчета.

5. Построить абсолютные значения скорости и давления влип, стенки сопла.

6. Определить величину расхода газа через сопло по формуле (4.18).

7. Определить величину реактивной силы, развиваемой соплом по формуле (4.19) или (4.21).

### *Правила и порядок выполнения работы.*

Исходное состояние лабораторной установки приведено на рисунке 4.4. Управление ее работой осуществляется главным вентиляем.

Для пуска установки достаточно открыть главный вентиль. Устанавливать заданные преподавателем значения давления воздуха в ресивере (рис. 4.5).

Разрез самого сопла с дренажными отверстиями, к которым подключены соответствующие манометры, представлен на рисунке 4.6.

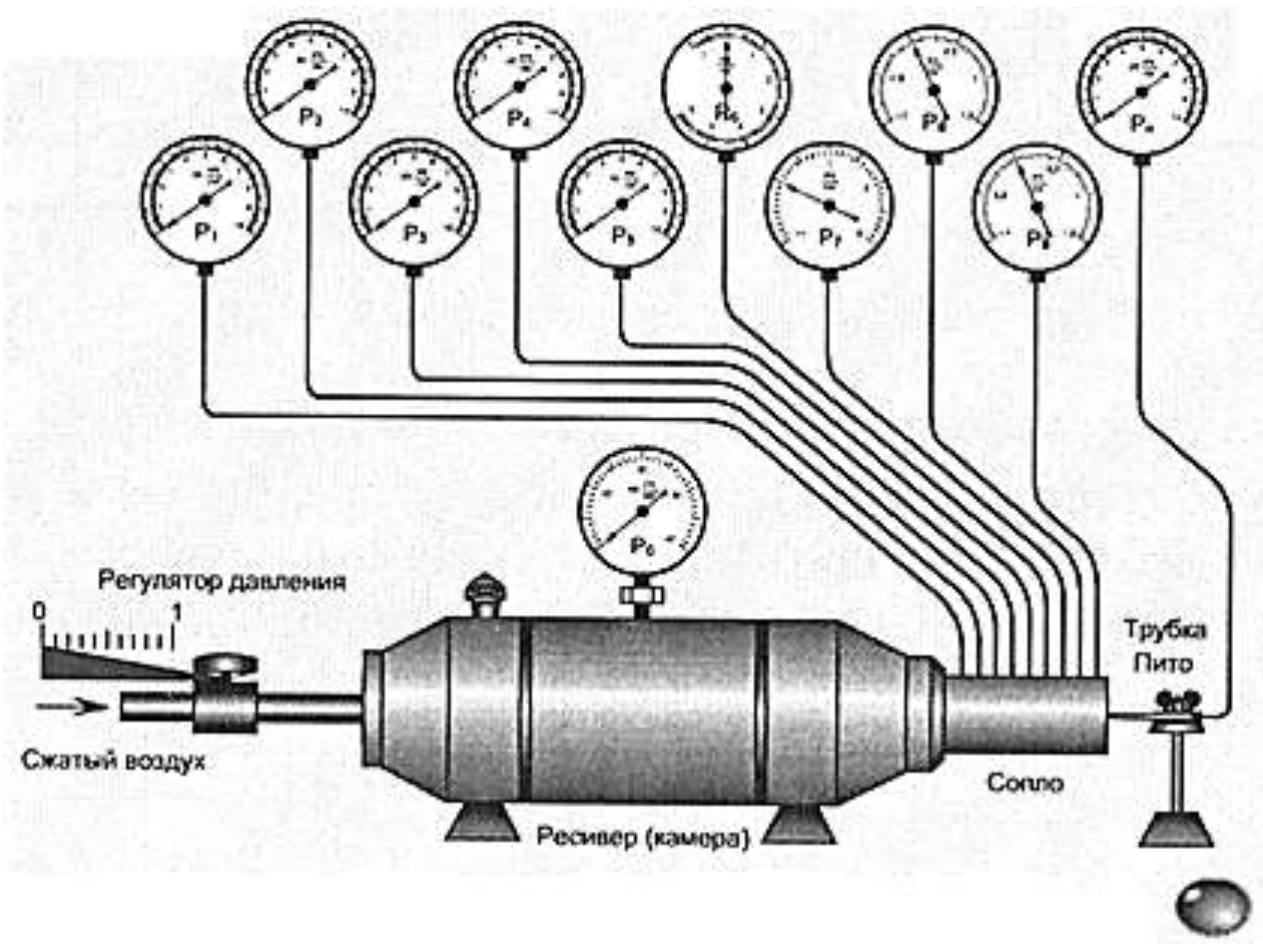


Рисунок 4.4 – Исходное состояние установки

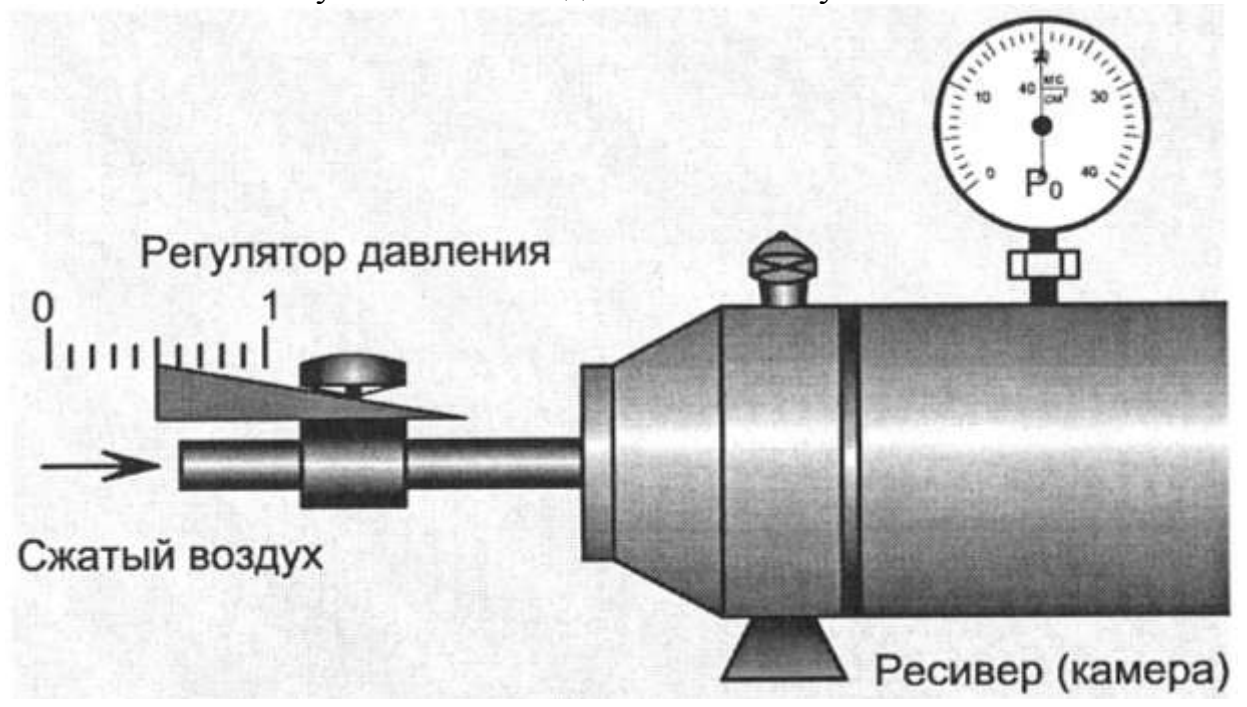


Рисунок 4.5 – Установление заданного давления в ресивере

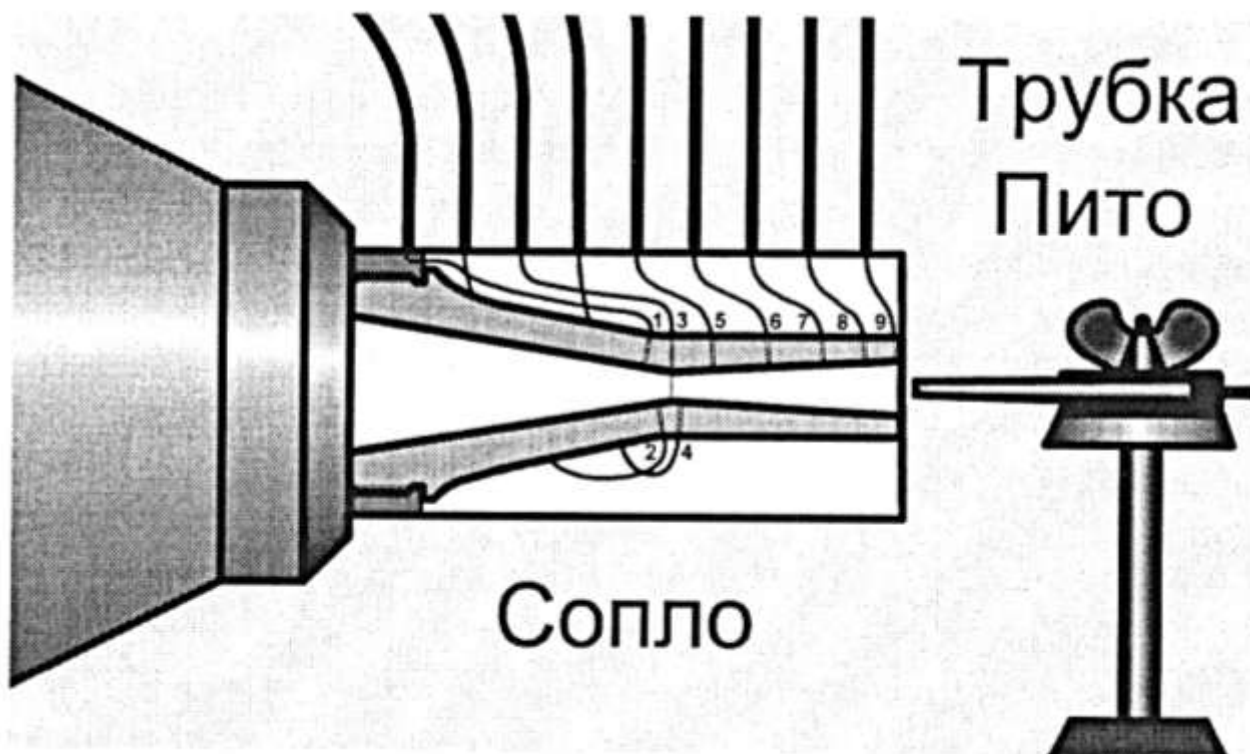


Рисунок 4.6 – Вид увеличенного участка

Измерения геометрических размеров сопла и точного расположения дренажных отверстий представлены на рисунке 4.7.

