

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

В.Н. Тепляшин, И.В. Мацкевич, В.Н. Невзоров

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Методические указания к выполнению практических работ

Электронное издание

Красноярск 2019

Рецензент

*В.Н. Холопов, доктор технических наук, профессор кафедры
автомобилей и транспортно-технологических машин
ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет
науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева»*

Тепляшин, В.Н.

Механика жидкости и газа: метод. указания к выполнению практических работ / В.Н. Тепляшин, И.В. Мацкевич, В.Н. Невзоров; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2019. – 89 с.

В методических указаниях приведен краткий сборник типовых задач, что позволяет изучать дисциплину «Механика жидкости и газа» или ее отдельные разделы как традиционным путем, так и самостоятельно. Содержание методических указаний соответствует курсу лекций, читаемому авторами в Красноярском ГАУ, где изучаются основные законы 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.

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., Мацкевич И.В.,
Невзоров В.Н., 2019

© ФГБОУ ВО «Красноярский государственный
аграрный университет», 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Методические рекомендации.....	5
Практическая работа № 1. Кавитация в потоке жидкости	7
Практическая работа № 2. Градуировка диафрагмы.....	14
Практическая работа № 3. Исследование особенностей течения и энергообмена вихревых потоков жидкости в гидравлическом генераторе тепла	23
Практическая работа № 4. Определение потерь давления в воздуховодах	36
Практическая работа № 5. Определение аэродинамических характеристик профиля турбинной лопатки	51
Практическая работа № 6. Определение коэффициента сопротивления шара при обтекании безграничным потоком.....	64
Самостоятельная работа	78
Порядок выполнения работы	79
Заключение	80
Литература	81
Условные обозначения	82
Приложение	84

Введение

Методические указания к выполнению практических работ по курсу «Механика жидкости и газа» предназначены для студентов, обучающихся по направлению 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» очной и заочной форм обучения.

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 в сфере профессиональной деятельности;
- физико-механические характеристики жидкости и газа в сфере профессиональной деятельности.

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

Методические указания включают 6 практических работ и состоят из введения, методических рекомендаций, практического практикума, самостоятельной работы студентов, порядка выполнения работы, заключения, списка использованной литературы, условных обозначений и приложения.

Каждая практическая 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 практическую работу, студенты должны выключить оборудование и предъявить преподавателю протокол испытаний.

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

К практическим 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 практическая работа, которая предусмотрена планом. Категорически воспрещается выполнять другие работы.

Во время выполнения практической 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.

Практическая работа № 1. Кавитация в потоке жидкости

Цель работы. Визуальное наблюдение кавитации жидкости в трубке Вентури; ознакомление с экспериментальным и расчётным методами определения кавитационного режима течения жидкости; экспериментальное определение критического кавитационного числа $\chi_{кр}$ при движении жидкости в трубке Вентури.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание:

1. Изучить экспериментальную установку.
2. Ознакомиться с методами расчета определения кавитационного режима течения жидкости.
3. Экспериментально определить критическое кавитационное число при движении жидкости в трубке Вентури.

Теоретическая часть

Кавитация (*от лат.* кавитас – пустота) – нарушение сплошности жидкости вследствие образования в ней пустот (пузырьков, пузырей, каверн), заполненных выделившимся из жидкости паром.

В движущейся жидкости кавитация возникает и развивается в том месте потока, где давление уменьшается до давления насыщенного пара. Возникновение кавитации начинается с образования в потоке кавитационных пузырьков, внутрь которых выделяются растворённые в жидкости газы. При дальнейшем развитии кавитации происходит выделение пара из-за «холодного» кипения жидкости. Образующиеся кавитационные пузырьки перемещаются, увлекаемые потоком жидкости, увеличиваются в размерах, укрупняются и объединяются, что приводит к образованию крупных кавитационных пузырей и каверн. Но так как в потоке жидкости за зоной кавитации давление повышается, рост кавитационных пузырей и каверн, в связи с повышением давления, прекращается, пар в них конденсируется, пузыри и каверны практически мгновенно исчезают – «схлопываются».

Непрерывное схлопывание многочисленных кавитационных пузырей и каверн сопровождается характерным кавитационным шумом и колебаниями давления жидкости. Колебания давления распространяются в потоке жидкости и передаются стенкам, окружающим поток, вызывая вибрацию гидравлических агрегатов и систем.

Так как пузыри и каверны схлопываются практически мгновенно, то окружающая их жидкость с большой скоростью устремляется

вовнутрь исчезающих полостей. В результате в центре этих полостей в момент их схлопывания возникают гидравлические микроудары с большими повышениями давления (на десятки мега-паскалей) и температуры жидкости (на сотни градусов). Многочисленные непрерывные гидравлические микроудары усиливают колебания и вибрации, а воздействие этих микроударов на стенки каналов приводит к их кавитационной эрозии – разрушению материала стенок в зоне схлопывания. Кроме того, по мере развития кавитации интенсивно возрастают гидравлические потери в потоке жидкости на участке в зоне кавитации и за ней. Кавитация в потоке жидкостей обычно не допускается, так как при кавитации нарушаются расчётные режимы работы гидравлических агрегатов и систем, ухудшаются показатели их работы, уменьшается КПД, появляются недопустимые колебания давления в потоке и вибрации, кавитационная эрозия приводит к недопустимым разрушениям материала стенок в зоне схлопывания. Однако имеются случаи, когда кавитация специально организуется и полезно используется.

Для расчётной оценки отсутствия или наличия кавитации в потоке жидкости используется кавитационное число

$$\chi = \frac{p - p_{\text{нас}}}{\rho \cdot c^2} \quad (1.1)$$

где ρ – плотность жидкости, p – давление насыщенного пара жидкости, $p_{\text{нас}}$ и c – давление насыщенного пара жидкости перед местом возможного возникновения и развития кавитации.

Значение χ , при котором в этом месте возникает и развивается кавитация, называется критическим кавитационным числом $\chi_{\text{кр}}$. При $\chi > \chi_{\text{кр}}$ кавитации не будет, при расчётных $\chi < \chi_{\text{кр}}$ кавитация будет возникать и развиваться. Значения $\chi_{\text{кр}}$ определяются опытным путём и даются в соответствующих справочниках. Иногда эти значения можно оценить расчётом по теоретическим зависимостям для потока жидкости.

Схема трубы Вентури представлена на рисунке 1.1.

Для потока жидкости в полностью заполненной трубе Вентури основными зависимостями, составленными соответственно для участков потока 1-у, у-2, являются

уравнения Бернулли:

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 + \rho g h_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho g h_2, \quad (1.2)$$

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 + \rho g h_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho g h_2, \quad (1.3)$$

уравнения расхода:

$$Q = S_1 v_1 = S_2 v_2, \quad (1.4)$$

формулы для расчета потерь удельной энергии потока:

$$h_{\text{пот}} = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.5)$$

$$h_{\text{пот}} = \xi \frac{Q^2}{2gS^3}, \quad (1.6)$$

где p – статистическое давление жидкости; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость в сечении потока; η – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей в соответствующем поперечном сечении потока; ξ – коэффициент гидравлических потерь удельной энергии потока; S – площадь поперечного сечения потока; Q – объемный расход жидкости в потоке.

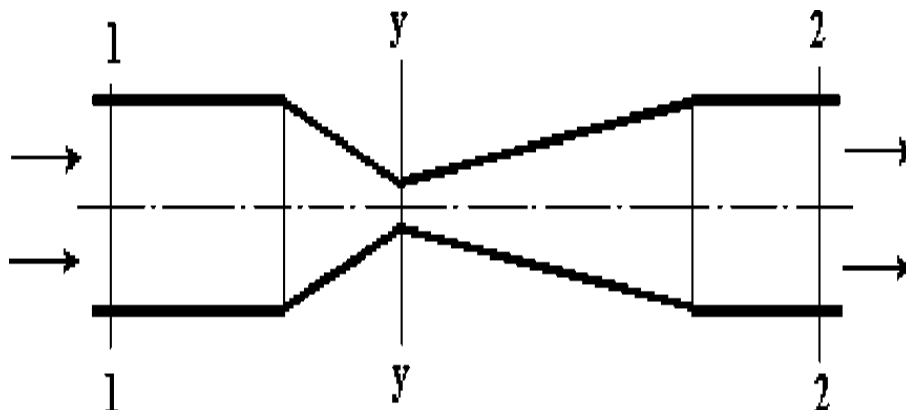


Рисунок 1.1 – Схема трубы Вентури

При следующих допущениях:

$\eta_1 = \eta_y = \eta_2 = 1,0$ (турбулентный режим течения), $p_{н.н.} = 0$ (для воды при температурах $0 \dots 20$ °С давление $p_{н.н.} = 6 \dots 23$ ГПа), $h_{(1-y)} = 0$, ис-

пользуя уравнения (1.1)–(1.6), получают расчётные зависимости для потока жидкости в трубе Вентури:

$$\chi = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (1.7)$$

$$= \frac{v_2}{v_1}, \quad (1.8)$$

$$= \frac{d_1^2}{d_2^2}, \quad (1.9)$$

где χ – расчетное значение $\chi_{кр}$ для потока жидкости в трубе Вентури; Q_{\max} – максимально возможный объем расход жидкости через трубу Вентури при давлении p_1 (устанавливается при наличии кавитации в потоке).

Описание установки

В качестве лабораторной установки используется универсальный гидравлический стенд ГС-3М.

Рабочий участок гидростенда для данной лабораторной работы представляет собой горизонтальную трубу постоянного сечения (внутренний диаметр $d = 20$ мм), ко входу которой присоединена прозрачная трубка Вентури (рис. 1.2).

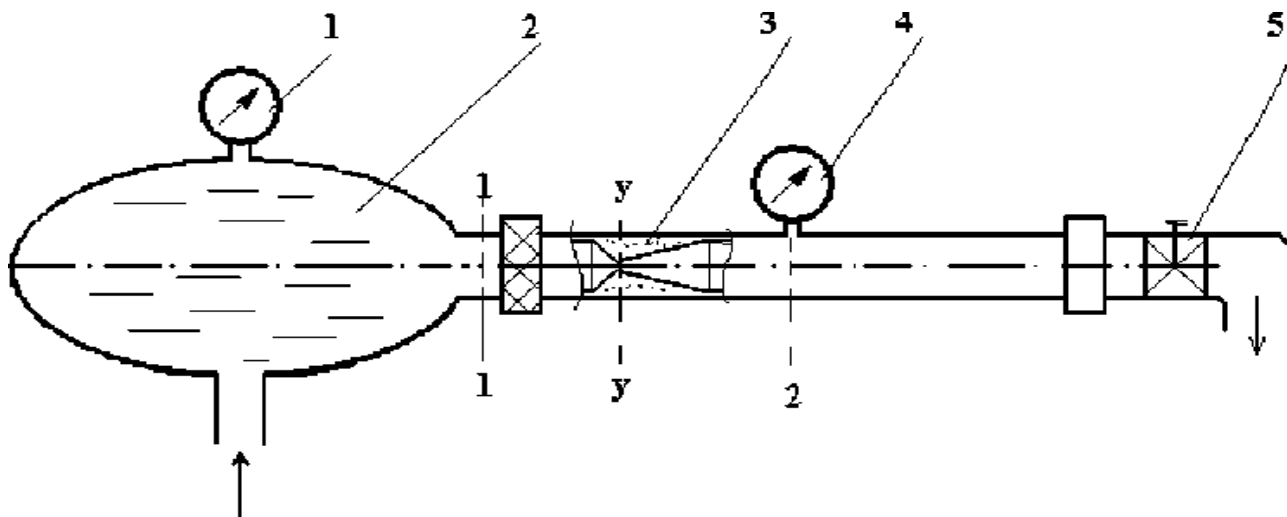


Рисунок 1.2 – Схема измерения давления в трубе Вентури

Вода из ресивера 2 проходит через трубу Вентури 3 и затем сливается в бак. Статическое давление воды в потоке перед трубой Вентури (сечение 1-1) и за трубой Вентури (сечение 2-2) измеряется манометрами 1 и 4 (давление воды в сечении 1-1 принимается равным давлению в ресивере 2). Смена режимов течения воды в трубе Венту-

ри производится с помощью вентиля подачи воды в ресивер или регулировочного вентиля 5 на выходе.

Методика проведения работы.

1. Для записи показаний приборов и результатов вычислений заготавливается протокол эксперимента.

2. Измерить давление p_n и температуру t_n воздуха в помещении лаборатории.

3. Проверить готовность установки к эксперименту. При этом сливной вентиль 5 (рис. 1.2) должен быть полностью открыт, дополнительный сливной вентиль 6 и вентиль автономного режима 9 – закрыты.

4. Открыть полностью регулировочный вентиль 5.

5. Плавно открывая вентиль подачи воды в ресивер, наблюдать возникновение и развитие кавитации в трубе Вентури, зафиксировать показание манометра 1 (рис. 1.2) при появлении кавитации.

6. Установить режим течения воды без кавитации, постепенно закрывая вентиль подачи воды в ресивер. Во время эксперимента давление воды в ресивере необходимо сохранять неизменным.

7. Измерить избыточное давление воды p_{m1} в ресивере и в потоке за трубой Вентури ротаметром.

8. Измерить расход воды ротаметром.

9. Повторить пункты 6, 7, 8 для каждого следующего опыта (устанавливая последовательно ещё два режима течения воды в трубе Вентури без кавитации, режим появления кавитации и три режима с кавитацией).

10. Закрыть вентиль подачи воды в ресивер.

11. Результаты всех измерений записать в протокол.

Таблица 1.1 – Образец протокола эксперимента

Измеряемые величины				Вычисляемые величины									
№ сеч.	p_{m1} , Дел	p_{m2} , кг/см ²	Q , л/с	p_1 , кПа	p_2 , кПа	p_2/p_1	Q , м ³ /с	S_1 , м ³	χ ^{ОП}	S_{y_2} , м ²	d_y , мм	Q_{max} , м ³ /с	—
1													
2													
3													
4													
5													
6													
7													

Обработка результатов эксперимента.

1. Определить абсолютное давление воды в потоке за трубой Вентури p_1 и за ней p_2 в кПа : $p_1 = p_n + p_{m1}$, $p_2 = p_n + p_{m2}$.

2. Определить отношение давления воды в потоке за трубой Вентури к давлению перед ней p_2/p_1 .

3. Определить расход воды в трубе Вентури Q в $\text{м}^3/\text{с}$ по результату измерения его ротаметром.

4. Определить площадь сечения потока воды перед трубой Вентури $S_1 \text{ м}^2$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (1.10)$$

где d_1 – внутренний диаметр выходного патрубка ресивера, $d_1 = 20 \text{ мм}$.

5. Подсчитать по формуле (1.7) кавитационное число χ .

6. Расчёты по пунктам 1, 2, 3, 5 повторить для каждого следующего опыта.

7. Определить площадь узкого сечения потока воды в трубе Вентури из формулы (1.8), принимая $\chi = 0,5$.

Примечание: значение χ определяется как среднеарифметическое из значений χ на режимах течения воды в трубе Вентури с кавитацией.

8. Подсчитать диаметр узкого сечения трубы Вентури d_y в мм

$$d_y = \frac{d_1}{\sqrt{\chi}}, \quad (1.11)$$

где $\pi = 3,14$.

9. Подсчитать по формуле (1.9) значения Q_{max} в $\text{м}^3/\text{с}$.