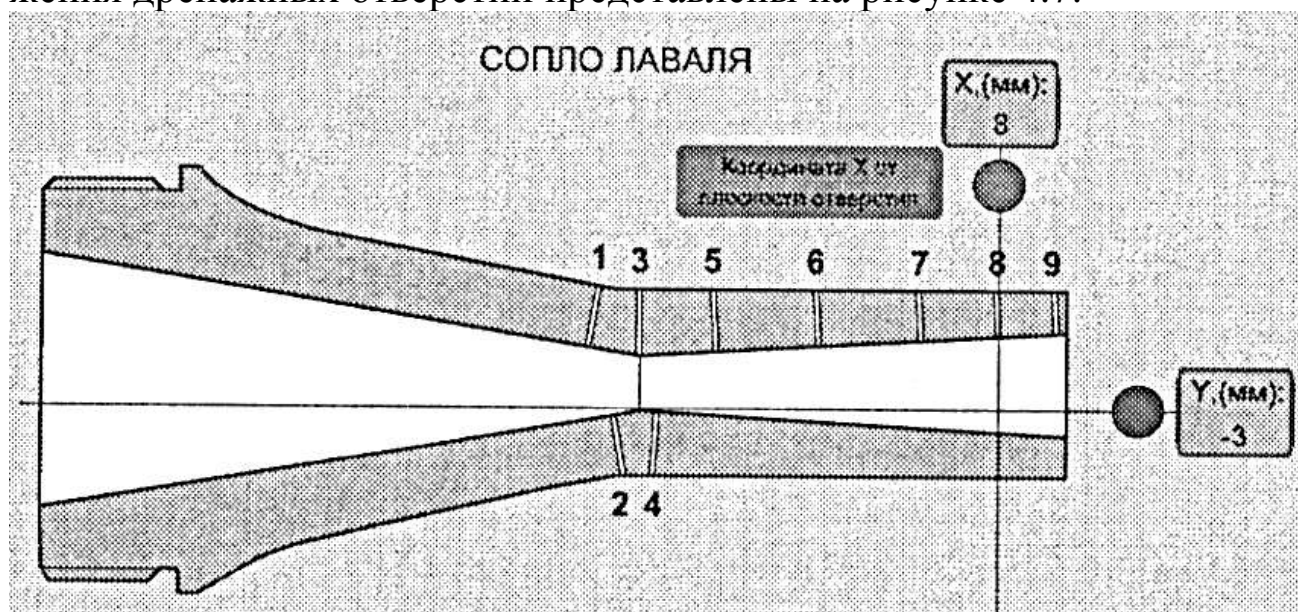


Рисунок 4.7 – Измерения параметров сопла

Геометрические измерения проводятся специальными измерительными линейками по оси «X» и «Y». Линейки обеспечивают цифровое измерение размеров с точностью до десятых долей миллиметра.

Для повышения точности показаний используются стрелочные манометры, представленные на рисунке 4.8.

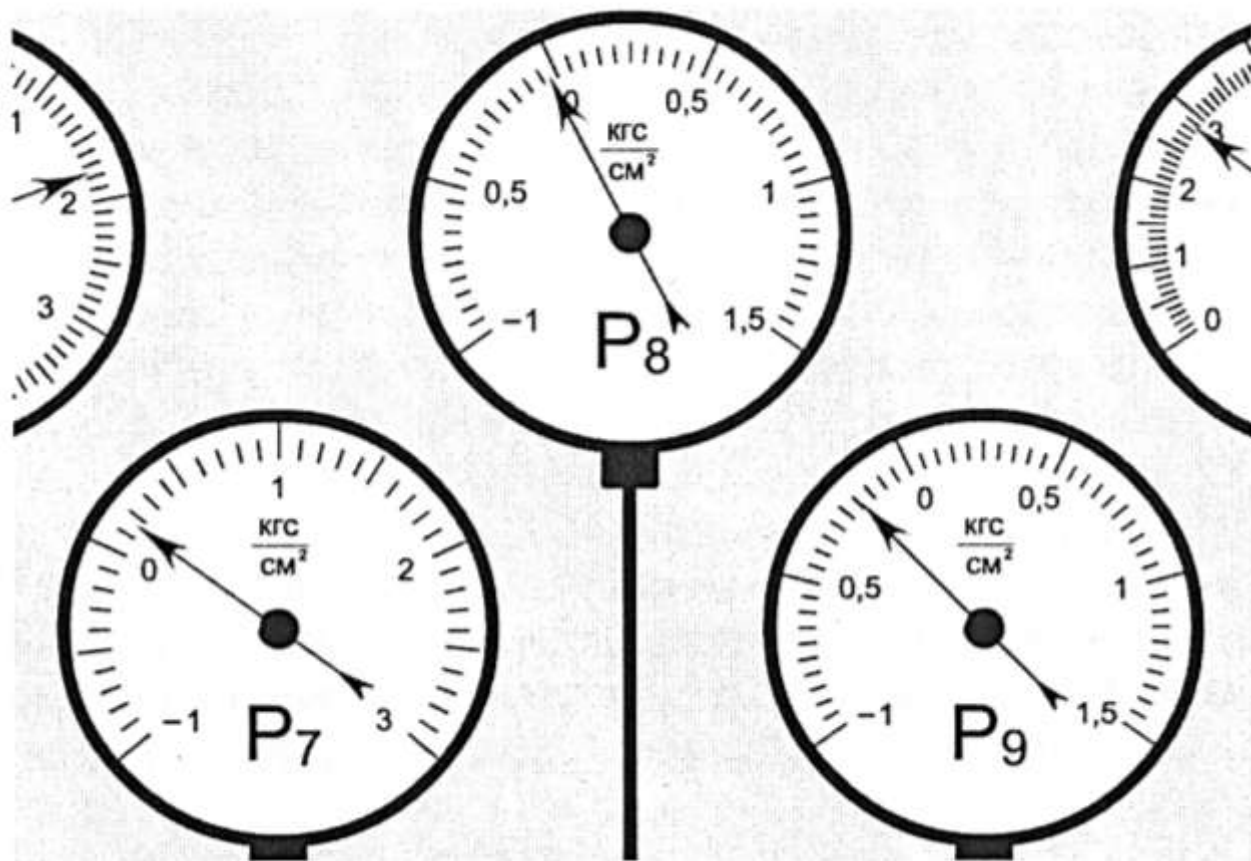


Рисунок 4.8 – Точное измерение давлений в дренажных отверстиях

Показания всех манометров заносятся в соответствующие графы таблицы 4.1. Измерения повторяют для нескольких значений давления  $p_0$  в ресивере. Количество этих значений и их величину (шаг) определяет преподаватель. Однако  $p_0$  не должно превышать максимального значения  $-p_0 = 38$  атм.

*Контрольные вопросы.*

1. Что означает число Маха?
2. В чем смысл сопла Лавалья?
3. Как изменяется поток газа вдоль сопла Лавалья?
4. Из чего состоят суммарные характеристики сопла?
5. Что такое величина реактивной силы?

## Лабораторная работа № 5. Построение полной характеристики центробежного вентилятора

*Цель работы.*

1. Изучить устройство и принцип работы центробежного вентилятора.

2. Изучить характеристики центробежного вентилятора.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

*Задание.*

1. Изучить основные сведения о работе и характеристиках центробежных вентиляторов.

2. Провести испытания работы вентилятора.

3. Произвести измерения и расчёты основных характеристик вентилятора.

4. Графически построить характеристики вентилятора.

5. Представить выводы о характере зависимостей, полученных в результате испытаний центробежного вентилятора.

*Теоретическая часть.*

В промышленности применяется очень широкий спектр центробежных вентиляторов, имеющих различные взаимосвязанные характеристики по производительности, создаваемому давлению, числу оборотов ротора и коэффициенту полезного действия. Перед инженером часто встает задача выбора вентилятора, обеспечивающего необходимый расход воздуха при известном сопротивлении трассы. Такой выбор производят по специальным номограммам, называемым характеристиками вентилятора.

Работа центробежных вентиляторов основана на превращении центробежных (массовых) сил в поверхностные (статическое давление). Это достигается вращением рабочего колеса, в результате чего воздух, увлекаемый лопатками, приобретает энергию и скорость, равную радиальной скорости лопаток, вследствие чего на воздух действуют центробежные силы, заставляющие его направляться к периферии колеса и выходному патрубку вентилятора. В центре рабочего колеса создается разрежение, благодаря чему обеспечивается постоянный приток воздуха через входное отверстие вентилятора.

Величину полного давления, создаваемого центробежным вентилятором, можно рассчитать по уравнению, выведенному Л. Эйлером:

$$P_{\text{пол}} = \rho \mu U^2, \quad (5.1)$$

где  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент, зависящий от формы, количества и угла наклона лопаток, с<sup>2</sup>/м;  $U$  – окружная скорость лопаток, м/с.

Из этого выражения следует, что развиваемое вентилятором давление зависит от плотности среды, окружной скорости лопаток вентилятора, их числа и формы, т. е. от конструкции рабочего колеса.

Работу вентилятора характеризуют такие аэродинамические параметры, как производительность  $V$  (м<sup>3</sup>/с), создаваемое им полное давление  $P$  (Па), потребляемая мощность  $N$  (кВт), коэффициент полезного действия  $\eta$ .

Характеристика вентилятора графически выражает связь между основными параметрами, характеризующими его работу. В соответствии с ГОСТ 10616-73 совокупность зависимостей полного и статического давлений, потребляемой мощности и КПД вентилятора от производительности при определённой частоте вращения и постоянной плотности воздуха называют индивидуальной аэродинамической характеристикой вентилятора. Различают два вида характеристик вентилятора – полную и универсальную. Полная характеристика вентилятора определенных геометрических размеров при неизменной частоте вращения выражает зависимость создаваемого давления, потребляемой мощности и КПД от расхода перемещаемой среды.

Все вышеуказанные характеристики строят обычно на одном графике, откладывая по оси абсцисс расход, а по оси ординат давление, потребляемую мощность и КПД (рис. 5.1).

Рабочей частью характеристики вентилятора называют ту ее часть, для которой КПД составляет 90 % и более от максимального значения.

Наиболее важной при подборе вентилятора является зависимость между давлением и производительностью  $P = f(V)$  – так называемая характеристика давления, или напорная характеристика. В этой характеристике вентилятора (кривая 1, рис. 5.2) выделяют 2 особые точки:  $a$  – холостого хода;  $b$  – холостого расхода.



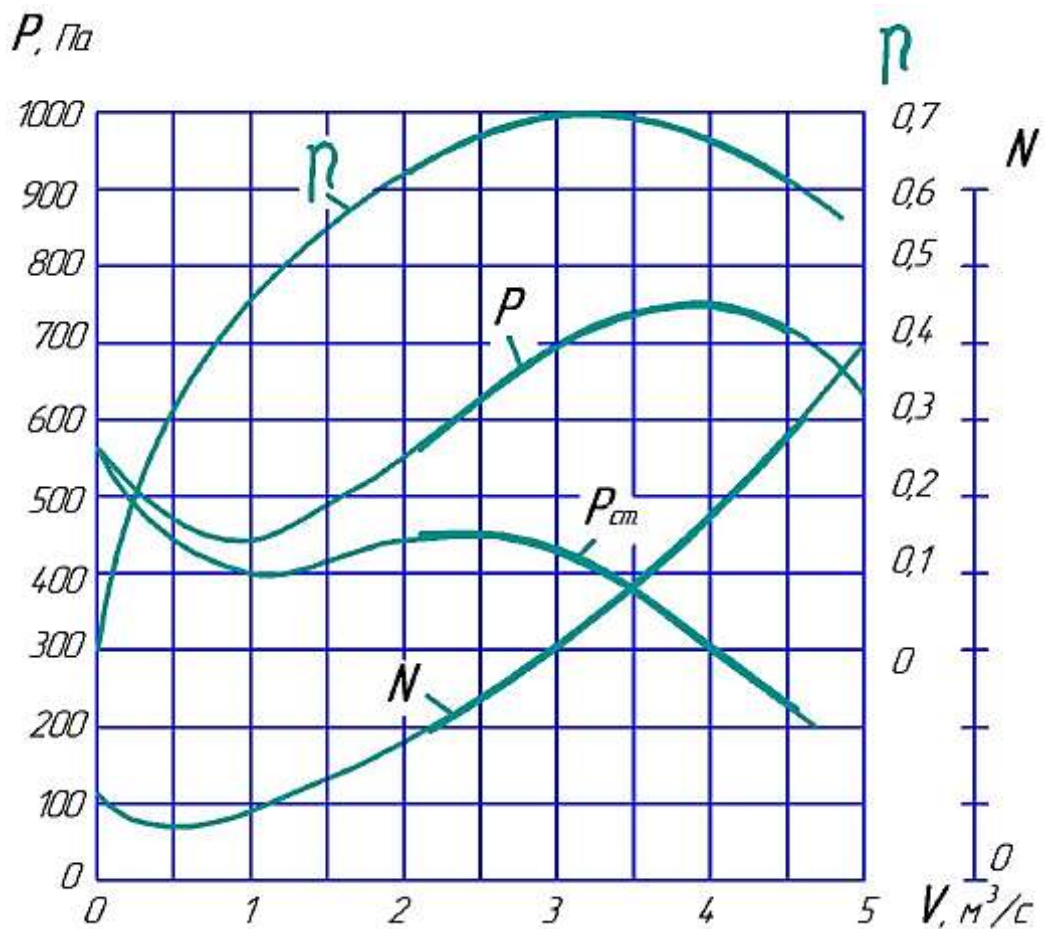


Рисунок 5.1 – Характеристики вентилятора (давление, потребляемая мощность и КПД)

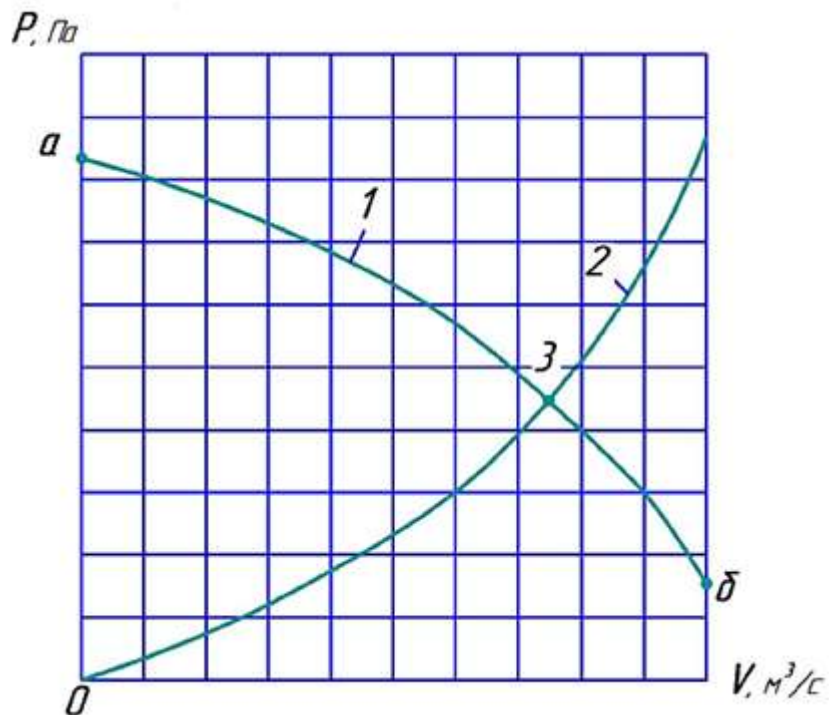


Рисунок 5.2 – Наложение характеристик вентилятора и сети:  
1 – характеристика вентилятора; 2 – характеристика сети; 3 – точка устойчивой совместной работы вентилятора и сети

В точке а, где  $V = 0$  и  $P = P_{max}$ , вся энергия расходуется на создание давления при полностью закрытом выходном патрубке вентилятора. В точке б, где  $V = V_{max}$  и  $P = 0$ , вся энергия расходуется на перемещение воздуха и компенсацию потерь, возникающих при его прохождении через вентилятор, т. е. вентилятор работает без подключения к системе воздухопроводов, называемых сетью. Каждая сеть имеет свою характеристику – зависимость суммарных потерь давления от расхода подаваемого в эту сеть воздуха, т. е.  $P_{пот} = f(V)$  (кривая 2, см. рис. 5.2). Уравнение, описывающее характеристику сети, близко к уравнению параболы

$$P_{пот} = CV^2, \quad (5.2)$$

где  $C$  – коэффициент, зависящий от сопротивления сети.

Точку пересечения характеристик сети и работающего с ней вентилятора (точка 3, см. рис. 5.2) называют точкой устойчивой работы вентилятора.

Полную характеристику строят на основании испытаний одного из серии геометрически подобных вентиляторов, а характеристики остальных получают расчётным путем, используя следующие соотношения:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{n}{n_1} \left(\frac{D}{D_1}\right)^3, \quad (5.3)$$

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D}{D_1}\right)^2, \quad (5.4)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \left(\frac{D}{D_1}\right)^5. \quad (5.5)$$

Здесь индексом (1) отмечены параметры, относящиеся к любому вентилятору из серии геометрически подобных, а характеристики образцового вентилятора индексами не отмечены.

Универсальная характеристика выражает связь между полным давлением, создаваемым вентилятором, и расходом среды при различных частотах вращения рабочего колеса. Строится она в координатах  $P$ - $V$  (рис. 5.3) с нанесением кривых  $P_{пот} = f(V)$  для различных частот вращения ( $n = \text{const}$ ) и линий, соединяющих точки на этих кривых с одинаковыми значениями КПД ( $\eta = \text{const}$ ).

Пользоваться такими характеристиками очень удобно. В соответствии с заданными значениями  $P_{пол.}$  и  $V$  на графике отмечается точка, положение которой определяет значение частоты вращения колеса  $n$  и КПД вентилятора. Из графика определяется мощность двигателя вентилятора  $N$ .