10. Определить отношение секундного объёмного расхода воды в трубе Вентури к максимально возможному расходу в ней при давлении p_1 , то есть Q/Q_{max} .

11. Расчёты по пунктам 9, 10 повторить для каждого следующего опыта.

12. Записать в таблицу вычисляемых величин протокола результаты расчётов.

Правила и порядок выполнения работы

1. Протокол эксперимента со схемой рабочего участка гидро-стенда.

2. Кавитационная характеристика трубы Вентури, то есть график экспериментальной зависимости Q/Q_{\max} от p_2/p_1 .

3. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. При каких условиях в потоке жидкости возникает и развивается кавитация?

2. Чему равно давление жидкости в зоне кавитации?

3. Почему кавитация в потоке жидкости возникает в узком сечении и развивается от этого сечения вниз по потоку?

4. Почему кавитация возникает и развивается у стенок, с которыми соприкасается поток жидкости?

5. Почему давление жидкости в потоке за зоной кавитации повышается?

6. Почему в потоке жидкости происходит схлопывание кавитационных пузырьков, пузырей, каверн?

7. В каком месте потока жидкости происходит схлопывание кавитационных пузырьков, пузырей, каверн?

8. Как доказать, что при $\chi > \chi_{кр}$ кавитации не должно быть?

9. Как изменяются значения χ для потока жидкости до возникновения кавитации и с момента её возникновения при дальнейшем развитии кавитации?

10. Как доказать, что расход жидкости в потоке с кавитацией является максимально возможным?

11. Почему значение Q_{\max} в практической работе изменяется при изменении p_1 и не изменяется при изменении p_2 ?

12. Как определяются значения p_1, p_2, Q в практической работе?

Практическая работа № 2. Градуировка диафрагмы

Цель работы

1. Определение экспериментального значения коэффициента расхода μ , диафрагмы при различных расходах воды.

2. Построение зависимости коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание

1. Изучить схему установки.

2. Изучить график зависимости коэффициента расхода μ диафрагмы от числа Рейнольдса $\mu = f(Re)$.

3. Определить по графику $\mu = f(Re)$ нижней границы квадратичной зоны ($\mu = \text{const}$).

4. Оценить погрешности определения μ .

Теоретическая часть

Для измерения расхода жидкости или газа в трубопроводах часто используются сужающиеся устройства (диафрагма, сопло, труба Вентури). Диафрагма представляет собой тонкий диск с concentрическим отверстием диаметром d , имеющим острую кромку со стороны входа жидкости (рис. 2.1). При протекании через сужающееся устройство изменяется площадь проходного сечения, струи жидкости, а соответственно – скорость движения и статическое давление.

Обозначим сечение 1-1 трубопровода перед входом в диафрагму в том месте, где это устройство еще не влияет на характер потока, а 2-2 – сечение наибольшего сжатия струи после диафрагмы. На рисунке 2.1 показано также изменение статического давления и средней скорости при движении жидкости через диафрагму.

Зависимость между расходом несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) и перепадом статического давления (разностью пьезометрических напоров) в выбранных сечениях 1-1 и 2-2 может быть определена с помощью уравнения Бернулли и уравнения расхода для установившегося движения. Введем обозначения:

z_1 и z_2 – высоты центров тяжести сечений 1-1 и 2-2 над плоскостью сравнения;

F_1 – площадь сечения трубопровода;

F_d – площадь проходного сечения диафрагмы;

F_2 – площадь сечения потока жидкости в месте наибольшего сжатия;

α_1 , и α_2 – значения коэффициента кинетической энергии потока соответственно в сечениях 1-1 и 2-2;

– удельный вес жидкости;

ξ_{1-2} – коэффициент местного сопротивления на участке потока между сечениями 1-1 и 2-2.

Уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + \xi_{1-2} \frac{v_1^2}{2g} \quad (2.1)$$

Уравнение расхода

$$F_1 * c_1 = F_2 * c_2. \quad (2.2)$$

В уравнении (2.2) площадь сечения струи F_2 можно определить по площади отверстия сужающегося устройства (диафрагмы), используя коэффициент сжатия струи ε :

$$F_2 = \varepsilon * F_d. \quad (2.3)$$

Тогда

$$F_2 = \varepsilon * F_d * c_2, \text{ а } c_1 = c_2 * \varepsilon. \quad (2.4)$$

Из уравнения (2.1) с учетом (2.4) получим

$$c_2 = \frac{\sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} \left(1 - \xi_{1-2} \frac{F_1^2}{F_2^2} \right)}}{\varepsilon}. \quad (2.5)$$

Объемный расход жидкости

$$Q = c_2 * F_2. \quad (2.6)$$

С учетом (2.3) и (2.5) уравнение (2.6) приобретает вид

$$Q = \frac{F_d \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} \left(1 - \xi_{1-2} \frac{F_1^2}{F_2^2} \right)}}{\varepsilon}. \quad (2.7)$$

В уравнении (2.7) $\Delta = p_1 - p_2$ – разность давлений в точках потока, соответствующих средним скоростям в сечениях 1-1 и 2-2. Обычно замер давлений производится в непосредственной близости до и после прибора у стенок трубопровода или в кольцевых камерах сечения (1'-1' и 2'-2'), сообщающихся с потоком при помощи кольцевых щелей (рис. 2.1). Эти камеры осредняют давление по периметру сечения трубы. Обозначим отношение перепада давлений в выбранных сече-

ниях к измеренному через коэффициент $\psi = \text{---}$, который зависит только от конструктивных особенностей прибора.

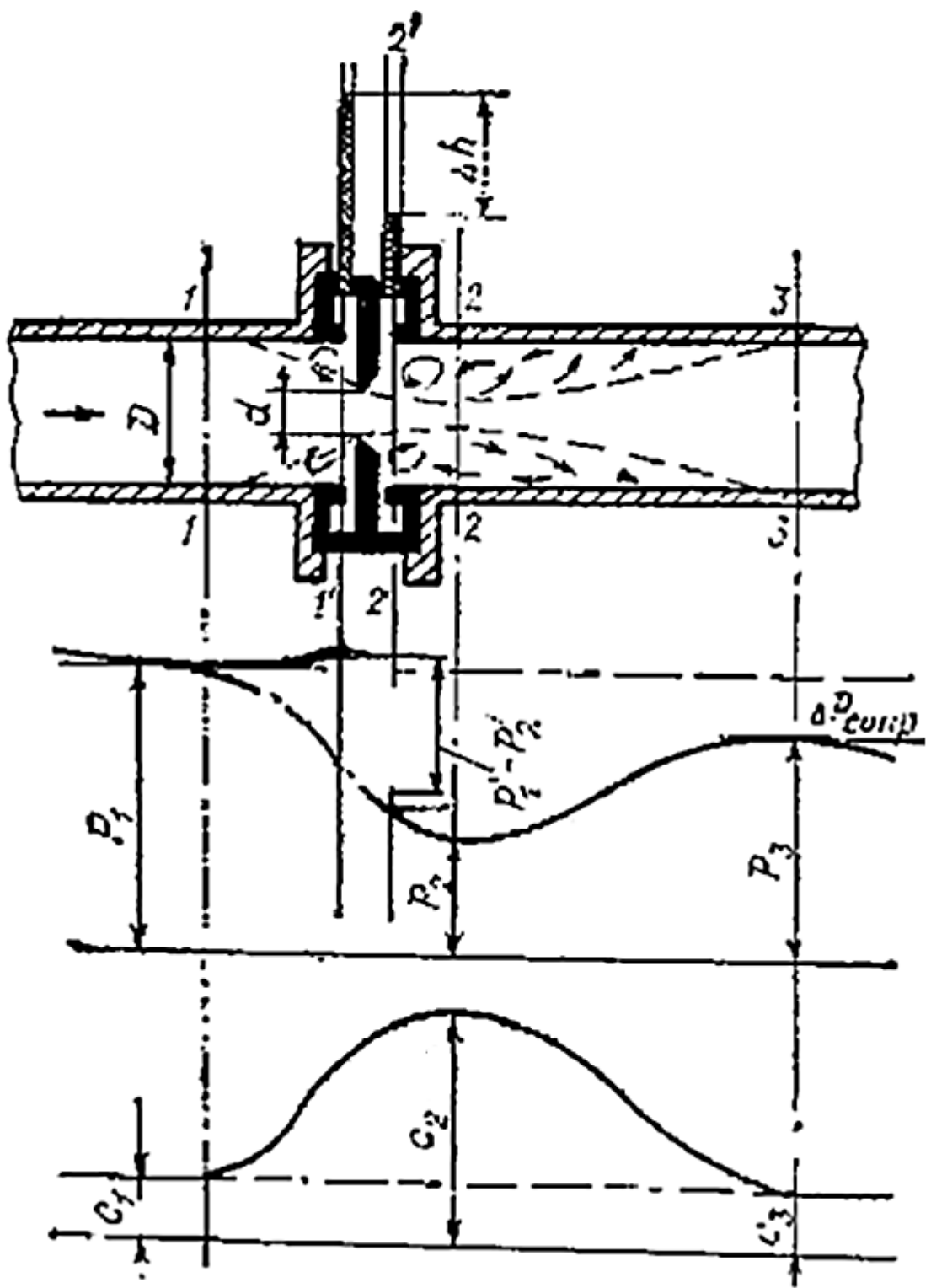


Рисунок 2.1 – Структура потока и распределение давления p , средней скорости c в трубе с диафрагмой

Тогда уравнение (2.7) можно представить в виде

$$Q = \frac{v_2 \cdot F_2}{\mu} \quad (2.8)$$

где

$$\mu = \frac{v_2 \cdot F_2}{Q} \quad (2.9)$$

Множитель μ в уравнении (2.8) называется коэффициентом расхода сужающегося устройства (диафрагмы).

Отношение $\frac{F_2}{F_1}$ – согласно ГОСТ 18083-72, называют относительной площадью сужающегося устройства и обозначают буквой m

$$m = \frac{F_2}{F_1} \quad (2.10)$$

Уравнение (2.9) с учетом (2.10)

$$\mu = \frac{v_2 \cdot F_2}{Q} \quad (2.11)$$

В случае движения жидкости по горизонтальной трубе ($z_1 = z_2$) уравнение (2.8) упрощается

$$Q = v_2 \cdot F_2 \quad (2.12)$$

где Δh – разность пьезометрических напоров. Расчет по формуле (2.9) является приближенным из-за невозможности точного определения коэффициентов $\alpha_1, \alpha_2, \epsilon, \xi$.

С достаточной для практических расчетов точностью значение коэффициента α для каждого расходомера может быть определено опытным путем. Для этого, используя иной способ измерения расхода жидкости, например объемный, определяют μ по формуле (2.12)

$$\mu = \frac{v_2 \cdot F_2}{Q} \quad (2.13)$$

Получив опытные значения μ , при различных расходах жидкости, а значит, и различных числах Рейнольдса, можно построить тарировочный график $\mu = f(\text{Re})$ для данного расходомерного устройства с постоянным значением m .

Существует предельное значение числа Re , выше которого коэффициент расхода μ остается постоянным. Это значение числа Re называют нижней границей квадратичной зоны. В этой зоне ($\mu = \text{const}$) тарировочный график по результатам опытов удобно представлять в виде зависимости расхода Q жидкости от перепада пьезометрических напоров Δh : $Q=f(\Delta h)$. Изображение этой зависимости в логарифмических координатах выражается прямой линией. Сужающимися устройствами в качестве расходомеров удобно пользоваться при $\mu=\text{const}$, т.е. при $Re>Re_{\text{пр}}$. Это значение μ используется в формулах (2.8) и (2.12) при определении расхода жидкости в трубопроводе по измеренному перепаду давления (p' -).

Размеры нормальных или стандартных диафрагм, а также графики зависимости коэффициента расхода μ от соотношений диаметров d/D или $m = \frac{d}{D}$ и чисел Рейнольдса приводятся в учебных изданиях. Среди сужающихся устройств диафрагма отличается простотой конструкции. Однако она имеет наибольшее гидравлическое сопротивление и вызывает потери полного напора, т.е. $\Delta h_{\text{гидр}} = \dots$.

Кроме того, во время эксплуатации острая кромка отверстия диафрагмы быстро изнашивается, что влечет за собой изменение коэффициента расхода. На точность показаний диафрагмы и других сужающихся устройств сильно влияет равномерность поля скоростей на подходе к прибору. Для выравнивания поля скоростей необходим достаточно длинный прямолинейный участок трубопровода до и после сужающего прибора. Если $d/D < 0,5$; то прямолинейный участок до диафрагмы должен быть $(7-8) D$, а после неё $(5-6) D$. Это справедливо для возмущения потока от поворота трубопровода на $90-180^\circ$. В случае возмущения потока от задвижек и кранов, особенно когда они не открыты полностью, длина прямого участка до прибора увеличивается до $(25-30) D$.

Описание установки

Рабочий участок гидростенда представляет собой горизонтальную трубу 2 постоянного сечения, в которую вмонтирована диафрагма 4 (рис. 2.2). Трубопровод питается водой из бачка 1.

Для измерения перепада пьезометрических напоров в сечениях до и после диафрагмы установлены пьезометры 3 и 5. Изменение расхода воды производится вентилем 6. Расход воды определяется объемным способом с помощью мерного бачка 7 и секундомера.

При замере расхода воды сливной клапан 8 мерного бачка закрыт.

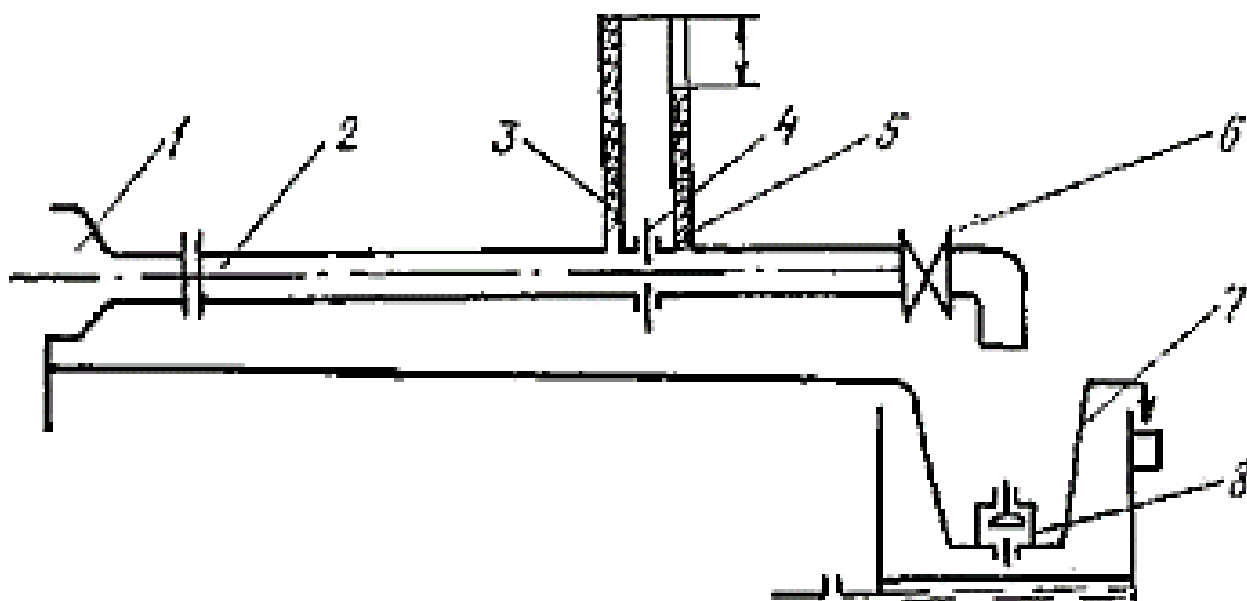


Рисунок 2.2 – Схема рабочего участка гидростенда для тарировки диафрагмы

Методика проведения работы.

1. Заполнить трубопровод 2 водой (рис. 2.2). Для этого при полностью открытом сливном кране 2 открыть вентиль 1 (см. описание гидростенда). Регулируя вентилями 1 и 6, установить режим течения, при котором уровень воды в напорном бачке сохраняется постоянным, а через выточки бачка наблюдается небольшой слив.

2. Проверить отсутствие воздуха в трубопроводе 2 и пьезометрах 3 и 5. Для этого закрыть вентиль 6. Уровень жидкости в пьезометрах 3 и 5 должен быть одинаковым.

3. Установить режим течения воды, постепенно открывая вентиль 6, соблюдая при этом условия п. 1.

4. Записать показания пьезометров 3 и 5. При небольших колебаниях показаний их осредняют, и полученный средний результат записывают.

5. Определить расход воды, для чего, закрыв клапан 8, с помощью секундомера определить время t заполнения мерного бачка 7 водой объемом V . Записать показания приборов.

6. Измерить температуру воды t °С.

7. Регулируя вентилями 1 и 6, сменить режим течения, постепенно увеличивая расход воды. При этом необходимо следить за постоянством уровня воды в напорном бачке.

Повторить опыт (п. 4-7) для нескольких расходов воды.
8. Записать данные эксперимента в протокол (табл. 2.1).

Таблица 2.1 – Протокол эксперимента

Режим	Экспериментальные данные														
	h_1	h_2	V	t	t_B	D	d	F	F_d	Δh	Q	μ	c	v	Re
	мм вод. ст.	ст.	л	°C	°C	м	м	м ²	м ²	мм вод. ст.	м ³ /с		м/с	м ³ /с	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1															
2															
3															
4															
5															
6															
7															

Обработка результатов эксперимента

1. Объемный расход воды

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.14)$$

где V – замеренный объем воды, м³; t – время заполнения бачка замеренным объемом воды, с.

2. Среднемассовая скорость воды в трубопроводе

$$c = \frac{Q}{F}, \text{ м/с}, \quad (2.15)$$

где F – площадь поперечного сечения трубы, м².

3. Разность пьезометрических напоров в сечениях до и после диафрагмы

$$\Delta h = h_1 - h_2, \text{ мм вод. ст.}, \quad (2.16)$$

где h_1 – высота столбика воды в пьезометре перед диафрагмой, м; h_2 – высота столбика воды в пьезометре после диафрагмы, м.

4. Коэффициент расхода диафрагмы

$$\mu = \frac{c}{c_{\text{теор}}}, \quad (2.17)$$

где F_d – площадь проходного сечения диафрагмы, м²; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.

5. Кинематический коэффициент вязкости ν определяется по температуре t °С воды.

6. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{cD}{\nu}, \quad (2.18)$$

где D – диаметр трубы, м; c – среднерасходная скорость потока воды в трубе, м/с; ν – кинематический коэффициент вязкости воды, м²/с.

Погрешность определения коэффициента расхода диафрагмы.

Точность определения коэффициента расхода σ оценивается относительной средней квадратичной погрешностью

$$\sigma_{0\mu} = \sqrt{\sigma_{0v}^2 + \sigma_{0t}^2 + \sigma_{0\Delta t}^2 + \sigma_d^2}, \quad (2.19)$$

где σ_{0v} – относительная средняя квадратичная погрешность измерения величины объема воды; σ_{0t} – относительная средняя квадратичная погрешность измерения времени заполнения водой объема V ; $\sigma_{0\Delta t}$ – относительная средняя квадратичная погрешность измерения разности пьезометрических напоров; σ_d – относительная средняя квадратичная погрешность измерения диаметра отверстия диафрагмы.

При прямом однократном измерении величин, что наблюдается в данной практической работе, равновероятно получение любой величины погрешности в пределах $-\Delta_{\max}$, $+\Delta_{\max}$, поэтому закон распределения погрешностей отличается от нормального.

Дифференциальная функция распределения имеет вид

$f\Delta = \text{const} = \frac{1}{\Delta_{\max}} e^{-\frac{|\Delta|}{\Delta_{\max}}}$, а средняя квадратичная погрешность измерения

$$\sigma_{\Delta} = \frac{\Delta_{\max}}{2}, \quad (2.20)$$

где Δ_{\max} – максимальная абсолютная погрешность.

Относительная квадратичная погрешность измерения

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{\Delta}}{\mu}, \quad (2.21)$$

где σ_0 – относительная максимальная погрешность.

При проведении данной практической работы объем воды измеряется с точностью $\pm 0,05$ л. Тогда относительная средняя квадратичная погрешность будет $\sigma_v = \frac{0,05}{\mu}$.

Измерение времени заполнения объема производится секундомером с точностью $\pm 0,1$ с. Относительная среднеквадратичная погрешность измерения времени $\sigma_t = \dots$.

Перепад пьезометрических напоров Δh измеряется с помощью пьезометров с точностью ± 2 мм, тогда относительная средняя квадратичная погрешность будет $\sigma_{\Delta h} = \dots$.

Отверстие диафрагмы изготовлено с точностью $\pm 0,01$ мм, следовательно, относительная средняя квадратичная ошибка измерения диаметра отверстия диафрагмы составит $\sigma_d = \dots$.

Подставив числовые значения в исходную формулу (2.14), получим относительную среднюю квадратичную ошибку определения коэффициента расхода μ в процентах.

Указанные погрешности находятся для двух значений коэффициента расхода μ – максимального и минимального – и сводятся в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Погрешности

μ	$d,$ мм	$\Delta h,$ мм	$V,$ л	$t,$ с	$\sigma_{0v},$ %	$\sigma_{0t},$ %	$\sigma_{0\Delta h},$ %	$\sigma_d,$ %	$\sigma_\mu,$ %

Правила и порядок выполнения работы

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. График зависимости коэффициента расхода μ диафрагмы от числа Рейнольдса $\mu = f(Re)$.
3. Определение по графику $\mu = f(Re)$ нижней границы квадратичной зоны ($\mu = \text{const}$).
4. Оценка погрешности определения μ .
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Что используют для измерения расхода жидкости или газа в трубопроводах?
2. Что из себя представляет диафрагма?
3. Что изменяется при протекании жидкости через сужающееся устройство?
4. Из чего состоит рабочий участок гидростенда?

Практическая работа № 3. Исследование особенностей течения и энергообмена вихревых потоков жидкости в гидравлическом генераторе тепла

Цель работы. Экспериментальное изучение процесса закрученного потока вязкой несжимаемой жидкости в гидравлическом теплогенераторе и определение его основных характеристик.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание

1. Изучить установку генераторе тепла.
2. Определить средний расход ($\text{м}^3/\text{с}$) по времени работы установки и показаниям счетчика горячей воды.
3. Подсчитать по расходу осевую среднеобъемную скорость движения воды в корпусе теплогенератора.
4. Подсчитать циркуляцию потока в сопловом сечении H .
5. Подсчитать тангенциальную скорость закрученного потока на входе и выходе из теплогенератора, считая циркуляцию $H = \text{const}$.
6. Подсчитать удельную и полную теплопроизводительность.
7. Подсчитать темп подогрева, сравнить с полученным из эксперимента.
8. Подсчитать число Рейнольдса на входе и выходе из теплогенератора.
9. Найти полную теплопроизводительность вихревого гидравлического теплогенератора.
10. Подсчитать коэффициент преобразования энергии.
11. Составить отчет о проделанной работе.

Теоретическая часть

Традиционными теплогенераторами, нашедшими широкое применение в технике и быту, являются преобразователи энергии, использующие теплоту сгорания различного рода топлива (жидкого, твердого и газообразного). Недостатками их являются загрязнение окружающей среды продуктами сгорания, значительные финансовые затраты при транспортировке и хранении энергоносителей.

Создание, разработка и исследование экологических теплогенераторов, реализующих в работе иные принципы преобразования различных форм энергии в тепловую, представляют значительный интерес. Примером таких теплогенераторов являются гидравлические вихревые теплогенераторы (ТВГ). В ТВГ (рис. 3.1) электрическая

энергия (привода насоса) преобразуется в кинетическую энергию поступательного и вращательного движения потока жидкости. В ТВГ жидкость, приводимая в движение насосом, поступает через входное устройство в завихрителе.

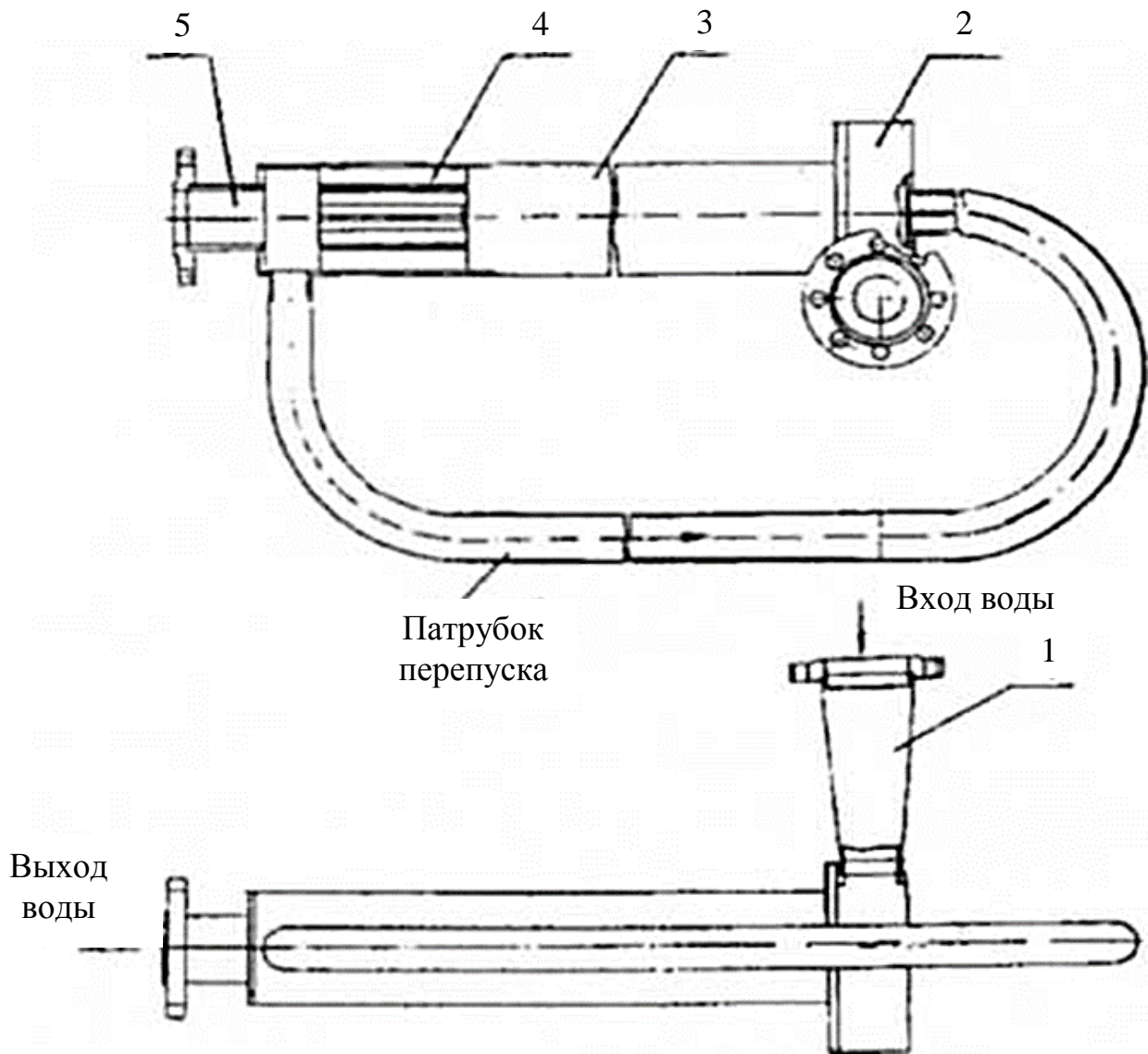


Рисунок 3.1 – Общий вид теплогенератора: 1 – входное устройство; 2 – завихритель; 3 – корпус; 4 – развихритель; 5 – выходное устройство

Благодаря тангенциальному вводу 1 и профилю завихрителя 2 жидкость закручивается, приобретая вихревой, спиралевидный характер движения. К моменту поступления в корпус теплогенератора 3 скорость ее растет. За счет вязкостного трения, кавитации жидкость подогревается. Дополнительный подогрев жидкости происходит за счет взаимодействия свободного и вынужденного вихрей в корпусе теплогенератора. От распределения осевых, тангенциальных и осевых

составляющих эпюр скоростей и давлений будет зависеть интенсивность энергообмена вихревых потоков и подогрев жидкости. Поэтому знание законов распределения скоростей и давлений в рабочей зоне теплогенератора, умение их рассчитать представляют большой практический и научный интерес. Вопросам течения закрученных потоков жидкости посвящено много работ, как правило, в них рассматривается изотермическое течение жидкости. В вихревом гидравлическом генераторе тепла жидкость подогревается. Но доля подогрева ее за один проход через теплогенератор будет составлять сотые доли градуса, поэтому зависимости распределения скоростей и давлений в рабочей зоне энергообмена для изотермической модели будут также справедливы. Неизотермичность течения жидкости потребует введения поправок на расчет ее температуры за время одного цикла. За время цикла работы подразумевается время одного прохождения жидкости через генератор. Уравнение движения вязкой несжимаемой жидкости, в основу которого положен закон внутреннего трения Ньютона в применении к жидкой частице, имеет вид

$$\rho \frac{dC}{dt} = \rho F - \text{grad} P - \text{div} T \quad (3.1)$$

где C – скорость жидкой частицы; t – текущее время; F – ускорение от действия внешних сил; ρ – плотность жидкости; P – давление, определяющее инвариантное к ориентации в пространстве площадки, на которую оно действует, значение нормального напряжения; T – тензор напряжений.

Дополняя уравнение (3.1) уравнением неразрывности $\text{div} C = 0$, и считая, что массовые силы обладают потенциалом Π , т.е. $F = \text{grad} \Pi$ получим

$$\rho \frac{dC}{dt} = - \text{grad} P - \text{div} T \quad (3.2)$$

В тензорной форме уравнение движения турбулентного потока представляется в виде уравнения Рейнольдса с определенными компонентами скорости в декартовой системе координат ($C = \{C_1, C_2, C_3\}$ – вектор скорости, компоненты которого относятся к координатам $X = \{x_1, x_2, x_3\}$ соответственно) и их пульсационным составляющим скорости v', u' .

При отсутствии внешних массовых сил эти уравнения имеют вид

$$\dots, \quad (3.3)$$

где \bar{p} – осредненное во времени значение давления; $\bar{\tau}_{ij}$ – тензор осредненных турбулентных напряжений; Δ – оператор Лапласа.