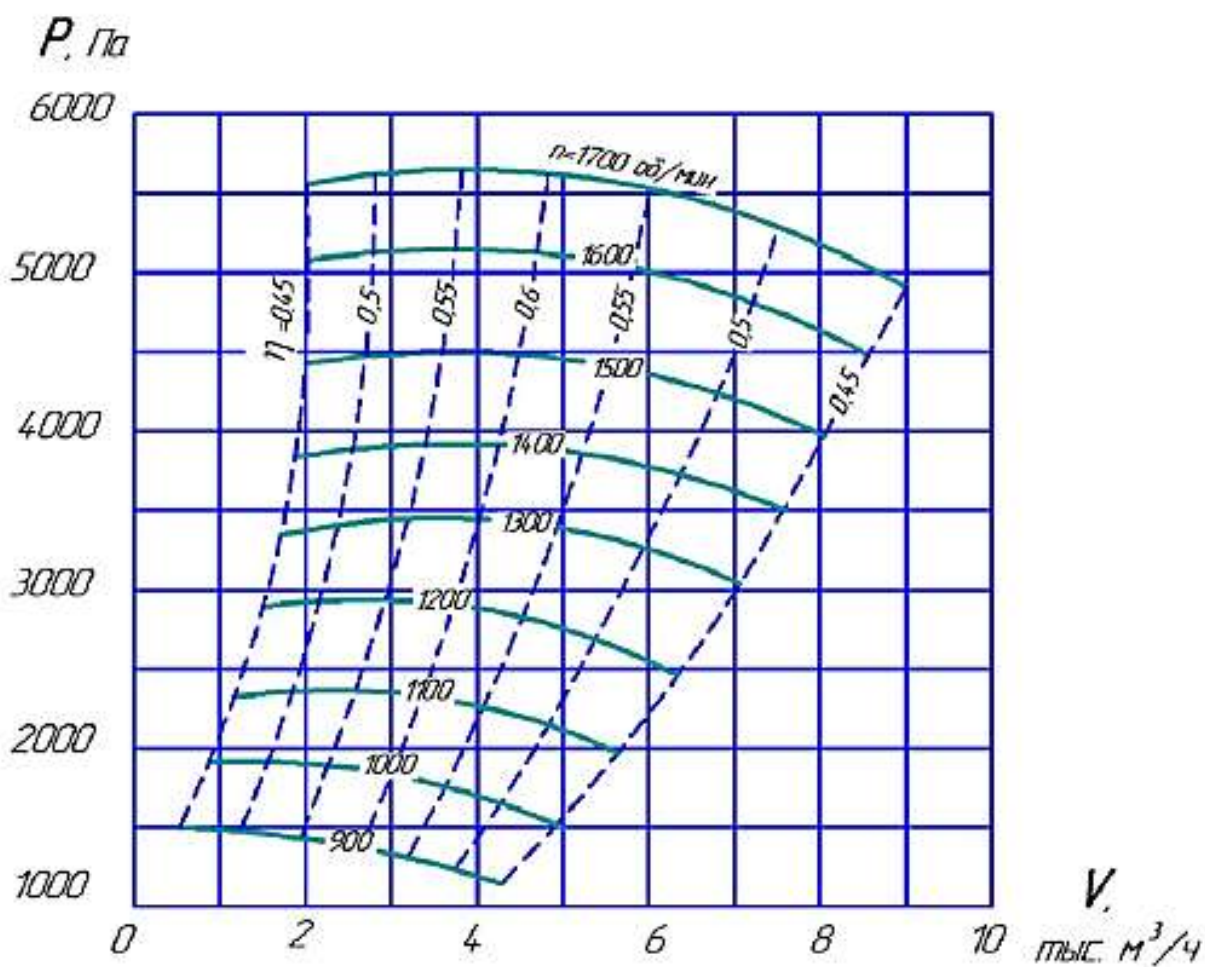


Рисунок 5.3 – Пример универсальной характеристики вентилятора

#### *Порядок выполнения работы.*

Лабораторная установка для изучения закономерностей движения газов по трубам и каналам показана на рисунке 5.4.

Основным элементом установки, на котором исследуют закономерности движения воздуха, является труба 1, имеющая внутренний диаметр 46 мм и два поворота на  $90^\circ$ . К трубе присоединён коллектор 15 с внутренним диаметром 100 мм, соединённый с помощью шаровых кранов 12...14, с тремя трубами 8...10, имеющими внутренний диаметр 21 мм и различную шероховатость внутренней поверхности. Для измерения статического давления на установке предусмотрены пронумерованные штуцеры, соединенные трубками через соответствующий кнопочный кран, имеющий тот же номер что и штуцер, с коллектором 2. Коллектор подключён к датчику давления 3, который при появлении избыточного давления в коллекторе вырабатывает унифицированный токовый сигнал и передаёт его на вторичный прибор измерения давления 17. Вторичный прибор показывает этот сиг-

нал в виде цифр, соответствующих избыточному давлению в коллекторе 2 в кПа.

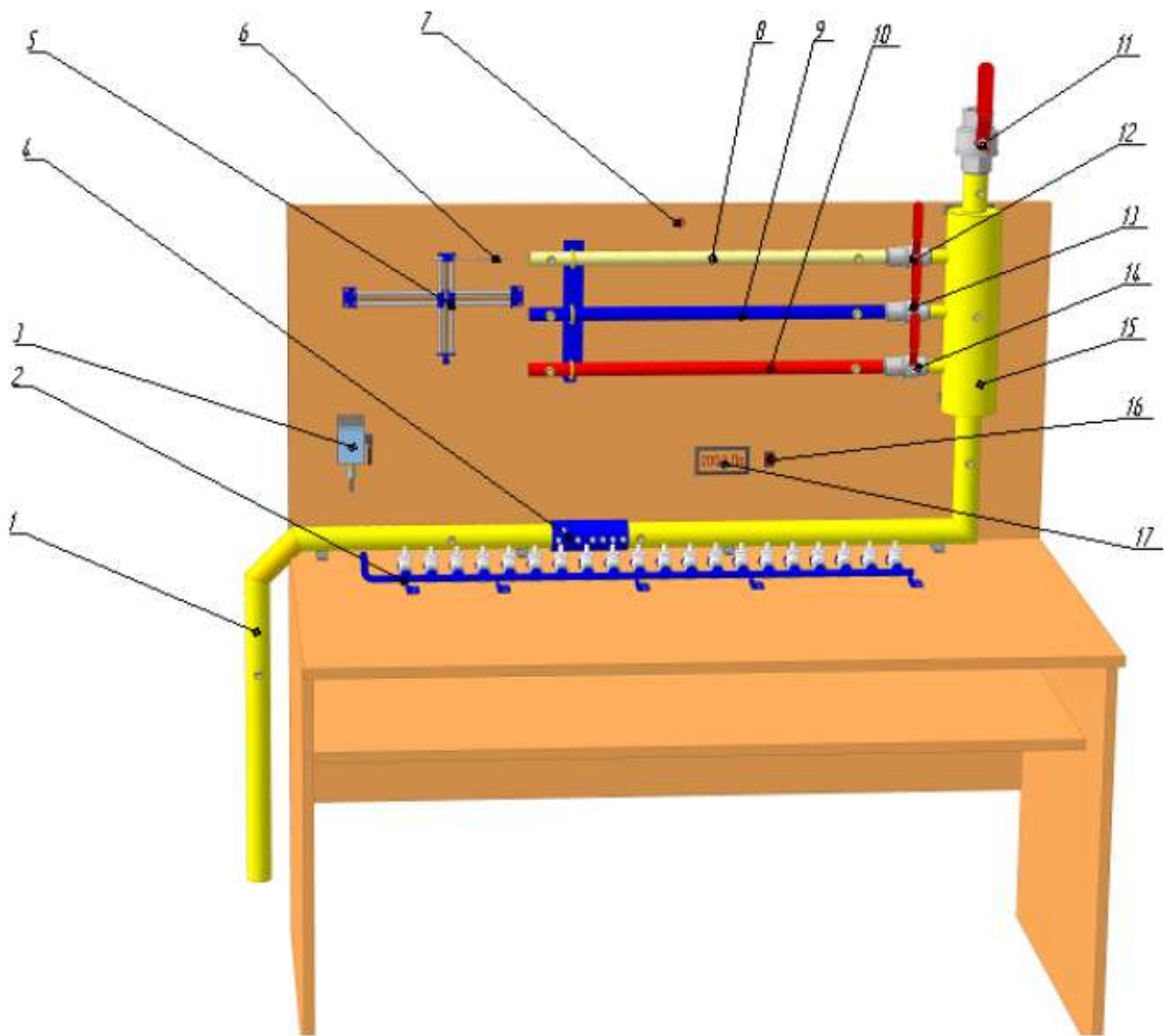


Рисунок 5.4 – Лабораторная установка:

1 – воздуховод; 2 – коллектор с кнопчными кранами; 3 – датчик давления; 4 – труба Вентури; 5 – координатник; 6 – измерительная пневмометрическая трубка; 7 – сигнальная лампочка; 8 – гладкая труба внутренним диаметром 20 мм; 9 – труба с абсолютной шероховатостью 0,3 мм; 10 – труба с абсолютной шероховатостью 0,6 мм; 11 – шаровой кран диаметром 40 мм; 12, 13, 14 – шаровые краны диаметром 20 мм; 16 – электрический выключатель; 17 – вторичный прибор измерения давления

Поскольку выполнение лабораторной работы связано с измерением статического давления в той или иной точке, то студенту при выполнении лабораторной работы остается лишь правильно выбрать точку измерения и произвести нужное измерение.

Для измерения статического давления необходимо подготовить установку и приборы к работе.