Уравнение (3.3) для случая движения закрученного потока в горизонтальной цилиндрической трубе удобно представить в цилиндрической системе координат r, θ, z (рис. 3.2) с осредненными компонентами скорости w (по радиусу), u (по углу θ), v (по оси z) и пульсационными компонентами скорости, w' .

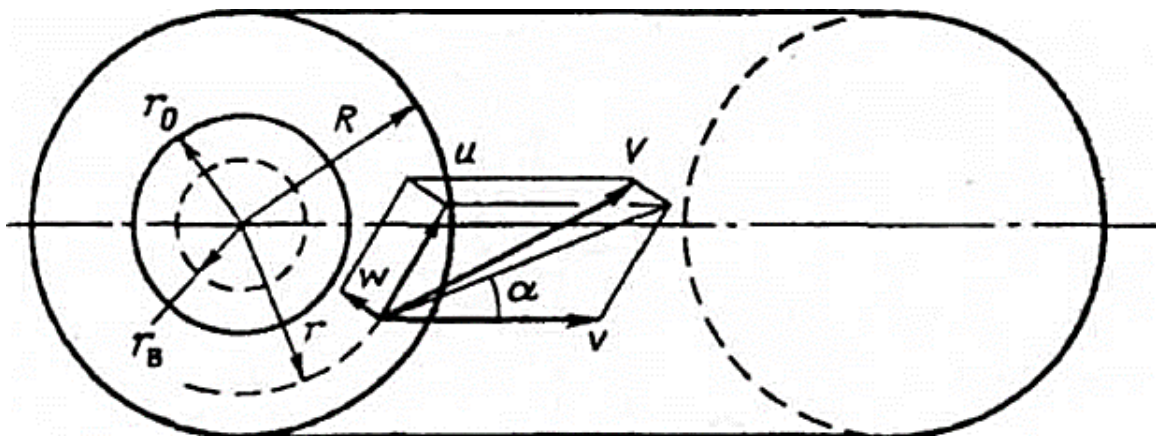


Рисунок 3.2 – Составляющие скорости и характерные радиусы в поперечном сечении закрученного потока в теплогенераторе

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial r} + v \frac{\partial}{\partial \theta} + w \frac{\partial}{\partial z} \right] \left[\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \right] \dots = - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial}{\partial r} \right) \dots + \dots$$

$$\dots + \dots \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial}{\partial r} \right) \dots + \dots \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\mu \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \dots + \dots \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial}{\partial z} \right) \dots$$

$$\dots + \dots \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial}{\partial r} \right) \dots + \dots \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\mu \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \dots + \dots \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial}{\partial z} \right) \dots$$

где μ – динамическая вязкость.

Решение этой системы уравнений для ламинарных и турбулентных течений с введением понятия турбулентной вязкости показало, что при любом промежуточном состоянии жидкости на входе, какими бы законами ни задавался входящий в трубопровод закрученный поток, через определенное расстояние от начального створа, вследствие вязкой диффузии и диссипации энергии, формируется течение, внутренне присущее закрученному потоку. Тангенциальная скорость закрученного потока может быть рассчитана из выражения

$$u(r, z) = \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r^2 + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2 - \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) \quad (3.4)$$

Так как $\frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2$ и $\eta = \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2$ окончательно имеем

$$u(r, z) = \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r^2 + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2 - \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) \quad (3.5)$$

В принятой модели при инженерных расчетах используется значение турбулентного числа Рейнольдса $Re = \frac{va}{\nu}$, где ν – турбулентная вязкость и $a = 2,46 \cdot 10^{-3}$; $b = 1$.

Распределение давления в сечении потока

$$p(r, z) = p_{\text{я}} + p \left(\frac{r}{R} \right)^2 = p_{\text{я}} + p \left(\frac{r}{R} \right)^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) + p \left(\frac{r}{R} \right)^2 \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) \quad (3.6)$$

где $p_{\text{я}}$ – давление в полном вихревом жгуте закрученного потока; R – радиус цилиндрического разрыва сплошности вблизи оси вращения, при $r < R$ давление $p(r) = p_{\text{я}} = \text{const}$.

По известным значениям $p(r, z)$ и $\omega(z)$, а также из начального условия, заданного функцией распределения по радиусу удельной энергии частицы жидкости во входном сечении трубопровода $H_{\text{H}}(r)$, определяется по уравнению (3.5) функция распределения осевой компоненты скорости потока по длине и текущему радиусу трубопровода $v(r, z)$.

$$v(r, z) = \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R - \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} r \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) + \frac{1}{2} \frac{\omega(z)}{\nu} R \exp\left(-\frac{z}{\nu}\right) \quad (3.7)$$

где Ro – число Россби; $E_i(\dots)$ – интегрированно показательная функция.

Таким образом, для кольцевого вязкого турбулентно закрученного потока несжимаемой жидкости в горизонтальном цилиндрическом трубопроводе при заданных граничных условиях (условие прилипания жидкости на стенке) и начальных условиях на входе (при $z=0$, задаваемых функциями $v(r)$ и $H_H(r)$) в каждом конкретном случае могут быть получены распределения всех компонентов скорости, давления и радиуса вихревого жгута в функции расстояния от начального створа и текущего радиуса: $v(r, z)$; $u(r, z)$; $w(r, z)$; $p(r, z)$; $r_0(z)$.

В имитационной математической модели было произведено исследование течения жидкости при двух различных условиях на входе в теплогенератор.

В первом случае величина циркуляции на входе задавалась, как для потенциального течения

$$\Gamma = v_0 \cdot r = \text{const}$$

и как твердое тело

$$\Gamma = \omega \cdot r^2.$$

Для решения этой задачи для двух различных условий была разработана программа расчета в среде Mathcad. Разработаны дополнительные программные функции, позволяющие автоматически перепределять табличные данные $\rho = \rho(t)$, $C = C(t)$, $\nu = \nu(t)$ (плотности, теплоемкости и кинематической вязкости) и реализовать циклически процедуру расчета осредненных по площади сечения значений $v(r, z)$; $u(r, z)$; $p(r, z)$ и изменение температуры за несколько проходов жидкости через теплогенератор. Дополнительные процедуры помещены в отдельный файл Mathcad, расчетные документы используют вспомогательные функции. Результаты расчета уравнений (3.4), (3.5), (3.7) позволили использовать уравнение Бернулли для несжимаемой жидкости с вращающейся осью вращения

$$\frac{v^2}{2} + \frac{u^2}{2} = \frac{v_0^2}{2} + \frac{u_0^2}{2} + \frac{1}{2} \omega^2 r^2 + h_c.$$

Откуда

$$v^2 + u^2 = v_0^2 + u_0^2 + \omega^2 r^2 + 2h_c,$$

где h_c – удельная энергия, затрачиваемая на преодоление сил вязкого трения; \bar{v} , \bar{u} , \bar{p} , \bar{r}_0 – среднеинтегральные значения статическо-

го давления, окружных и осевых скоростей соответственно во входном и выходном сечениях теплогенератора.

Полагая, что вся она превращается в теплоту и идет на подогрев жидкости, проходящей через теплогенератор, находим температуру воды на выходе из теплогенератора.

Из выражения $\dot{Q} = C \frac{dT}{dt}$ следует $\dot{Q} = C \frac{dT}{dt}$, где C – теплоемкость воды $C=C(t)$.

Исследуемая имитационная модель теплогенератора показала, что задание циркуляции на входе существенно влияет на физическую картину течения и практические расчеты. Так, потенциальное движение на входе, задаваемое $u = \text{const}$, оказывается практически неприменимо для описания структуры потока в двух зонах: вблизи оси вращения и твердых стенок трубы, в которых существенно воздействие вязкости. В потенциальной схеме течения произведение ru должно оставаться постоянным для всех частиц жидкости, а течение в меридиональной плоскости не должно зависеть от движения по окружности. Но $ru \neq \text{const}$ вблизи оси вращения, иначе u .

Результаты исследований показывают, что вблизи оси вращения

$$u=0 \text{ при } r \rightarrow 0.$$

Более близкие результаты дает имитационная математическая модель при задании циркуляции $u(r)$ по второму случаю, рассматривая вращение жидкости во входном сечении как вращение твердого тела с постоянной угловой скоростью $\omega = \frac{u}{r}$.

Результаты этих расчетов подтверждают наличие свободного вихря у периферии трубы и вынужденного вихря, вращающегося как твердое тело.

Вместе с тем подтверждение правильности принятого предположения должно быть подтверждено экспериментально.

Рассчитанные значения получены в математической имитационной модели для адиабатно-изолированной жидкости на внешней поверхности теплогенератора, а также без учета теплоты, пошедшей на подогрев корпуса теплогенератора, труб, обеспечивающих круговое движение по рабочему гидравлическому контуру теплогенератора, подогрев всей жидкости, находящейся в системе теплогенератор – насос – теплогенератор.

Уточнить темп подогрева ΔT для каждого конкретного циркуляционного контура теплогенератора можно с помощью выражения

$$\Delta = h_c \dots ,$$

где Δ – доля удельной энергии, пошедшей на нагрев жидкости; h_c – суммарная удельная энергия, пошедшая на нагрев всей воды в контуре, труб и потери в окружающую среду.

Величина относительного теплового потока, отводимого от внутренней поверхности теплогенератора и труб, за счет теплопроводности будет составлять

$$q_1 = \dots$$

Тогда тепловой поток будет равен $Q = 2q_1 l$.

Количество теплоты, пошедшее на нагрев теплогенератора и труб, составит $Q \cdot \tau$, а удельное количество теплоты, отнесенное к массе жидкости в теплогенераторе, будет равно \dots .

Тогда $\Delta = h_c \dots$, и подогрев воды в теплогенераторе с учетом отвода теплоты в стенку определится как $\Delta t = \dots$.

При смешении подогретой жидкости из теплогенератора и жидкости, находящейся в трубах, температура смешения определится по формуле

$$t_{см} = \dots$$

Из этого выражения видно, что температура жидкости после смешения будет существенно зависеть от суммарной массы жидкости.

На подогрев жидкости будет существенно влиять также количество теплоты, аккумулированное стенками теплогенератора и трубами.

Эффективность теплогенератора оценивается коэффициентом преобразования энергии

$$\varphi = \dots, \tag{3.7}$$

представляющего отношение полезной теплоты (пошедшей на нагрев воды и металлоконструкций) $Q_{пол}$ к затраченной энергии $Q_{зат}$.

Важными энергетическими характеристиками теплогенератора являются теплопроизводительность – Q_B – количество теплоты, пошедшее на нагрев воды ($Вт$), и темп подогрева $\Delta T/\tau$. Последние две величины взаимосвязаны

$$Q_B = \dots, \text{ Вм} \quad (3.8)$$

где \dots – теплоемкость и масса воды, циркулирующей в установке;
 \dots – разность температур воды в начале и конце нагрева; \dots – время работы теплогенератора.

Величина темпа подогрева может быть найдена из уравнения Бернулли, записанного для вязкой жидкости

$$z_1 + \dots + \dots = z_2 + \dots + \dots + h_c, \quad (3.9)$$

так как $z_1 = z_2$, то

$$\dots + \dots = \dots + \dots + \dots + h_c, \quad (3.10)$$

где h_c – удельная работа (отнесенная к весовому расходу) сил вязкого трения, переходящая в тепло, \dots – удельная теплопроизводительность;
 \dots , \dots – давление на входе и выходе из теплогенератора; u , v_1 , v_2 – тангенциальные и осевые составляющие скорости на входе и выходе из теплогенератора.

Из (3.8) может быть найдена удельная теплопроизводительность

$$h_c = \dots + \dots - \dots. \quad (3.11)$$

Для этого должны быть известны параметры потока жидкости на входе и выходе из теплогенератора.

Теплопроизводительность установки определяется из выражения

$$H_c = Gh_c = G \dots \dots \dots \quad (3.12)$$

где G – расход воды, кг/с; \dots – ускорение свободного падения.

По величине H_c может быть оценен темп подогрева.

Поскольку $Q_B = H_c$, а $\Delta T = \dots$, то

$$\dots = \dots = \dots, \quad (3.13)$$

$$\dots = \dots + \dots - \dots. \quad (3.14)$$

Так как для несжимаемой жидкости осевая составляющая скорости не меняется $U_1 = U_2$, то выражение (3.12) примет вид

Выражения (3.9) и (3.10) справедливы для изотермической модели течения вязкой несжимаемой жидкости; темп подогрева целесообразно оценивать за промежуток времени, для которого изменение температуры жидкости не влияет на гидродинамическую картину течения.

Поэтому можно сделать следующие выводы: интенсивность подогрева жидкости в вихревом гидравлическом теплогенераторе будет зависеть от параметров жидкости на входе, распределения окружных, осевых скоростей, давления по радиусу и длине теплогенератора. Экспериментальное измерение этих параметров позволит найти практическое подтверждение физической картины течения жидкости внутри теплогенератора: наличие двух вихревых потоков, периферийного – свободного и приосевого – вынужденного, оценить эффективность энергообмена вихревых течений жидкости и уточнить температуру подогрева жидкости.

Описание установки

Конструктивная схема установки приведена на рисунке 3.3.

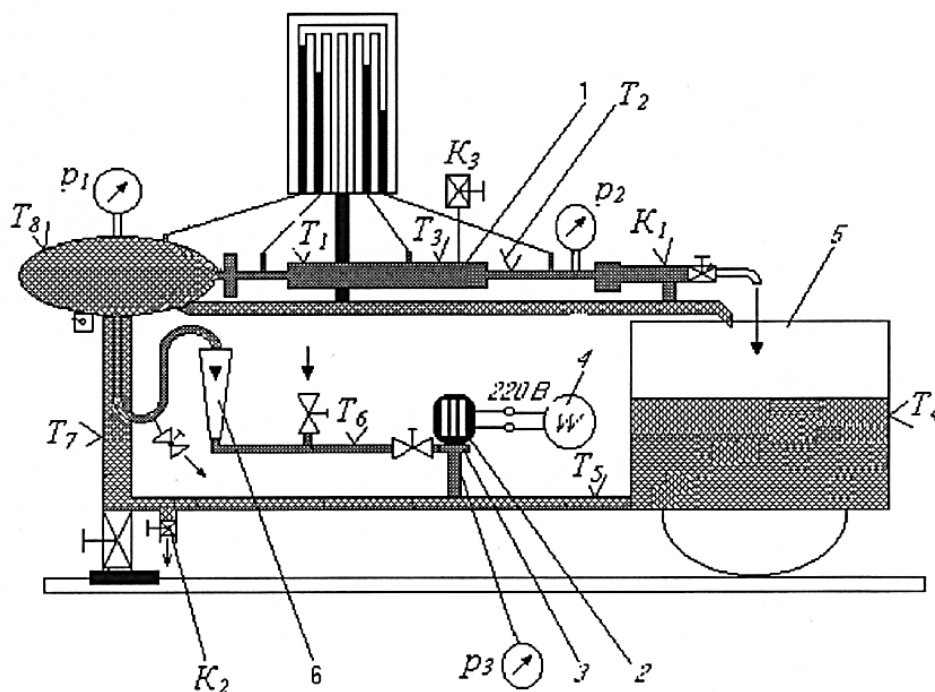


Рисунок 3.3 – Принципиальная схема стенда для испытаний ТВГК:
 1 – теплогенератор; 2 – насос; 3 – электродвигатель; 4 – ваттметр;
 5 – бак; 6 – расходомер; p_1 ; p_2 ; p_3 – манометры; $T_1, T_2...T_8$ – термометры;
 $K_1...K_3$ – вентили

Она включает в себя теплогенератор вихревой гидравлической конической формы (ТВГК), насос с электроприводом, расширительный бачок, контрольно-измерительную аппаратуру: счетчик расхода горячей воды, манометры (p_1, p_2, p_3), хромель-копелевые термопары $T_1...T_8$, ваттметр.

Датчики для измерения давления и температуры воды установлены на входе и выходе теплогенератора, а также на соединительных трубопроводах (см. рис. 3.3). Датчики давления позволяют измерять полное и статистическое давление.

Методика проведения работы

Основными параметрами уравнения (3.15), зависящими от температуры, являются плотность ρ и вязкость ν . В интервале температуры от 10 до 100 °С изменение этих величин несущественно влияет на характер течения воды. Значительное влияние на работу теплогенератора оказывает процесс парообразования. Интенсивность испарения возрастает с ростом температуры. Поэтому эксперимент следует проводить при умеренных температурах: от 10 до 50 °С в интервале слабого парообразования.

Перед началом испытаний проводятся операции тщательного удаления воздуха из системы. Записываются показания регистрирующих приборов. Данные заносятся в таблицу 3.1. После включения насоса все параметры регистрируются через равные промежутки времени – 5 минут в течение 40-50 минут непрерывной работы насоса.

Обработка результатов эксперимента

1. Определить средний расход (m^3/c) по времени работы установки и показаниям счетчика горячей воды

$$= \frac{V_r - V_0}{\tau},$$

где V_r, V_0 – показания счетчика в момент времени τ и в момент пуска $\tau = 0$.

2. Подсчитать по расходу осевую среднеобъемную скорость движения воды в корпусе теплогенератора

$$U_1 = \frac{Q}{F_1},$$

где F_1 – площадь сечения теплогенератора: $F_1 = \pi R_c^2$, $R_c = 42 \cdot 10^{-3}$ мм.

3. Подсчитать циркуляцию потока в сопловом сечении $H = U_1 R_c$, где R_c – радиус среднего сечения сопла.

4. Подсчитать тангенциальную скорость закрученного потока на входе и выходе из теплогенератора, считая циркуляцию $H = const$

$$V_l = \dots$$

5. Подсчитать удельную и полную теплопроизводительности из выражения (3.9)

$$h_c = \dots - \dots,$$

$$H_c = Gh = Q_B.$$

6. Подсчитать темп подогрева, сравнить с полученным из эксперимента:

$$\Delta = \dots,$$

$$E = \dots \cdot 100\%.$$

7. Подсчитать число Рейнольдса на входе и выходе из теплогенератора

$$Re = \dots = \dots.$$

8. Найти полную теплопроизводительность вихревого гидравлического теплогенератора:

Δ – тепло, пошедшее на нагрев воды;

$$Q_{\text{вод}} = c_B \dots ;$$

$Q_{\text{мет}} = c_{\text{мет}} \dots$ – тепло, пошедшее на нагрев металла где $c_B, c_{\text{мет}}$ – теплоемкости воды и металла; \dots , \dots – масса воды в системе и металлоконструкции; $c_B = 4178 \text{ Дж/кг К}$, $c_{\text{мет}} = 462 \text{ Дж/кг К}$; $\dots = 6 \text{ кг}$, $\dots = 42 \text{ кг}$; $Q_{\text{пот}} = \alpha F_{\text{сист}}(T_w - T_f)\tau$ – потери тепла за время проведения эксперимента τ ; $\alpha = 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ - коэффициент теплоотдачи; $F = 0,5 \text{ м}^2$.

9. Подсчитать коэффициент преобразования энергии

$$\varphi = \dots.$$

10. Записать результаты расчета в таблицу 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1 – Рабочие параметры теплогенератора

№ п/п	Измеренные величины							
	$\tau, \text{мин}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$V, \text{м}^3$	$P_1, 10^5 \text{Па}$	$P_2, 10^5 \text{Па}$
1								
2								
3								
4								
5								
6								
$N_{\text{зат}}, \text{кВт}$	$\Delta, ^\circ\text{C}/\text{мин}$	$V, \text{м}^3/\text{час}$	$\Delta h, \text{мм.ст.Н}_2\text{О}$	$\Delta h_1, \text{мм.ст.Н}_2\text{О}$	$P_3^*, \text{Па}$	$P_4^*, \text{Па}$	$P_3, \text{Па}$	$P_4, \text{Па}$

Таблица 3.2 – Рабочие характеристики теплогенератора

Рассчитанные величины								
$U, \text{м/с}$	$V_1, \text{м/с}$	$V_2, \text{м/с}$	$\Delta, ^\circ\text{C}/\text{мин}$	$Q_{\text{в}}, \text{Дж}$	$Q_{\text{м}}, \text{Дж}$	$Q_{\text{пот}}, \text{Дж}$	$\varphi, \%$	$\varepsilon, \%$

Контрольные вопросы

1. Почему при течении вязкой несжимаемой жидкости происходит ее подогрев?
2. Почему при условии течения воды в теплогенераторе для широкого интервала изменения температур ее можно рассматривать как изотермическую жидкость?
3. Что такое теплопроизводительность ТВГК?
4. Чем объяснить расхождение между теоретическим и экспериментальным значением тепла подогрева жидкости?
5. Что такое коэффициент преобразования энергии?
6. Что такое темп подогрева?

Практическая работа № 4. Определение потерь давления в воздуховодах

Цель работы.

1. Практически изучить устройство установки.
2. Изучить и освоить методики экспериментального и расчётно-го определения потерь давления в воздуховоде.
3. Оценить влияние скорости движения воздуха в воздуховоде на потери давления в нём.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание

1. Изучить устройство и принцип работы установки.
2. Изучить методики определения потерь давления в воздуховоде установки.
3. Определить потери давления в воздуховоде согласно имеющемуся варианту задания.

Теоретическая часть

Основные параметры воздушной среды.

Сухой атмосферный воздух представляет собой однородную смесь нескольких газов: 75,55% по массе азота, 23,1% кислорода, 1,35% инертных и прочих газов. Смесь сухого воздуха с водяными парами называется влажным воздухом.

Барометрическое давление атмосферного воздуха определяется как сумма парциальных давлений сухой его части и водяного пара

(4.1)

В международной системе единиц (СИ) давление выражают в паскалях. Один паскаль – давление, возникающее при воздействии силы в 1 Н на площадь размером 1 м^2 ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н} / 1 \text{ м}^2$). Находят также применение такие внесистемные единицы измерения давления, как техническая атмосфера ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 10^5 \text{ Па}$), миллиметр ртутного столба ($1 \text{ мм рт. ст.} = 133,322 \text{ Па}$), миллиметр водяного столба ($1 \text{ мм вод. ст.} = 10 \text{ Па}$).

Значение парциального давления компонента смеси в состоянии полного насыщения называют парциальным давлением насыщения, или упругостью насыщения газов.

Относительная влажность в процентах паровоздушной смеси представляет собой отношение парциального давления водяных паров при заданной температуре к парциальному давлению насыщения при той же температуре и определяется по выражению

$$\text{---} \quad (4.2)$$

Для насыщенного воздуха относительная влажность равна 100%. В помещениях относительную влажность нормируют.

Влагосодержанием воздуха (г/кг) называют количество водяного пара в граммах, приходящегося на 1 кг сухой части влажного воздуха, то есть

$$\text{---}, \quad (4.3)$$

где --- – масса водяных паров, г; --- – масса сухого воздуха, кг.

На влагосодержание паровоздушной смеси влияет барометрическое давление, при котором находится эта смесь.

$$\text{---}. \quad (4.4)$$

Плотность влажного воздуха равна массе 1 м³ смеси, состоящей из сухой части воздуха и водяных паров. Плотность водяных паров меньше плотности сухого воздуха при одинаковом барометрическом давлении и одинаковой температуре, но эта разница невелика.

Массовая теплоёмкость влажного воздуха представляет собой количество теплоты, которое необходимо затратить, чтобы нагреть на 1°С 1 кг сухой части влажного воздуха и приходящегося на его долю количества водяных паров.

При неизменном давлении массовая теплоёмкость воздуха

$$\text{---}, \quad (4.5)$$

где --- – массовая теплоёмкость сухого воздуха (для температур в интервале 0...100°С), $\text{---} = 1,0048 \text{---}$; --- – массовая теплоёмкость водяного пара, $\text{---} = 1,8068 \text{---}$.

Для практических расчётов величиной --- можно пренебречь.

Объёмная теплоёмкость влажного воздуха – это количество теплоты, которое необходимо затратить для нагрева на 1°С одного куби-

ческого метра влажного воздуха. При температуре 0°C и барометрическом давлении 10 МПа объёмная теплоёмкость влажного воздуха составляет 1,29 —. С изменением температуры и давления объёмная теплоёмкость влажного воздуха меняется пропорционально его объёмной массе. Поэтому при определении расходов теплоты на нагрев воздуха или на его охлаждение удобнее пользоваться массовой теплоёмкостью.

Теплосодержание влажного воздуха (—) массой — (кг) равно сумме теплоты, содержащейся в 1 кг сухой части влажного воздуха и в — кг водяных паров

$$\text{---}, \quad (4.6)$$

где — температура смеси воздуха и пара, °C; = 2500(—) – скрытая теплота парообразования 1 кг воды при температуре 0°C. Подставив значения и , получим

$$\text{---} . \quad (4.7)$$

За начало отсчёта теплосодержания влажного воздуха условно принимают теплосодержание сухого воздуха при температуре 0°C. Это означает, что при температуре влажного воздуха ниже 0°C его теплосодержание может иметь отрицательное значение. Теплосодержание влажного воздуха зависит от его температуры и количества содержащейся в нём влаги.

Температурой точки росы влажного воздуха называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. При дальнейшем понижении температуры влажного воздуха начинается конденсация пара (выпадает роса), и в объёме паровоздушной смеси появляется туман.

Температура мокрого термометра – температура, которую принимает влажный воздух на стадии полного насыщения в процессе испарения воды без подвода теплоты извне при постоянном теплосодержании.

Температура является мерой нагрева рабочего тела и характеризует его внутреннюю энергию. Используются шкала Цельсия t и шка-

ла Кельвина T . Температурная шкала Цельсия – за нуль принимается температура таяния льда. В температурной шкале Кельвина за нуль принимается температура, при которой полностью прекращается движение молекул.

$$T = 273,15 + t^{\circ}\text{C}. \quad (4.8)$$

На пищевом производстве могут выделяться ядовитые и вредные для человека газы, такие как угарный газ (CO), углекислый газ (CO₂), сернистый газ (SO₂), аммиак (NH₃), водород (H₂) и другие. Некоторые из этих вредных газов способны гореть и взрываться.

В состав воздуха на пищевых и других производствах входит пыль, выделяющаяся в некоторых технологических процессах. Пыль по своему происхождению может быть растительной, животной, минеральной, металлической и смешанного состава. Пыль вредна для здоровья человека. Длительное вдыхание пыли вызывает различные заболевания. Кроме этого, в зависимости от своего происхождения и размеров частиц пыль может быть как пожароопасной, так и способной при определённых условиях взрываться.

Для очистки воздуха в производственных помещениях от пыли и вредных газов, а также для создания таких параметров воздушной среды (влажность и температура), при которых человек будет чувствовать себя комфортно, применяются различные системы воздухообмена. В зависимости от конкретного назначения системы воздухообмена разделяются на простые вентиляционные установки, которые осуществляют только воздухообмен в производственном помещении; на системы кондиционирования воздуха, в которых наряду с воздухообменом изменяются параметры поступающего в помещение воздуха, и на аспирационные системы, которые удаляют пыль, выделяющуюся в технологическом оборудовании.

Существуют и системы воздухообмена, которые осуществляют и некоторые технологические операции, например транспортирование различных грузов. В последнем случае такие системы называются пневмотранспортными.

Для перемещения воздуха в системах воздухообмена и в некоторых пневмотранспортных установках применяются воздуховоды, которые могут быть выполнены из различных материалов. Для проектирования и расчёта таких систем необходимо знать потери давления в воздуховодах (другими словами, гидравлическое сопротивление

ние воздуховода). Некоторые способы определения потерь давления в воздуховодах показаны ниже.

Описание установки

Для экспериментального определения потерь давления в воздуховоде необходимы следующие инструменты и приборы: рулетка, штангенциркуль, угломер, уровень, микроманометр.

Потери давления в воздуховоде, диаметр которого для всех сечений воздуховода постоянен, определяется по перепаду статического давления между началом и концом воздуховода с помощью микроманометра. Схема измерения показана на рисунке 4.1.

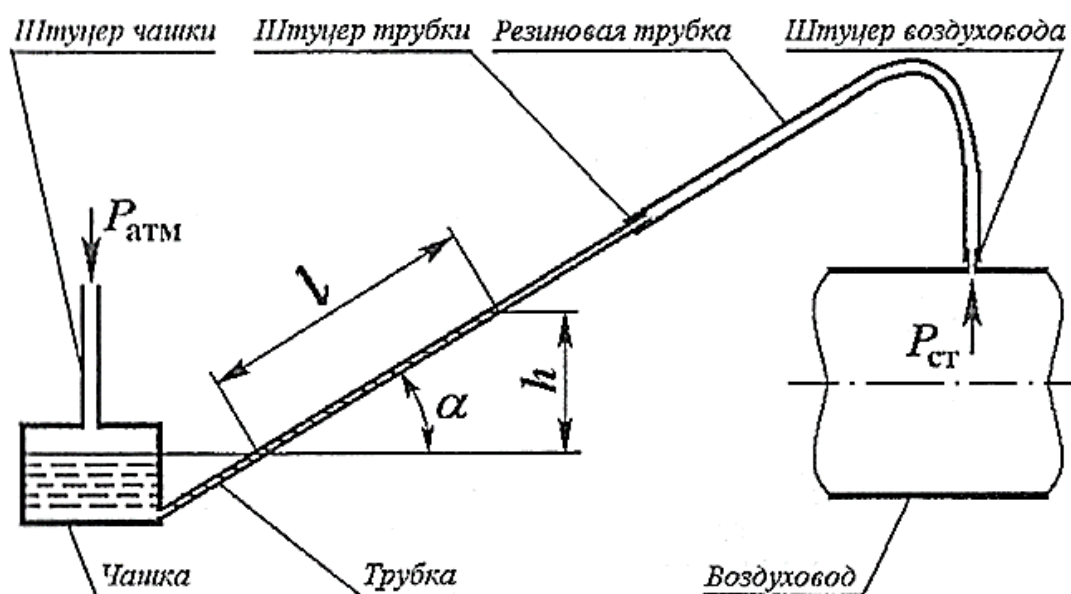


Рисунок 4.1 – Схема определения статического давления в воздуховоде с помощью микрометра

Методика проведения работы

Аналитическое определение потерь давления в воздуховодах.

Потери давления в воздуховодах (Па) обусловлены тем, что воздух преодолевает сопротивления, которые он встречает при движении.