До того как преподавателем будет включён вентилятор, нужно подать напряжение на установку, включив электрический выключатель 16. При этом должна загореться сигнальная лампочка 7 и цифры на вторичном измерительном приборе 17. Необходимо дать прибору прогреться в течение не менее пяти минут. Соединить коллектор 2 с атмосферой, нажав любой из кнопочных кранов, и удерживать его в нажатом состоянии 3...5 секунд. При этом вторичный измерительный прибор должен показать нулевое давление. Если прибор показывает иное давление, то следует одновременно нажать две металлические кнопки, расположенные на панели прибора, и удерживать их до тех пор, пока прибор не покажет нулевое давление. После этого установка готова к работе, а преподаватель, убедившись в готовности всех установок, может включать вентилятор.

Для измерения давления в выбранной студентом точке необходимо нажать кнопочный кран с соответствующим номером и удерживать его в нажатом состоянии до стабилизации показаний вторичного прибора (примерно 5...15 секунд). При нажатии на любой кнопочный кран происходит соединение соответствующего штуцера с коллектором. При этом статическое давление в месте установки штуцера передаётся в коллектор и воздействует на подключенный к коллектору датчик давления. Датчик давления преобразует полученный импульс в унифицированный токовый сигнал и передаёт его на вторичный прибор измерения давления. После того как кнопка крана будет отпущена, в коллекторе остаётся давление, которое показывает вторичный прибор, однако при этом установка готова к измерению давления в любой другой точке. Одновременное нажатие двух кнопочных кранов при замере давления не допускается.

Работу выполняют с использованием вентилятора, обеспечивающего лабораторную установку воздухом. Вентилятор имеет номинальную мощность двигателя 1,5 кВт и частоту вращения 2850 об/мин. Управление работой вентилятора осуществляют с помощью частотного преобразователя, который в автоматическом режиме поддерживает заданную частоту вращения рабочего колеса при изменении сопротивления сети и позволяет определять мощность на валу двигателя.

Управление частотным преобразователем осуществляет только преподаватель.

Работу можно выполнить, когда все остальные лабораторные установки отключены.

В зависимости от задания преподавателя студент может снять либо полную, либо универсальную характеристику вентилятора. Для этого преподаватель должен включить вентилятор и установить частоту вращения рабочего колеса.

Студент устанавливает расход воздуха с помощью шарового крана *11*, измеряя статическое давление в точке 1 (в данном случае это давление можно рассматривать как статическое давление, создаваемое вентилятором  $P_{ст}$ ) и суммарный расход воздуха с помощью труб Вентури, измеряя давления в точках 8 и 9. Измерения проводят при 5...6 различных расходах. Результаты измерений заносят в таблицу 5.1.

Результаты измерений позволяют рассчитать расход воздуха ( $V_1, V_2, V_3$ ) по формуле (5.6) и определить суммарный расход, м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\Sigma} = V_1 + V_2 + V_3. \quad (5.6)$$

Скорость воздуха в выхлопном патрубке вентилятора (м/с), необходимую для расчёта динамического давления, находят по формуле

$$W = \frac{4V_{\Sigma}}{\pi d^2}, \quad (5.7)$$

где  $d$  – диаметр выхлопного патрубка вентилятора (для данного вентилятора  $d = 0,1$ ), м.

Динамическое давление рассчитывают по формуле:

$$P_{дин} = \frac{W^2}{2} \rho_t, \quad (5.8)$$

где  $\rho_t$  – плотность воздуха при реальных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Потребляемую двигателем вентилятора мощность  $N$  определяют по показаниям, которые отображаются на экране дисплея частотного преобразователя.

Коэффициент полезного действия рассчитывают по формуле

$$\eta = \frac{100V_{\Sigma}P_{пол}}{N}, \quad (5.9)$$

где  $P_{пол} = P_{ст} + P_{дин}$  – полное давление, создаваемое вентилятором, Па.

*Обработка результатов эксперимента и оформление отчёта.*

После расчётов и заполнения таблицы 5.1 строят полную или универсальную характеристику вентилятора. Все характеристики строят на одном графике.

В отчёте должны быть приведены сведения о работе и характеристиках центробежных вентиляторов, содержание и порядок проведения испытаний, все расчёты.

Таблица 5.1 – Форма записи результатов измерений и расчётов

Измеряемая величина	Результат измерения						
	1	2	3	4	5	6	7
Давление в точке 8, Па							
Давление в точке 9, Па							
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч							
Скорость воздуха в выхлопном патрубке вентилятора, м/с (диаметр патрубка 100 мм)							
Динамическое давление $P_{дин}$ , Па							
Полное давление $P_{пол}$ , Па							
Мощность вентилятора $N$ , кВт							
Коэффициент полезного действия $\eta$ , %							

Результаты измерений и расчётов представляют в виде таблицы, при этом сами расчёты приводят полностью.

Графическое построение характеристик вентилятора производят на отдельном листе в масштабе не менее того, который позволяет формат страницы ученической тетради.

Отчёт завершают краткими выводами о характере зависимостей, полученных в результате испытаний центробежного вентилятора.

*Контрольные вопросы.*

1. Цель выполняемой работы.
2. Что такое полная и универсальная характеристики вентилятора?
3. От чего зависит величина полного давления, развиваемого вентилятором?
4. Как зависит мощность вентилятора от расхода среды?
5. Как зависит полное давление, развиваемое вентилятором, от расхода воздуха?
6. Как зависит КПД вентилятора от расхода воздуха?

## Лабораторная работа № 6. Испытание центробежного вентилятора

### *Цель работы.*

Приобрести навыки экспериментального определения характеристик вентилятора.

*Рекомендуемая литература:* [1, 3, 4, 5].

### *Задание.*

1. Изучить лабораторную установку по определению характеристик вентилятора.
2. Провести лабораторные исследования.
3. Измерить потребляемую мощность и давление на дифференциальных манометрах для полностью открытого отверстия всасывающего трубопровода, 6-ти промежуточных положений диафрагмы (заслонки) и полностью закрытого отверстия трубопровода.
4. Произвести расчет.
5. Заполнить отчет о проделанной работе.

### *Теоретическая часть.*

Вентилятор – центробежная машина, предназначенная для перемещения газов. Центробежные вентиляторы условно делятся на вентиляторы низкого давления ( $p < 10^3$  Па), среднего давления ( $p = 10^3 \dots (3 \cdot 10^3)$  Па) и высокого давления ( $p = (3 \cdot 10^3) \dots 10^4$  Па).

В спиралеобразном корпусе 2 вентилятора вращается рабочее колесо (барабан) 1 с большим числом лопаток. Отношение ширины лопатки к ее длине зависит от развиваемого давления и является наименьшим для вентиляторов высокого давления. Газ поступает по оси вентилятора через патрубок 3 и удаляется из корпуса через нагнетательный патрубок 4 (рис. 6.1). Форму и размеры корпуса вентилятора, рабочего колеса, лопаток и патрубков выбирают такими, чтобы гидравлические потери были наименьшими.

Рабочие колеса вентиляторов низкого давления имеют лопатки, загнутые назад. У некоторых типов вентиляторов высокого давления лопатки загнуты вперед для создания большого напора.

Характеристики вентилятора служат для исследования их работы в различных условиях и для подбора вентиляторов при проектировании вентиляционных установок.



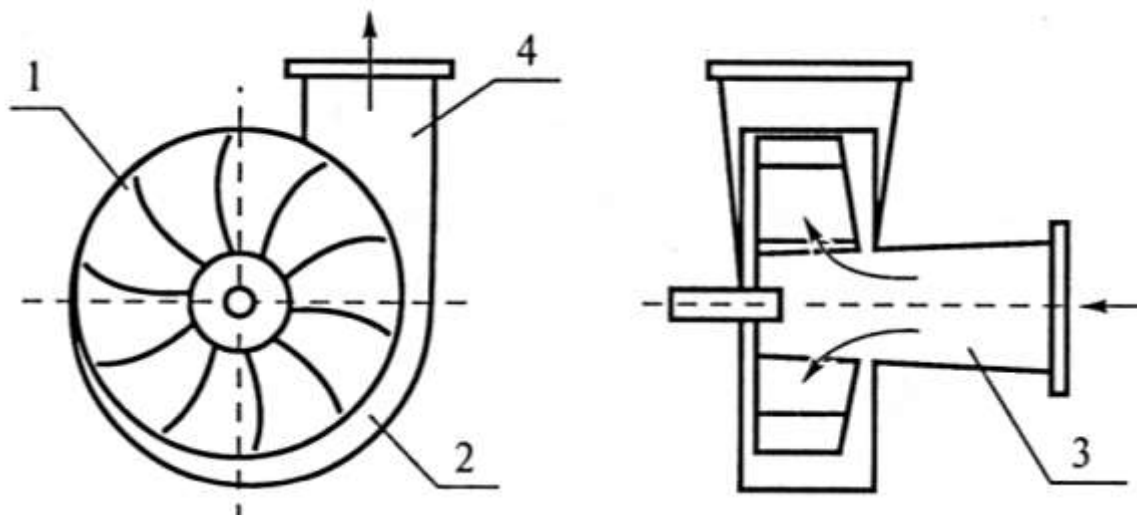


Рисунок 6.1 – Центробежный вентилятор

Рабочий режим устанавливается по точке пересечения характеристики вентилятора с характеристикой сети. Совмещение характеристики сети и вентилятора дает рабочую точку; она отвечает наибольшей производительности вентилятора при его работе на данную сеть.

Рабочими характеристиками вентилятора называются функциональные зависимости:  $H=f_1(Q)$ ,  $N=f_2(Q)$ ,  $\eta=f_3(Q)$ , полученные при постоянном числе оборотов рабочего колеса.

Объемная подача вентилятора  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, определяется объемом воздуха, подаваемого вентилятором в нагнетательный патрубок в единицу времени.

Напор  $H$ , м, характеризует удельную энергию, которая сообщается вентилятором единице веса перемещаемого воздуха.