Воздуховоды состоят из прямолинейных участков и фасонных частей. Потери давления (Па) в воздуховодах

$$\Delta P = \Delta P_{\text{прям}} + \Delta P_{\text{мест}}, \quad (4.9)$$

где $\Delta P_{\text{прям}}$ – потери давления в прямых участках воздуховодов обусловлены преодолением сопротивлений, возникающих при трении воздуха о стенки воздуховода, Па; $\Delta P_{\text{мест}}$ – потери давления на местные со-

противления в фасонных частях воздуховодов, которые возникают в результате изменения скорости и направления движения воздуха, а также вследствие завихрений, ударов и срывов струй, Па.

При проведении расчётов необходимо обращать внимание на размерности входящих в расчётные формулы элементов.

Определение потерь давления проводить в следующей последовательности:

- Определяются диаметры воздуховодов (мм) на участках вентиляционной сети по следующей формуле:

$$\begin{aligned} & - \\ & -, \end{aligned} \quad (4.10)$$

где Q – заданный объемный расход воздуха в одном из последовательных сечений воздуховода, который принимается постоянным для всех сечений данного участка вентиляционной сети, м³/ч; v – заданная скорость движения воздуха, м/с.

Затем принимается ближайший стандартный диаметр воздуховода, как правило, в сторону уменьшения значения диаметра. Диаметры воздуховодов стандартные (мм): 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600. После этого уточняется скорость движения воздуха на каждом участке вентиляционной сети.

$$L = \dots \quad (4.11)$$

- Определяются длины участков. Расчётная длина участка включает в себя, кроме длины прямых участков, длины отводов, диффузоров и конфузоров, если они имеются на данном участке.

$$L_{\text{расч}} = L_{\text{прям}} + L_{\text{отвод}} + L_{\text{диффузор}} + L_{\text{конфузор}} \quad (4.12)$$

Длину отводов определяют по среднему радиусу отвода.

$$L_{\text{отвод}} = R \cdot \alpha \quad (4.13)$$

$$R = \frac{D}{2} \quad (4.14)$$

где α – угол поворота отвода.

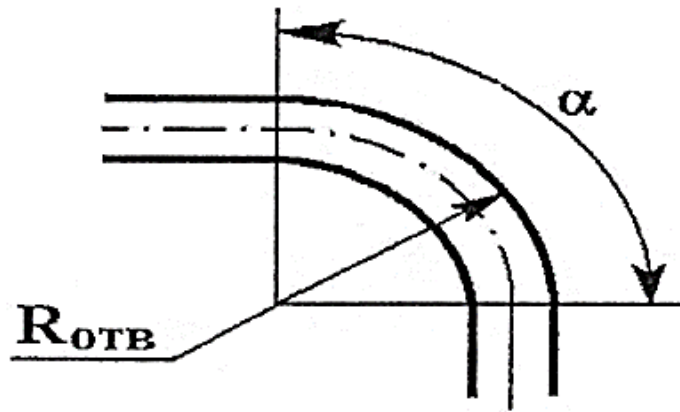


Рисунок 4.2 – Схема отвода

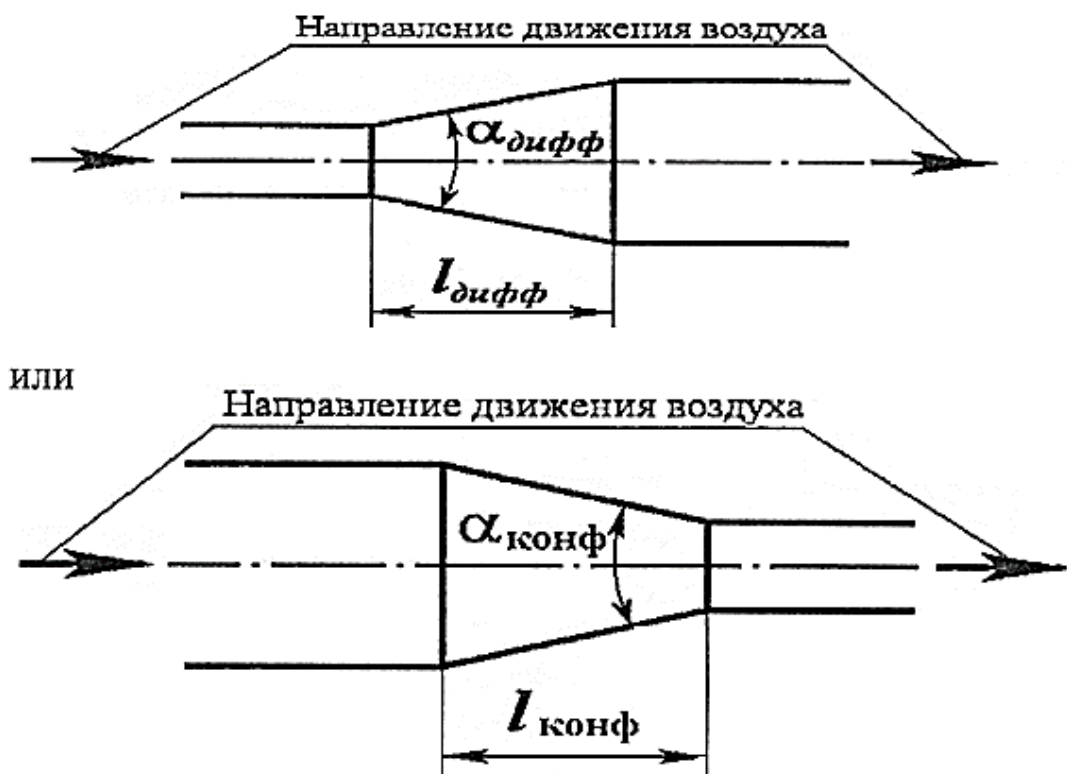


Рисунок 4.3 – Схема диффузов

- Определяется коэффициент сопротивления прямолинейного воздуховода либо по таблицам, которые можно найти в соответствующей литературе, либо по формуле Альтшуля

$$\lambda = \frac{0,115}{\sqrt{\text{Re}}} \quad , \quad (4.15)$$

где d – диаметр воздуховода, мм; Δ – абсолютная шероховатость внутренней поверхности воздуховода, мм; Re – число (критерий) Рейнольдса.

Из формулы (4.15) видно, что для уменьшения потерь давления и экономии энергии необходимо проектировать воздуховоды с наибольшими диаметрами, наименьшими длинами воздуховодов и скоростями потоков.

Коэффициент сопротивления зависит от шероховатости поверхности воздуховода, если толщина ламинарного слоя около стенки воздуховода меньше выступов абсолютной шероховатости k . Если толщина ламинарного слоя больше абсолютной шероховатости k , то шероховатость поверхности не влияет на сопротивление; такие воздуховоды рассчитывают как гидравлически гладкие, без учета шероховатости.

Фактическая абсолютная шероховатость поверхности воздуховодов из новой оцинкованной листовой стали составляет 0,15 мм, из новой кровельной проолифленной стали 0,1...0,15 мм.

Стальные новые цельносварные трубы имеют абсолютную шероховатость 0,04...0,1 мм, оцинкованные – 0,07...0,1 мм, чугунные – 0,25...1 мм, бетонные трубы – от 0,3...0,8 до 2,5...3 мм.

Число Рейнольдса определяют по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (4.16)$$

где v – скорость воздуха, м/с; d – диаметр воздуховода, мм; ν – кинематическая вязкость воздуха при нормальных условиях, м²/с.

При ламинарных потоках, когда $Re < 2320$, коэффициент сопротивления

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.17)$$

- Определяются коэффициенты сопротивлений отводов. Коэффициент сопротивления гладкого отвода

$$\lambda_{отв} = \lambda \cdot K_{отв} \quad (4.18)$$

где

$$K_{отв} = \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (4.19)$$

– радиус отвода; d – диаметр воздуховода; α – угол отвода, град.

- Определяется коэффициент сопротивления диффузора. Потери давления в диффузоре

$$\lambda_{диф} = \frac{1 - \cos \alpha}{2} \quad (4.20)$$

где v – скорость воздуха в узком сечении диффузора, м/с; ξ – коэффициент сопротивления диффузора.

Коэффициент сопротивления диффузора определяется по формуле

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho v^2} \quad (4.21)$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления, который находят по среднему диаметру $d_{ср} = 0,5 (d_1 + d_2)$, используя формулу Альтшуля (4.15);

α – угол раскрытия диффузора, град; β – степень расширения диффузора, равная отношению площадей выходного и входного воздуховодов, т.е. $\beta = \frac{F_2}{F_1}$.

Чем больше угол раскрытия диффузора, тем больше коэффициент сопротивления. Наименьшие сопротивления получают при $\alpha = 10^\circ$; при $\alpha < 10^\circ$ происходят нарушения симметричности поля скоростей, срывы струй и завихрения у стенок. На практике же обычно применяют углы раскрытия больше 10° , так как не хватает места для длинных диффузоров. Коэффициенты сопротивления диффузоров можно найти и в таблицах, приводимых в литературе.

- Определяется коэффициент сопротивления конфузора.

Потери давления в конфузоре (Па)

$$\Delta P = \xi \rho v^2 \quad (4.22)$$

где ξ – коэффициент сопротивления конфузора; v – скорость воздушного потока в узком сечении, м/с.

Коэффициент сопротивления конфузора может быть определён по следующей формуле:

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho v^2} \quad (4.23)$$

Здесь ξ_0 – коэффициент сопротивления, который определяется по среднему диаметру по формуле Альтшуля (4.15); α – угол сужения конфузора, град; β – степень сужения конфузора, $\beta = \frac{d_2}{d_1}$.

Коэффициенты сопротивления конфузоров можно также найти и в таблицах, приводимых в литературе.

- Определяются коэффициенты сопротивлений в тройнике. Для этого необходимо вычислить следующие величины:

Площади воздуховодов, соединяемых тройником

$$\text{---} \quad (4.24)$$

Отношения площадей воздуховодов

$$\text{---} \quad (4.25)$$

Отношение расходов воздуха бокового и объединённого воздуховодов

$$\text{---} \quad (4.26)$$

На основе найденных величин по таблице П1 (даны коэффициенты сопротивлений для тройников с углом , причём коэффициент сопротивления бокового воздуховода приведён с учётом сопротивления отвода) определяются коэффициенты сопротивлений проходного и бокового воздуховодов.

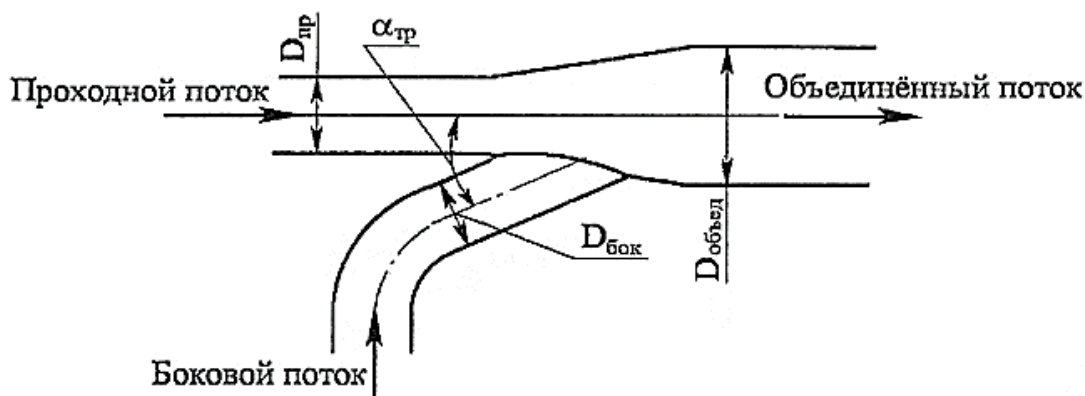


Рисунок 4.4 – Схема тройника

- Определяется сумма коэффициентов сопротивлений участка

$$\text{---} \quad (4.27)$$

- Определяется динамическое давление участка

$$H_d \text{ ---} \quad (4.28)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³. Принимается стандартный воздух, у которого $\rho = 1,2$ кг/м³.

- Определяются потери давления непосредственно на участке.

$$H_{nm} \quad - \quad \text{---} \quad (4.29)$$

- Определяются суммарные потери давления на участке.

Эти потери равны сумме сопротивления H_{nm} непосредственно участка и потери давления в предыдущих участках, включая и подсоединённое к воздуховоду оборудование.

$$H_{\text{участка}} = H_{nm} \quad (4.30)$$

- Определяется разница в общих давлениях соединенным тройником проходного и бокового воздуховодов. Эта разница в пределе должна быть равна нулю. Допускается разница в давлениях не более 2%. Для уравнивания давлений может либо устанавливаться дополнительное сопротивление (например, диафрагма) на участке с меньшими потерями давления, либо увеличивается скорость воздуха на этом участке за счёт уменьшения диаметра воздуховода.

При выравнивании давлений с помощью диафрагмы следует выполнить следующее:

- по известной разнице давлений определяется коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\text{---} \quad (4.31)$$

- выбирается тип диафрагмы;

- по таблицам, номограммам или графикам по найденному коэффициенту сопротивления определяются параметры диафрагмы.

В качестве примера в таблице 4.1 приведены коэффициенты сопротивления поворотной диафрагмы (заслонки).

Таблица 4.1 – Коэффициенты сопротивления поворотной диафрагмы (заслонки)

Сечение воздуховода	Угол поворота заслонки, град									
	5	10	20	30	40	45	50	60	70	90
Круглое	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751	
Прямоугольное	0,28	0,45	1,34	3,54	9,27	16,0	24,9	77,4	368	

При выравнивании давлений с помощью увеличения скорости движения воздуха за счёт уменьшения диаметра воздухопровода могут быть использованы соответствующие формулы и номограммы. При отсутствии номограмм задаются несколькими значениями скорости движения воздуха в том воздуховоде, в котором потери давления меньше. После чего производят расчёты диаметра и сопротивления методом перебора вариантов.

- Определяются потери давления в воздушном фильтре. Для этой цели необходимо определить тип фильтра, который будет использован в данной вентиляционной системе, после чего найти соответствующую этому фильтру величину коэффициента сопротивления в приводимых в литературе таблицах. Если в качестве такого фильтра используется циклон, то нужно учесть 5%-й подсос воздуха в воздухопроводах при определении расхода воздуха циклоном.

Потери давления в фильтре определяются по формуле

$$\text{---} \quad (4.32)$$

где ξ – коэффициент сопротивления циклона, который зависит от его конструкции; v – скорость потока воздуха на входе в фильтр.

- Для последнего участка, в котором воздух из вентиляционной системы выпускается в атмосферу, определяется сопротивлением выхлопа.

$$\text{---} \quad (4.33)$$

где v – скорость на выхлопе, м/с.

Потери давления на выхлоп равны динамическому давлению на выхлопе, а коэффициент сопротивления выхлопа $\xi = 1$, следовательно, равен единице.

Для уменьшения потерь давления на выхлоп необходимо уменьшить скорость на выхлопе, т.е. установить диффузор. При этом потери давления в диффузоре будут несколько больше, чем на прямом участке, однако общие потери давления с учетом потерь на выхлоп значительно уменьшаются, что дает экономию энергии.

- Потери давления в вентиляционной сети определяются как сумма потерь давления на отдельных её участках.

Обработка результатов эксперимента

Варианты заданий на определение потерь давления в воздуховодах представлены в таблице П2.

Первый столбец таблицы П2 означает номер варианта, соответствующий номеру по списку в журнале. Первая строка означает номер участка в соответствии с рисунком 4.5.

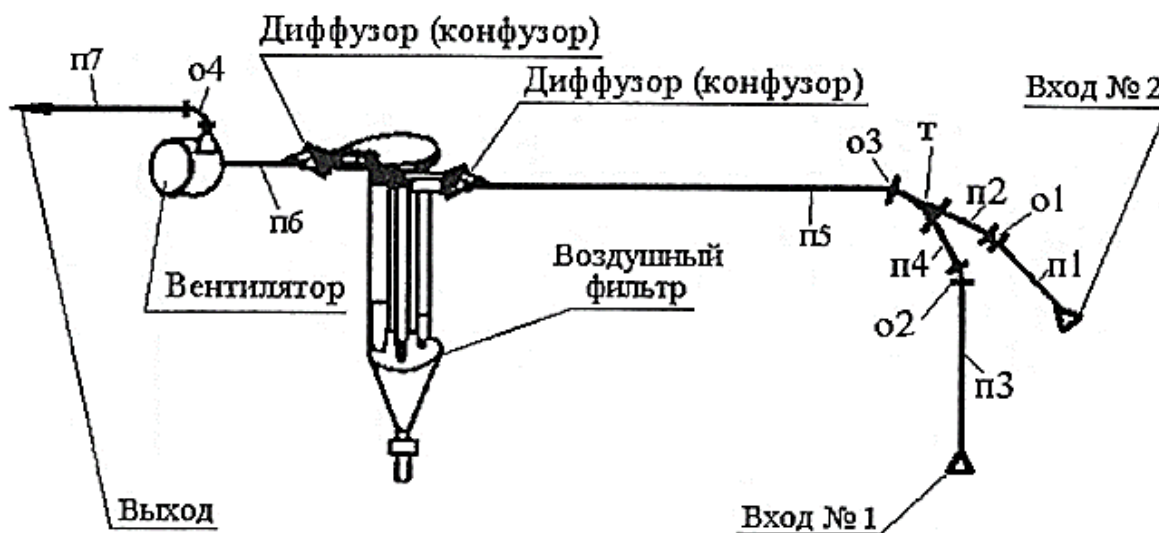


Рисунок 4.5 – Схема воздуховодов к «Заданию по расчету потерь давления в воздуховодах»

Углы между соседними воздуховодами тройника принимаются равными во всех работах 30° .

Скорость воздуха в работах с нечётными номерами принимается равной 10 м/с, а с чётными – 11 м/с.

Правила и порядок выполнения работы

Порядок проведения работы следующий:

- В начале воздуховода с помощью уровня устанавливается микроманометр.
- Определяется угол наклона трубки микроманометра с помощью угломера или с использованием других методов, которые предлагаются самим студентом.
- Определяется и фиксируется начальное положение жидкости в трубке микроманометра.
- С разрешения преподавателя включается вентилятор воздуховода.
- Определяется рабочее положение жидкости в трубке микроманометра и измеряется расстояние между её начальным и рабочим положениями с помощью штангенциркуля.

- Аналогичным образом определяется расстояние между начальным и рабочим положениями жидкости в трубке микроманометра в конце воздуховода.

- Рассчитываются величины статического давления в начале и конце воздуховода по следующей формуле:

$$\text{---} \quad (4.34)$$

где l – расстояние между начальным и рабочим положением жидкости в трубке микроманометра, мм; α – угол наклона трубки микроманометра; ρ_1 – плотность жидкости в трубке микроманометра, г/см³; a – ускорение свободного падения, м/с²; ρ_2 – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/см³; ρ_3 – плотность воздуха при условиях измерения.

$$\text{---} \quad (4.35)$$

где p_1 – давление воздуха в момент измерения; t_1 – температура воздуха в момент измерения.

- Определяются потери давления в воздуховоде (гидравлическое сопротивление воздуховода).

$$\text{---} \quad (4.36)$$

где p_1 – статическое давление в начале воздуховода; p_2 – статическое давление в конце воздуховода.

- Указанные выше измерения и расчёты повторяются 3-5 раз, после чего проводится обработка полученных результатов с целью определения среднего значения потерь давления.

- Измеряются длина воздуховода и его диаметр, а также определяется материал, из которого сделан воздуховод, и оценивается шероховатость его внутренней поверхности.

- Рассчитываются аналитически потери давления в данном воздуховоде по приведённой выше методике.

- Сравниваются значения потерь давления, полученные экспериментальным и аналитическим путём.

- 5-6 раз изменяется скорость движения воздуха в воздуховоде и проводятся вышеприведённые экспериментальные работа и расчёты.

- Строится и анализируется график изменения потерь давления в воздуховоде в зависимости от скорости движения воздуха в нём.

Контрольные вопросы

1. Что называют парциальным давлением?
2. Что называют влагосодержанием воздуха?
3. Что такое объемная теплоемкость влажного воздуха?
4. Что такое температура точки росы влажного воздуха?
5. Что такое температура мокрого термометра?
6. От чего зависит коэффициент сопротивления?

Практическая работа № 5. Определение аэродинамических характеристик профиля турбинной лопатки

Цель работы

Цель работы – замерить распределение давления по поверхности профиля турбинной лопатки (крыла) и, используя эти опытные данные, найти аэродинамические коэффициенты лобового сопротивления c_x , подъемной силы c_y , момента тангажа c_{mz} , а также определить местонахождение центра давления.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание

1. Изучить установку для определения аэродинамических характеристик профиля турбинной лопатки.
2. Замерить распределение давления по поверхности профиля турбинной лопатки (крыла).
3. Найти аэродинамические коэффициенты.
4. Составить отчет о проделанной работе.

Теоретическая часть

Определение аэродинамических коэффициентов c_x и c_y

Рассмотрим поверхность крыла единичного размаха. На этом крыле можно выделить элементарную прямоугольную площадку dS , образованную элементом контура ds , так что $dS = ds \cdot 1$. Элементарный отрезок контура ds наклонен к оси Ox под углом Θ (рис. 5.1).

Если на поверхность обтекаемого крыла в этом месте действует избыточное давление Δp , то к данному участку приложена по нормали к поверхности сила dR , где $dR = \Delta p \, ds$. Эту силу можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие dR_x и dR_y , параллельные осям Ox и Oy :

$$dR_x = dR \cos \Theta = \Delta p \, ds \cos \Theta, \quad (5.1)$$

$$dR_y = dR \sin \Theta = \Delta p \, ds \sin \Theta. \quad (5.2)$$

Из рисунка 5.1 видно, что

$$ds \cos \Theta = dx; \quad ds \sin \Theta = dy. \quad (5.3)$$

Тогда:

$$dR_x = \Delta p \, dx; \quad dR_y = \Delta p \, dy. \quad (5.4)$$

Основываясь на зависимостях (5.1), найдем суммарные силы: продольную R_x , параллельную хорде OA , и поперечную R_y , перпендикулярную хорде.

Для получения силы нужно проинтегрировать зависимость для по верхней и нижней поверхности профиля

$$= - \Delta p \cos \theta ds + \Delta p \sin \theta ds, \quad (5.5)$$

где Δp и Δp – избыточное давление соответственно на верхней и нижней поверхности профиля.

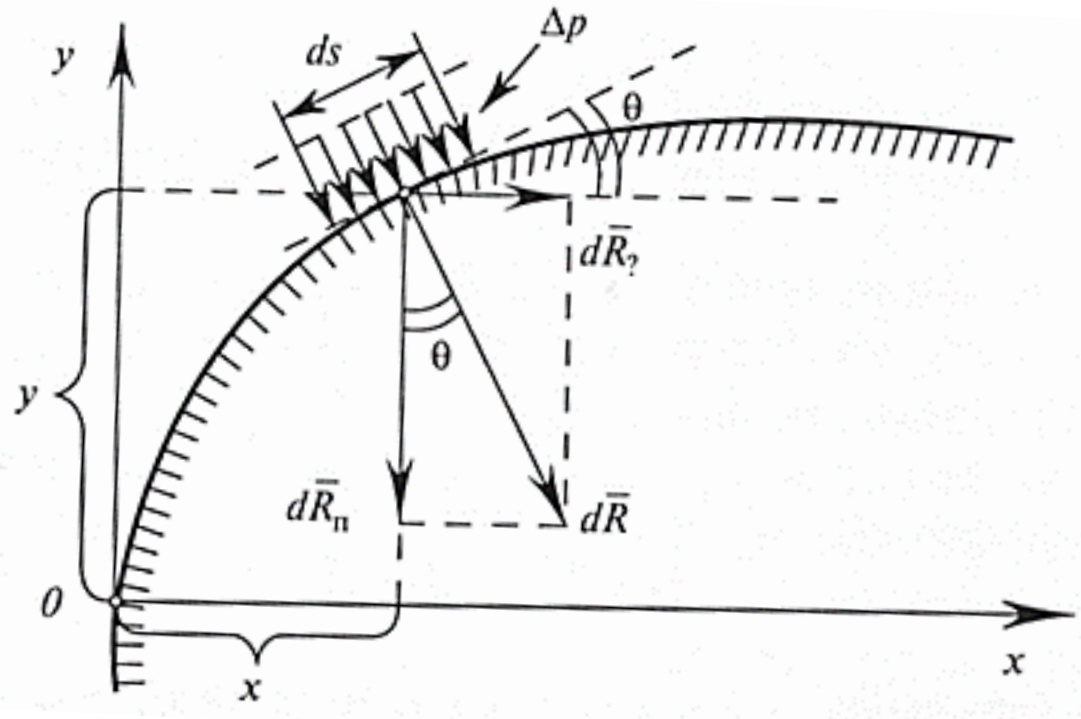


Рисунок 5.1 – Поверхность крыла единичного размаха

Учитывая, что $x_0 = 0$; $x_A = b$; получим:

$$= \int_0^b \Delta p \cos \theta ds - \int_0^b \Delta p \sin \theta ds. \quad (5.6)$$

Аналогично для получения силы нужно проинтегрировать зависимость для из (6.1) по лобовой (участок ВОС) и кормовой (участок ВАС) частям профиля

$$= \int_{x_0}^{x_A} \Delta p_{top} dx - \int_{x_0}^{x_A} \Delta p_{bottom} dx, \quad (5.7)$$

где Δp_{top} и Δp_{bottom} – избыточное давление на передней и задней части контура крыла.

Отметим, что:

$$= \int_{x_0}^{x_A} \Delta p_{top} dx; \quad = \int_{x_0}^{x_A} \Delta p_{bottom} dx. \quad (5.8)$$

Тогда

$$= \dots dx. \quad (5.9)$$

Перейдем от продольной и поперечной сил и к силам в скоростной системе координат: силе лобового сопротивления X и подъемной силе Y . Этот переход осуществляется по формулам:

$$X = \dots + \dots, \quad (5.10)$$

$$Y = - \dots + \dots. \quad (5.11)$$

Силы X и Y в аэродинамике представляются через коэффициенты лобового сопротивления c_x и подъемной силы c_y по формулам:

$$X = c_x - \dots S; \quad (5.12)$$

$$Y = c_y - \dots S. \quad (5.13)$$

Здесь характерная площадь S может быть представлена как $S = 1 \cdot b$ (крыло единичного размаха).

Аналогично могут быть представлены продольная и поперечная силы:

$$= c_\tau \text{ — } S; \quad (5.14)$$

$$= c_n \text{ — } S. \quad (5.15)$$

Подставляя (5.12) (5.13) и (5.14) (5.15) в (5.10) (5.11), можно получить:

$$c_x = c_\tau + c_n, \quad (5.16)$$

$$c_y = c_\tau + c_n. \quad (5.17)$$

Безразмерные коэффициенты и определяются, если (5.14) (5.15) подставить в соотношения (5.6) и (5.9) и учесть определение коэффициента давления c_p по формуле (5.38):

$$= - \dots dx; \quad (5.18)$$

$$= - \dots dy. \quad (5.19)$$

Имеет смысл ввести безразмерные координаты:

$$= - ; \quad = - . \quad (5.20)$$

Вводим также новые обозначения:

$$\Delta = \dots ; \quad (5.21)$$

$$\Delta = \dots . \quad (5.22)$$

Приходим к следующим расчетным формулам:

$$= \dots d ; \quad (5.23)$$

$$= \dots d . \quad (5.24)$$

Определение коэффициента момента тангажа.

Обратимся к определению момента тангажа M_z , т.е. момента распределенных сил давления относительно оси O_z . Причем условимся считать $M_z > 0$, если действие этого момента ведет к увеличению угла атаки α . Тогда элементарный момент от действия сил давления, приложенных к площадке с координатами x, y , будет равен:

$$dM_z = - x d \dots$$

Учитывая равенства (5.1), получим:

$$dM_z = \Delta p \dots \quad (5.25)$$

Интегрируя эту зависимость по контуру крыла, приходим к зависимости:

$$M_z = - \dots \quad (5.26)$$

Криволинейные интегралы в (5.26) вычисляются при обходе контура по часовой стрелке.

В аэродинамике момент тангажа M_z связан с коэффициентом тангажного момента по формуле

$$M_z = \dots S b, \quad (5.27)$$

где $S = b \cdot 1$.

Сравнивая записи (5.26) и (5.27) и учитывая обозначение коэффициента давления (5.38), получим:

$$= \dots \quad (5.28)$$

Преобразуем первый интеграл зависимости:

$$J_x = \int x^2 dF = \int x^2 dF + \int x^2 dF = \int x^2 dF. \quad (5.29)$$

Аналогично:

$$J_y = \int y^2 dF = \int y^2 dF + \int y^2 dF = \int y^2 dF. \quad (5.30)$$

Учитывая полученное, а также обозначения (5.20) и (5.21) (5.22), вместо (5.28) запишем:

$$J = 0.5(J_x + J_y), \quad (5.31)$$

где

$$J_x = \int x^2 dF; \quad (5.32)$$

$$J_y = \int y^2 dF. \quad (5.33)$$

Нахождение центра давления.

Тангажный момент можно записать через силы X и Y , приложенные к центру давления в точке D с координатами $x_D = x_D, y_D = 0$:

$$M_z = -X \cdot y_D - Y \cdot x_D, \quad (5.34)$$

сравнивая эту зависимость с формулой (6.27), получим:

$$M_z = -X \cdot y_D - Y \cdot x_D, \quad (5.35)$$

или

$$M_z = -X \cdot y_D - Y \cdot x_D. \quad (5.36)$$

Эта формула определяет положение центра давления.

Описание установки

Силовое взаимодействие газового потока с обтекаемым телом осуществляется через два типа силовых реакций: через воздействие распределенных сил избыточного давления и через действие на тело касательных сил трения.

Расчетная практика показывает, что для практически используемых крыльев в диапазоне больших чисел Рейнольдса суммарная сила аэродинамического воздействия определяется в основном силой от распределенного давления. Только при нулевой подъемной силе у весьма тонких крыловых профилей составляющая от сил трения и на-

чинает быть существенной в общей силе сопротивления. Исходя из этого, в данной работе для рассматриваемого нетонкого крыла будем определять силовое воздействие, создаваемое исключительно распределенными силами давления.

Экспериментальное определение распределения давления по крыловому профилю производится при продувке в дозвуковой аэродинамической трубе прямоугольного, в плане крыла, постоянного во всех поперечных сечениях профиля (рис. 5.2).