Полезная мощность  $N$ , Вт, затрачиваемая вентилятором на сообщение воздуху энергии давления, равна

$$N = \rho_{\text{в}} g Q H^1 = Q \Delta p, \quad (6.1)$$

где  $\rho_{\text{в}}$  – плотность подаваемого воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $Q$  – объемная подача вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $H^1$  – полный напор в метрах столба перекачиваемого воздуха;  $\Delta p$  – полное давление, создаваемое вентилятором, Па, равно разности полных давлений на нагнетающей и всасывающей сторонах воздушного тракта.

Мощность  $N_{\text{в}}$ , Вт, привода вентилятора

$$N_{\text{в}} = \frac{N}{\eta}, \quad (6.2)$$

где  $\eta$  – КПД вентилятора, равный 0,5...0,95, в зависимости от типа и объемной подачи вентилятора.

*Описание установки.*

Установка (рис. 6.2) состоит из центробежного вентилятора 1, смонтированного на одном валу с электродвигателем 2. К вентилятору присоединены трубы: всасывающая 11 и нагнетательная 3 одинакового диаметра ( $d=0,15$  м). В выходном отверстии нагнетательной трубы можно устанавливать диафрагмы разного сечения, позволяющие изменять площадь выходного отверстия и, следовательно, изменять сопротивление нагнетательного трубопровода.

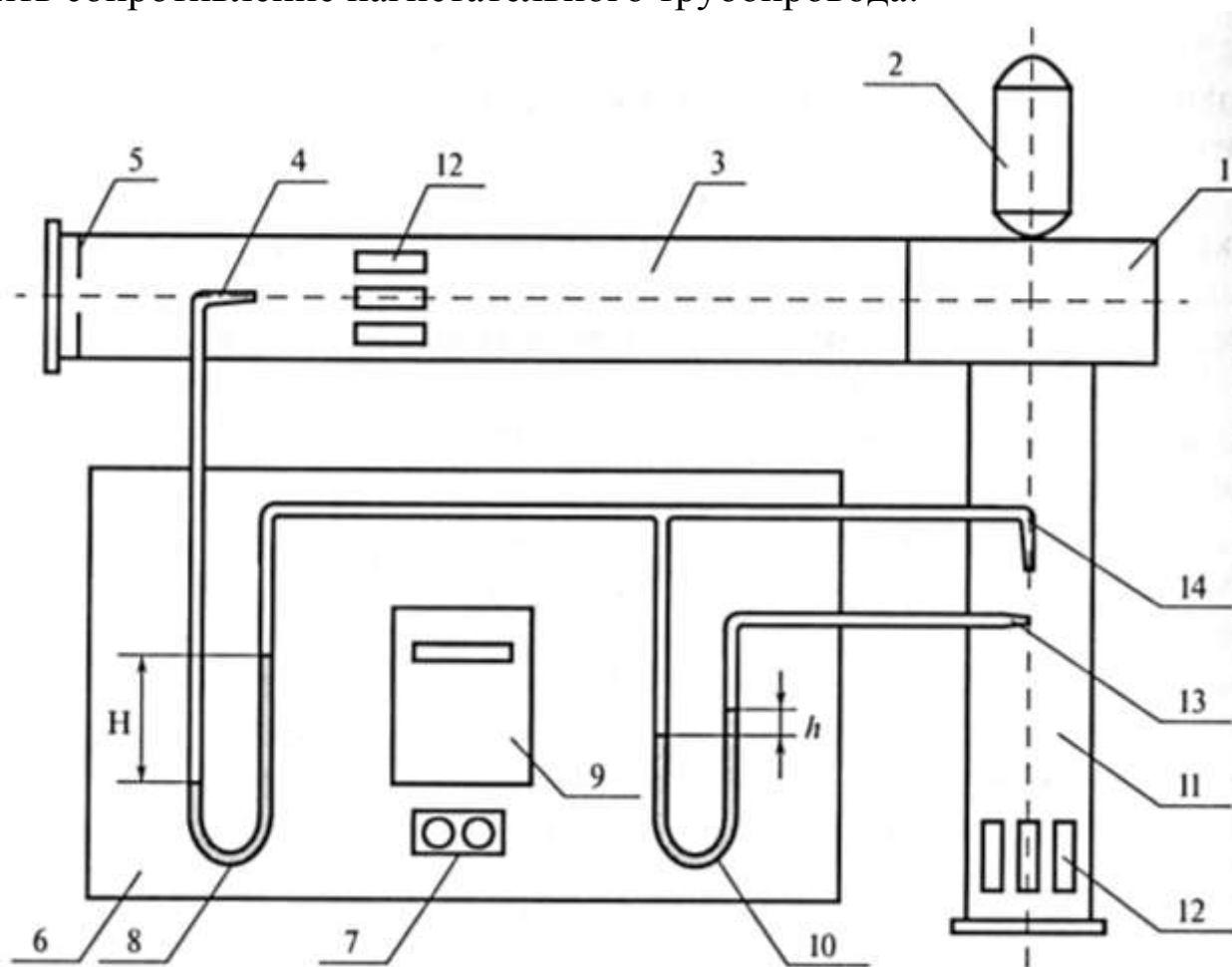


Рисунок 6.2 – Схема лабораторной установки:

1 – центробежный вентилятор; 2 – электродвигатель; 3 – нагнетательный патрубок; 4 – трубка полного напора в нагнетательном трубопроводе; 5 – диафрагма; 6 – щит управления; 7 – пусковая кнопка; 8 – дифманометр полного напора; 9 – счетчик электроэнергии; 10 – дифманометр скорости напора; 11 – всасывающий трубопровод; 12 – решетка, спрямляющая поток воздуха; 13 – трубка статического напора во всасывающем трубопроводе; 14 – трубка полного напора во всасывающем трубопроводе

При испытании трубопровода измеряют объемную подачу, развиваемый напор и потребляемую мощность. Объемную подачу и напор измеряют с помощью скоростной пневмометрической трубки Пито-Прандтля (рис. 6.3), мощность – электросчетчиком.

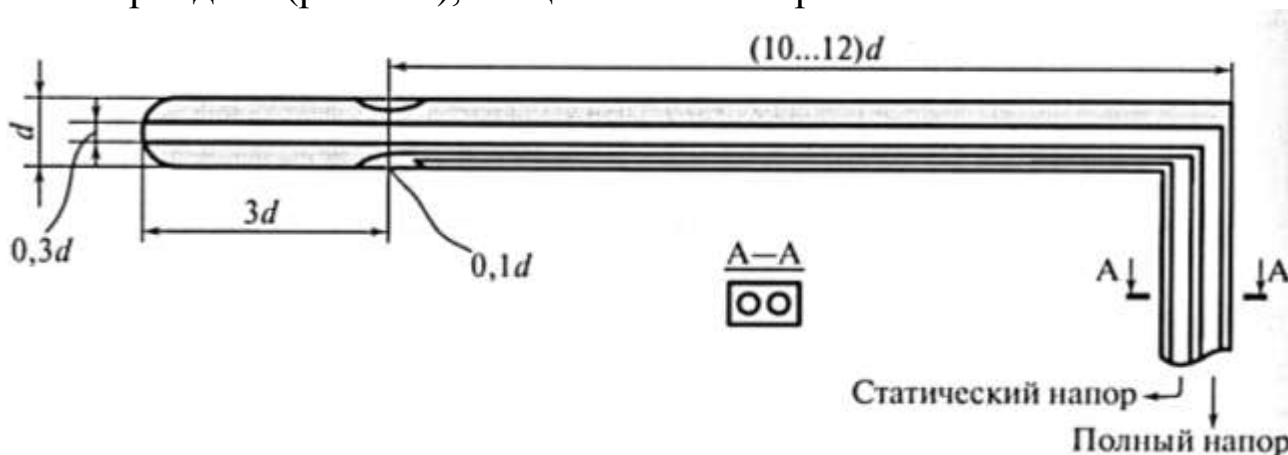


Рисунок 6.3 – Схема скоростной (пневмометрической) трубки

#### Методика проведения работы.

Включить вентилятор, нажав пусковую кнопку 7. На выходе из нагнетательного трубопровода или на входе во всасывающий трубопровод установить последовательно диафрагмы, которые, дросселируя поток воздуха, изменяют режим работы установки. Можно дросселировать вход.

Для каждого режима работы установки необходимо записать показания U-образных дифманометров, фиксирующих полный  $H$  и скоростной  $h$  напоры вентилятора.

С помощью секундомера определить частоту вращения диска электросчетчика  $\nu$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

Все измерения надо выполнять «на ходу», не выключая вентилятор при замене диафрагм. Все замеры необходимо провести не менее чем для семи режимов работы вентилятора (шесть диафрагм и без диафрагмы).

Результаты работы занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты эксперимента

Номер диафрагмы	$H$ , м	$h$ , м	$n$ , обороты диска	$\tau$ , с	$\nu = \frac{n}{\tau}$ , $\text{с}^{-1}$

### Обработка результатов эксперимента.

1. Объемную подачу вентилятора  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, рассчитывают по формуле

$$Q = \omega S, \quad (6.3)$$

где  $\omega$  – средняя скорость движения воздуха в трубопроводе, м/с,

$$\omega = \sqrt[0,9]{2g \frac{\rho}{\rho_0} h}, \quad (6.4)$$

где  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды, заполняющей дифманометры;  $\rho_0 = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при нормальных условиях;  $h$  – скоростной напор, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $S$  – площадь сечения воздухопровода, м<sup>2</sup> (диаметр воздухопровода равен 0,15 м).

2. Мощность, затрачиваемую вентилятором, т. е. мощность электродвигателя, вычисляют по формуле

$$N_e = \eta_{эл} \frac{3600}{450} v, \quad (6.5)$$

где  $v$  – частота вращения диска счетчика, с<sup>-1</sup>;  $\eta_{эл}$  – КПД электродвигателя,  $\eta_{эл} = 0,95$  (450 – число оборотов счетчика соответствует 1 кВт\*ч).

3. Полезную мощность, т. е. мощность, сообщенную потоку воздуха, определяют из уравнения

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000}, \quad (6.6)$$

где  $Q$  – объемная подача вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $H$  – полный напор, м;  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

4. Коэффициент полезного действия  $\eta$ , %, вентилятора находят по формуле

$$\eta = \frac{N100}{N_e}, \quad (6.7)$$

Результаты расчетов заносят в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – Результаты расчетов

Номер опыта	$H$ , м	$N$ , кВт	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\eta$ , %

По экспериментальным данным построить характеристики центробежного вентилятора. По оси абсцисс откладывают объемную подачу. По оси ординат – напор, полезную мощность и КПД. Графики

строятся на миллиметровой бумаге с обязательным нанесением расчетных точек.

*Правила и порядок выполнения работы.*

Последовательность действий для выполнения данной лабораторной работы должна быть следующей.

Вначале необходимо включить вентилятор. Обратите внимание, что для фиксации мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора, в цепь вентилятора включен электросчетчик. Для запуска электродвигателя, приводящего в действие лопасти воздушного вентилятора, достаточно нажать красную кнопку «Вкл» (рис. 6.4).

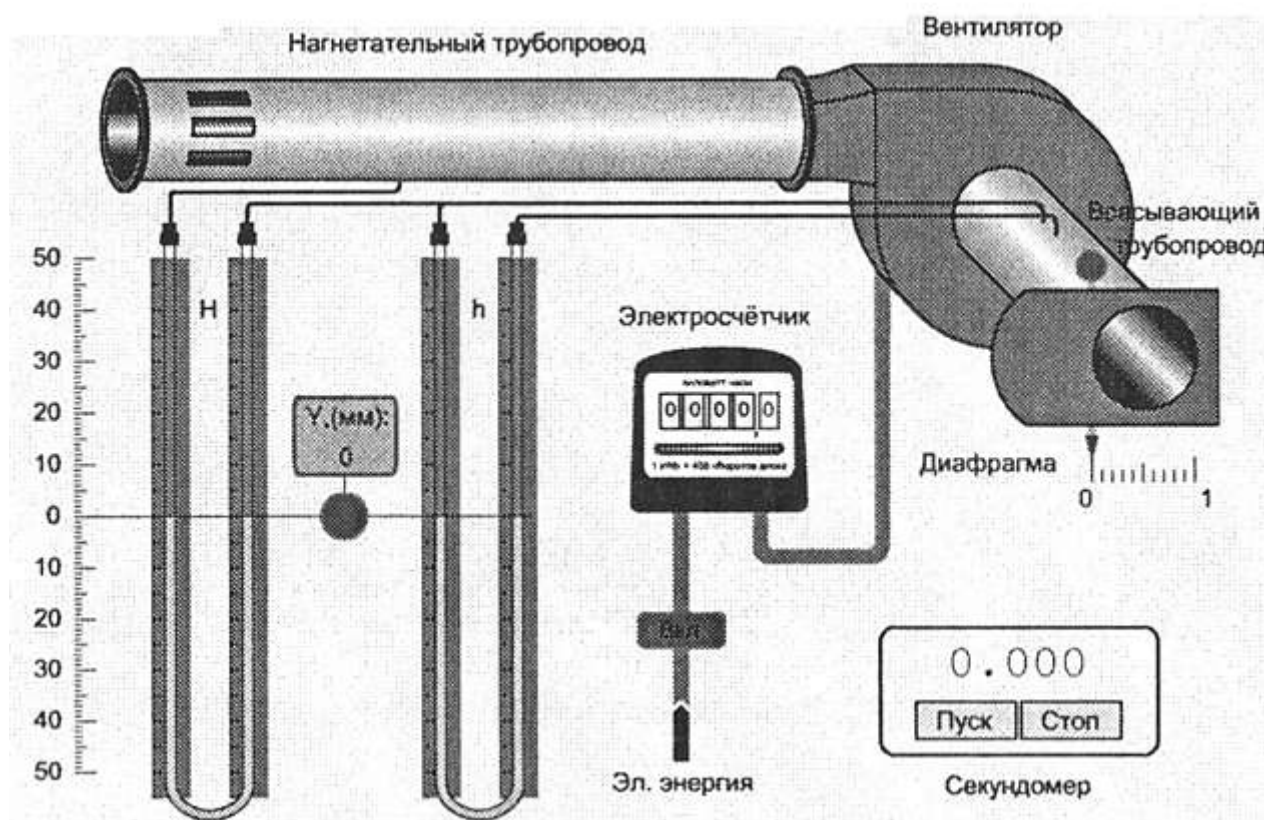


Рисунок 6.4 – Исходное состояние лабораторной установки

Для измерения потребляемой мощности по формуле (6.5) необходимо определить частоту вращения диска счетчика, то есть время, за которое диск совершит определенное количество оборотов. Время, за которое диск электросчетчика сделает, например, два оборота, измеряется при помощи секундомера, включенного в состав ролика.

Для включения секундомера необходимо нажать кнопку «ПУСК» (рис. 6.5).

Изменение положения диафрагмы на входе всасывающего трубопровода производится нажатием ручки диафрагмы (рис. 6.6). Для

ориентировочного отсчета положения заслонки служит специальная стрелка внизу диафрагмы, указывающая на шкалу из десяти делений.

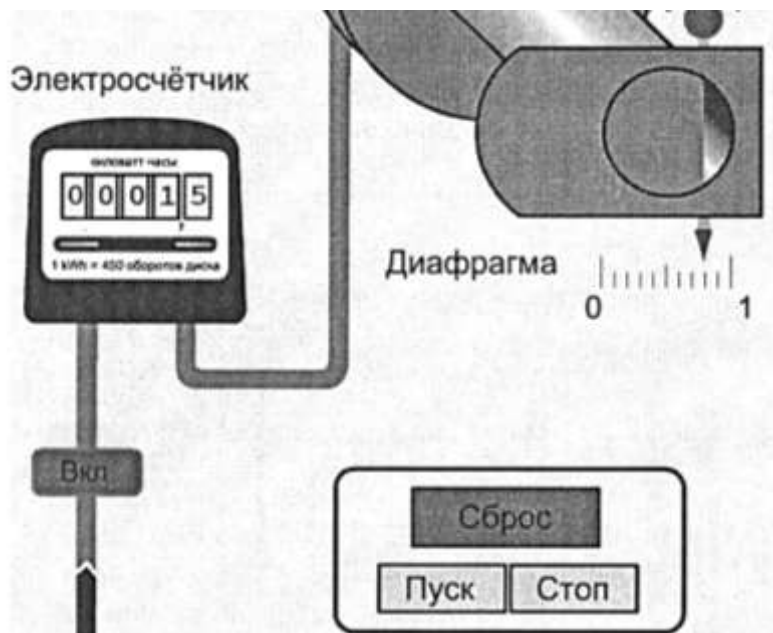


Рисунок 6.5 – Органы управления диафрагмой и секундомером

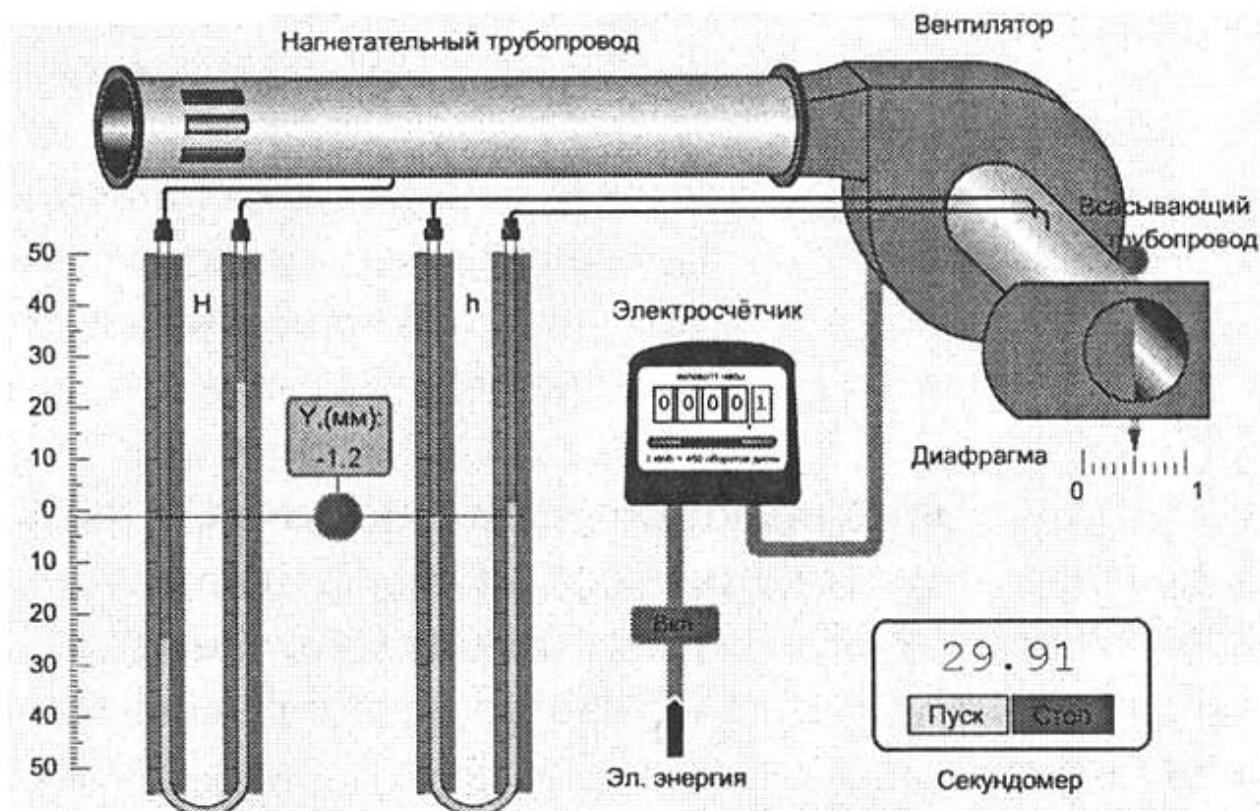


Рисунок 6.6 – Состояние установки при наполовину открытой диафрагме

Аналогично передвигается цифровая измерительная линия для фиксации значений давления в дифференциальных манометрах (рис. 6.6).

Измерение потребляемой мощности и значений соответствующих давлений в дифференциальных манометрах необходимо провести для полностью открытого отверстия всасывающего трубопровода, 6-ти промежуточных положений диафрагмы (заслонки) и полностью закрытого отверстия трубопровода. При этом диаметр трубопровода принимается равным 0,15 метра. Все измеренные величины внесите в соответствующие ячейки таблицы 6.1 и приступайте к расчетам.

*Контрольные вопросы.*

1. Дайте определение – вентилятор.
2. Какие бывают центробежные вентиляторы?
3. С какой целью лопасти вентилятора загнуты вперед?
4. Из чего состоит лабораторная установка?
5. Для чего нужны трубки Пито-Прандтля?
6. Для чего нужны характеристики вентилятора?
7. Как определяется объемная подача вентилятора?

## Самостоятельная работа

Самостоятельная работа студента состоит из ответов на представленные контрольные вопросы:

1. В чем отличие жидкостей от твердых тел и газов?
2. Какова взаимосвязь между плотностью и удельным весом жидкости? Укажите их единицы измерений.
3. Что называется коэффициентом объемного сжатия жидкости? Какова его связь с модулем упругости?
4. Как изменится плотность жидкости при увеличении температуры при постоянном давлении?
5. Что называется вязкостью жидкости? В чем состоит закон вязкостного трения Ньютона?
6. Какова связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости? Укажите их единицы измерения.
7. Какими свойствами реальной жидкости пренебрегают при использовании модели идеальной жидкости?
8. С какой целью в гидромеханике вводится понятие об идеальной жидкости?
9. В каких случаях реальная жидкость близка по своим свойствам к идеальной?
10. Какие силы, действующие в жидкости, являются поверхностными, массовыми?
11. Каковы свойства гидростатического давления?
12. Каков физический смысл величин, входящих в дифференциальные уравнения равновесия жидкости Эйлера?
13. Какое условие выполняется на границе свободной поверхности жидкости или на поверхности раздела двух жидкостей?
14. Как формулируется закон Паскаля и какова его связь с основным уравнением гидростатики?
15. Каковы соотношения между абсолютным давлением, избыточным и вакуумом?
16. Почему центр давления всегда находится ниже центра тяжести смоченной поверхности наклонной плоской стенки?
17. Как формулируется закон Архимеда? В каких случаях положение судна будет устойчивым и неустойчивым?
18. К какому методу описания движения относится построение эпюры скоростей в исследуемом сечении? Построение траектории движения частицы жидкости.



19. Каков физический смысл величин, входящих в дифференциальные уравнения движения Эйлера?
20. К каким выражениям приводится уравнение Бернулли в случаях:
- а) неподвижной жидкости;
  - б) равномерного движения в горизонтальном трубопроводе;
  - в) истечения жидкости из сосуда через круглое отверстие.
21. Каковы причины возникновения потерь напора при движении вязкой жидкости?
22. Как изменяется полный напор при движении идеальной жидкости по канату переменного сечения?
23. В чем отличие турбулентного течения жидкости от ламинарного?
24. Каков физический смысл критерия Рейнольдса? Критическое число Рейнольдса для труб круглого сечения.
25. Каковы условия гидродинамического подобия потоков?
26. Изобразите эпюру скоростей в цилиндрическом трубопроводе при ламинарном движении жидкости. Каково соотношение между средней и максимальной скоростями?
27. От каких параметров потока зависят потери на трение по длине при ламинарном движении жидкости?
28. Каковы особенности движения жидкости в начальном участке ламинарного движения?
29. Чем отличается распределение скоростей в цилиндрическом трубопроводе при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?
30. Каково понятие «гладкие» и «шероховатые» поверхности? Может ли одна и та же труба быть «гидравлически гладкой» и «гидравлически шероховатой»?
31. Какова зависимость между потерей напора и средней скоростью течения жидкости в различных зонах и линиях на графике Никурадзе?
32. От каких факторов зависит коэффициент гидравлического трения при турбулентном течении жидкости?
33. Как определяется гидравлический диаметр для некруглых трубопроводов?
34. Какие сопротивления называются местными?
35. По какой формуле определяются потери, вызванные местными сопротивлениями?

36. Как определить потерю напора при внезапном расширении трубопровода? Теорема Бордо-Карно.

37. Как определяется коэффициент сопротивления системы трубопроводов (суммарный коэффициент сопротивления)?

38. Как связаны между собой коэффициенты сопротивления, сжатия, скорости и расхода? Поясните физический смысл этих коэффициентов.

## **Порядок выполнения работы**

После выполнения работы каждым студентом составляется индивидуальный отчет, который должен содержать следующие разделы:

- титульный лист (указать наименование работы, кто выполнил, кто проверил, год выполнения работы);
- листы отчета (цель работы, схема опытного устройства, таблицы результатов измерений и результатов расчетов).

Особое внимание при проведении расчетов необходимо обращать на соблюдение единства систем единиц измерения. Все величины, участвующие в расчетах, выражать в единицах СИ.

Графическая часть строится на отдельной бумаге формата А4 в масштабе и прилагается к отчету.

## **Заключение**

В методических указаниях к выполнению лабораторных работ по курсу «Механика жидкости и газа» представлены работы с содержанием основных законов движения жидкости и газа при существенном изменении плотности, которое может иметь место при подводе (отводе) к жидкости или газу теплоты, или совершения над ним механической работы.

## Литература

1. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 670 с.
2. Герц, Е.В. Пневматические привода. Теория и расчёт / Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.
3. Кудинов, А.А. Техническая гидромеханика / А.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 2006. – 368 с.
4. Ковальчук, А.Н. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / А.Н. Ковальчук, В.В. Заболотный, В.Л. Смирнов, В.М. Долбаненко. – Красноярск: КрасГАУ, 2011. – 332 с.
5. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: ГИТТЛ, 1957. – 840 с.

## Условные обозначения

- $x, y, z$  – координаты, м  
 $X, Y, Z$  – напряжения массовой силы, соответственно вдоль оси  $x, y, z$ , м/с<sup>2</sup>  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>  
 $c$  – скорость, м/с  
 $a$  – местная скорость звука, м/с  
 $l$  – длина, м  
 $L$  – работа, Дж  
 $d$  – диаметр, м  
 $H, h$  – высота (напор), м  
 $r$  – радиус, м  
 $\delta$  – толщина, м  
 $S$  – площадь, м<sup>2</sup>  
 $V$  – объём, м<sup>3</sup>  
 $t$  – время, с  
 $T$  – температура, К  
 $m$  – масса, кг  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>  
 $p$  – давление, Па  
 $\sigma, \tau$  – напряжение, соответственно нормальное и касательное, Па  
 $G$  – массовый расход, кг/с  
 $Gv$  – объёмный расход, м<sup>3</sup>/с  
 $F$  – сила, Н  
 $M$  – момент силы, Н\*м  
 $E$  – энергия, Дж  
 $Q$  – теплота, Дж  
 $Cp, Cv$  – теплоёмкость, соответственно при постоянном давлении и объёме Дж/(кг\*К)  
 $R$  – удельная газовая постоянная, Дж/(кг\*К)  
 $i$  – энтальпия, Дж/кг  
 $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Н\*с/м<sup>2</sup>  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с  
 $\omega$  – угловая скорость, рад/с (1/с)  
 $k$  – показатель адиабаты (изоэнтропы)  
 $M$  – число Маха  
 $Re$  – число Рейнольдса  
 $\sigma^*$  – коэффициент сохранения давления торможения

$\zeta_{\Gamma}, \zeta_{\text{тр}}, \zeta_{\text{м}}$  – коэффициенты гидравлических потерь, соответственно общих, на трение, местных

$\varepsilon, \varphi, \psi$  – коэффициенты, соответственно сужения струи, скорости, расхода

$\varepsilon_{\text{T}}$  – степень турбулентности

\* – параметры заторможенного потока

$\text{в}$  – воздух

$\text{о}$  – отверстие

$\text{н}$  – параметры окружающей среды (невозмущённого потока)

$\text{у}$  – узкое (сечение)

$\text{тр}$  – трение

$\text{мех}$  – механическая (работа)

МЖГ – механика жидкости и газа

МЖ – механика жидкости

МГ – механика газа

ГГД – гидрогазодинамика

ВРД – воздушно-реактивный двигатель

# **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

*Методические указания  
к выполнению лабораторных работ*

**Тепляшин Василий Николаевич**

**Невзоров Виктор Николаевич**

**Мацкевич Игорь Викторович**

**Кох Жанна Александровна**

*Электронное издание*

Редактор И.Н. Крицына

Подписано в свет 02.07.2019. Регистрационный номер 312  
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета  
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117

e-mail: rio@kgau.ru