В среднем сечении крыло дренировано. Каждое отверстие дренажа на крыле герметически связано с верхним концом трубки батарейного манометра. При обдуве крыла воздушным потоком на крыле устанавливается некоторое распределение давления. Это распределение с той или иной степенью точности, зависящей от числа точек дренажа, чистоты обработки приемных отверстий и т.д., можно определить замером давлений во всех точках дренажа.

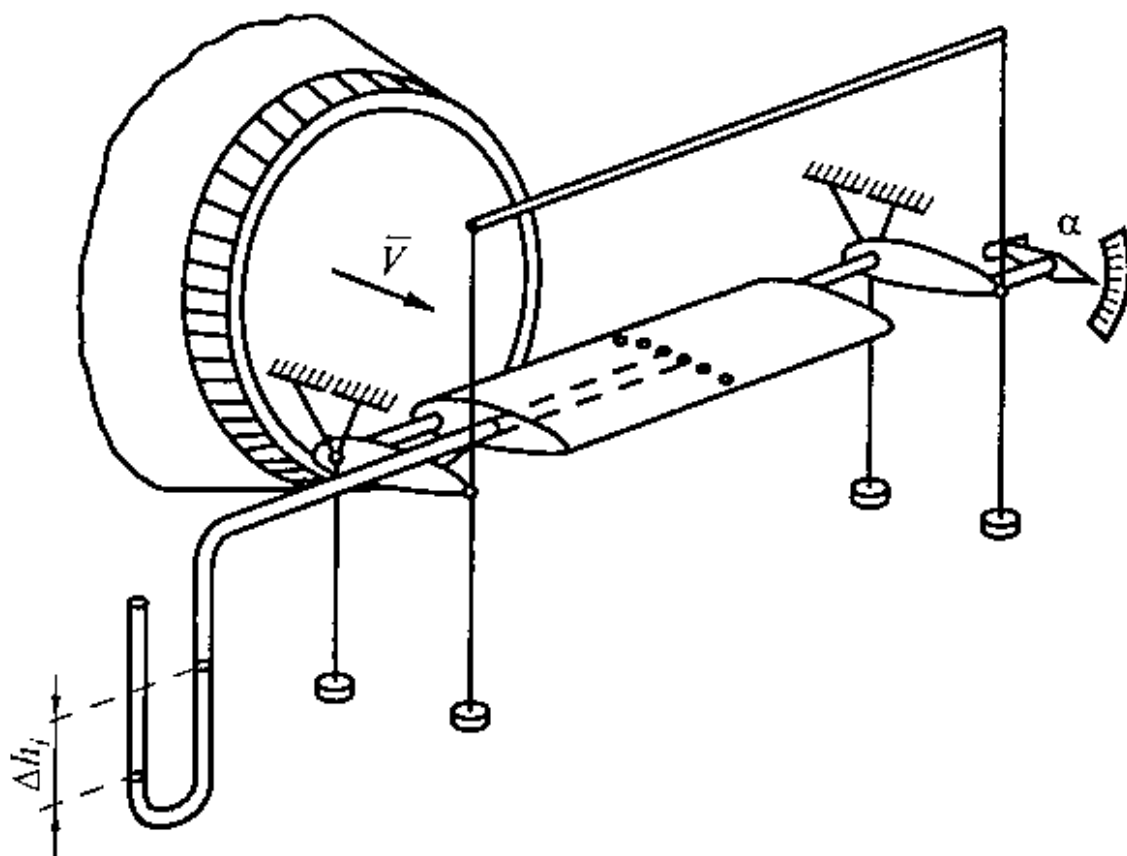


Рисунок 5.2 – Схема эксперимента

Если при этом в i -м отверстии на крыле устанавливается положительное избыточное давление Δp_i , уровень жидкости в i -й трубке манометра опускается ниже нулевой отметки; если же избыточное давление отрицательно (разрежение в этой части крыла), то уровень

жидкости поднимается. Обозначая высоту изменения уровня жидкости в i -й трубке манометра Δh_i и считая ее величиной алгебраической ($\Delta h_i > 0$, если жидкость в трубке опускается, и $\Delta h_i < 0$, если жидкость поднимается), можно по каждой измеренной величине Δh_i , – найти избыточное давление:

$$\Delta p_i = p_i - p_\infty = \gamma_\delta \Delta h_i, \quad (5.37)$$

где γ_δ – удельный вес жидкости в манометре (если манометр заполнен подкрашенной водой, то $\gamma_\delta = 10^{-3}$ кгс/см³).

Одновременно с фиксацией давления в различных точках крыла должен быть замерен с помощью трубки Пито скоростной напор. Тогда коэффициент давления в i -м отверстии на крыле равен:

$$c_{pi} = \frac{p_i - p_\infty}{\rho V^2 / 2} = \frac{\gamma_\delta \Delta h_i}{\rho V^2 / 2}. \quad (5.38)$$

Используя полученные данные о распределении давления, можно построить так называемую векторную диаграмму (рис. 5.3). На векторной диаграмме графически точно вычерчивается крыло и наносятся точки дренажа, к каждой такой точке нормально к поверхности крыла пристраивается вектор, равный в выбранном масштабе величине коэффициента давления c_{pi} в данной точке. Если коэффициент c_{pi} положителен, то вектор направлен к крылу, если c_{pi} отрицателен, то вектор направлен во внешнюю сторону. Концы (или начала) вектора соединяются огибающей линией. Такая векторная диаграмма даст графически наглядную картину распределения зон разрежения и сжатия по контуру крылового профиля.

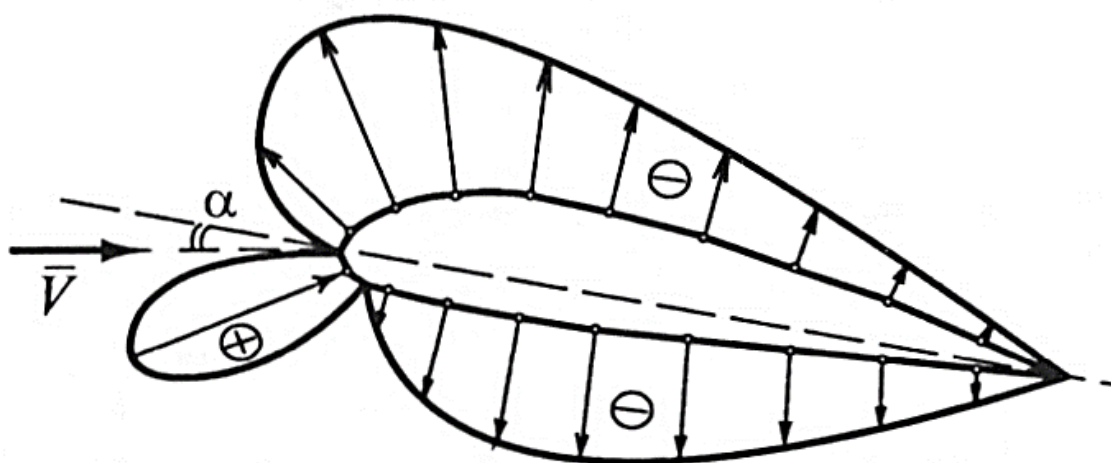


Рисунок 5.3 – Векторная диаграмма профиля крыла

Крыловой профиль будем рассматривать относительно двух прямоугольных координатных систем: связанной xOy и скоростной Ox_1y_1 . Ось Ox проходит вдоль хорды крылового профиля, соединяющей носовую точку O с хвостовой точкой A . Ось Oy направлена параллельно вектору невозмущенной скорости натекающего потока. Угол между осями Ox и Ox_1 есть угол атаки α .

На контуре крылового профиля будем отмечать нижнюю поверхность крыла OBA и верхнюю поверхность OCA . На этих поверхностях точки B и C особые. Эти точки максимально удалены от хорды крыла соответственно на нижней и верхней поверхностях крыла и выделяют лобовую поверхность крыла BOC и кормовую поверхность BAC .

На рисунке 5.4 точкой D отмечен центр давления, в котором приложена равнодействующая аэродинамическая сила \bar{R} .

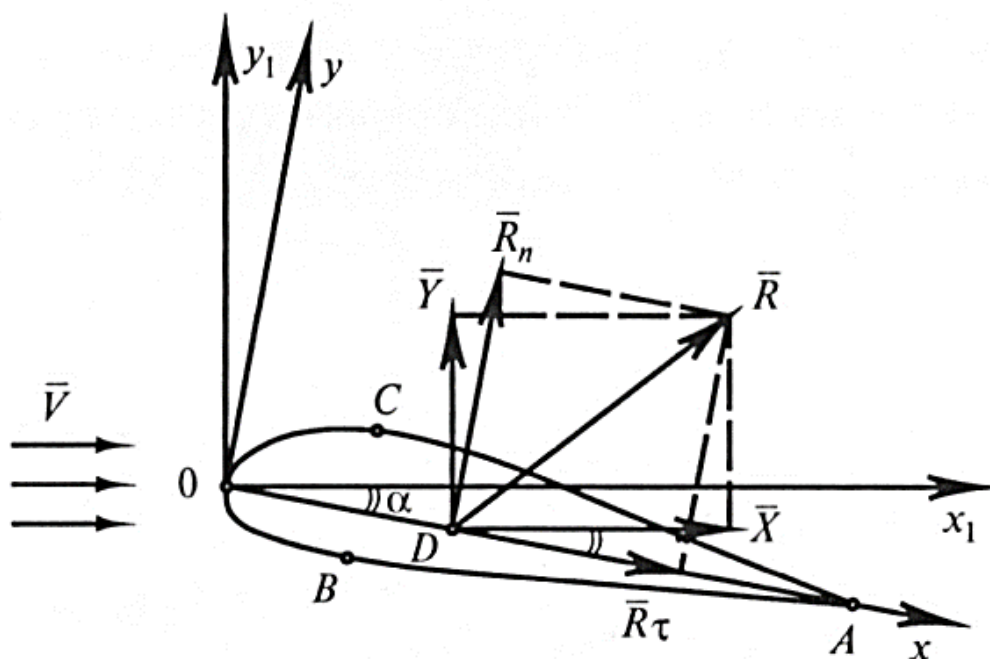


Рисунок 5.4 – Расположение центра давления крыла

Аэродинамическую силу \bar{R} можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие. Если эти составляющие параллельны осям скоростной координатной системы, то составляющая называется силой лобового сопротивления, а Y – подъемной силой. Если же эти составляющие параллельны осям связанной координатной системы, то составляющая называется продольной силой, X – поперечной.

Методика проведения работы

Работа проводится на аэродинамической трубе дозвуковых скоростей. Модель крыла подвешивается на растяжках в рабочей части трубы. После ознакомления с экспериментальной установкой и измерительной аппаратурой следует приступить к экспериментальным замерам.

1. Установить крыло на заданный угол атаки α .

2. Включить трубу в работу и, поместив приемник трубки Пито-Прандтля в зону невозмущенного потока перед моделью, измерить величину Δ . Результат занести в таблицу 5.1. В этой таблице также указать координаты дренажных отверстий в связанной системе.

3. Измерить изменение от положения равновесия уровней жидкости в трубах батарейного манометра и измеренные величины Δ с их знаками занести в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Экспериментальные данные

α , градусы	Δ , см	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		отв.															
		Δ															

Точность измерений должна быть до десятых долей сантиметра.

Обработка результатов эксперимента

1. По формуле (5.38) вычисляются значения коэффициента давления и результаты заносятся в таблицу 5.1.

2. На миллиметровке выстраиваются координатные диаграммы $p = f(x)$ и $p = f(y)$. Для этого, используя данные таблицы 5.1, наносятся экспериментальные точки (x, p) и (y, p) . Эти точки соединяют плавными кривыми. Надписями « $p_{верх}$ » и « $p_{низ}$ » отмечаются кривые, дающие распределение давления на верхней и нижней поверхности крыла (рис. 5.5), на другой диаграмме отмечаются надписями « $p_{лоб}$ » и « $p_{корм}$ » кривые распределения давления на лобовой и кормовой частях профиля.

3. Далее следует вычислить значение коэффициента по первой формуле из (6.23) (6.24). Для этой цели можно использовать формулу Симпсона для численного интегрирования:

$$= \dots + \Delta p(5) + \dots + \Delta p(-2) + \Delta p(0). \quad (5.39)$$

Для использования этой формулы весь интервал изменения x разбивают на $N-1$ равных частей, причем N – обязательно число нечетное. Любое x_i есть значение $\Delta x = \frac{x_{max} - x_{min}}{N-1}$ в точке с координатой $x_i = x_{min} + i \Delta x$. При практическом расчете значения c_p снимаются с графика замером расстояния между кривыми и x_i при соответствующей координате x_i с учетом знака алгебраической величины c_p . Значения Δx в крайних точках, как видно из рисунка 5.5, всегда равны нулю, т.е. $\Delta x = 0$.

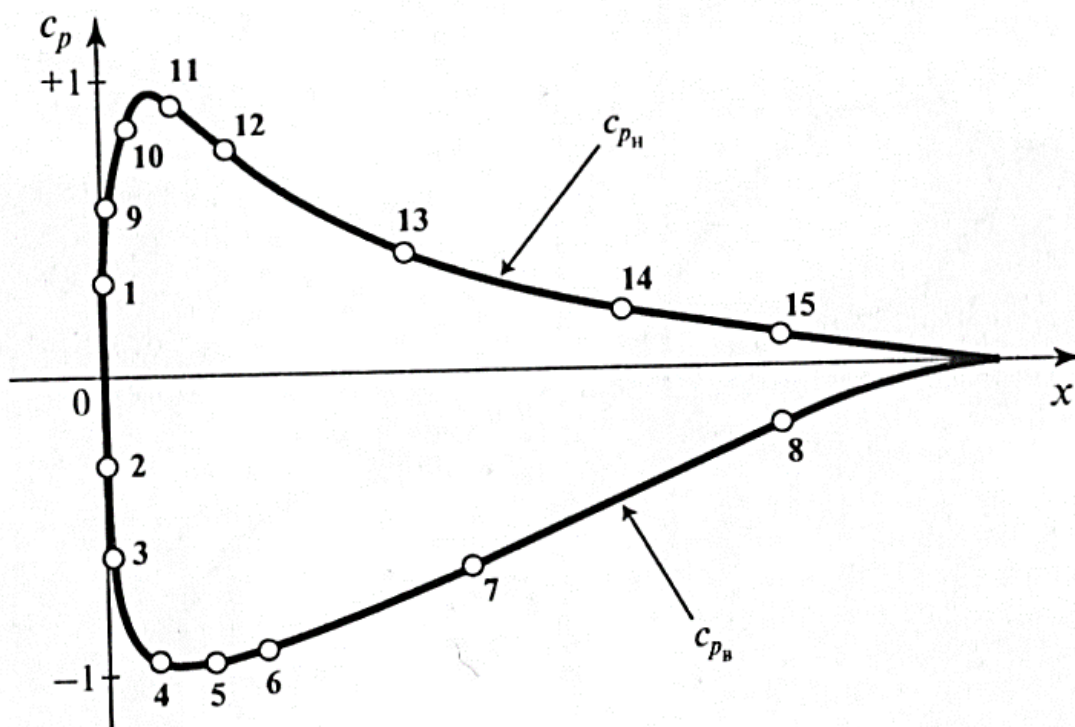


Рисунок 5.5 – Распределение давления на верхней и нижней частях профиля крыла

Как показывает расчетная практика, число N вполне достаточно выбирать равным порядка $N=11$.

4. Аналогичную схему вычисления интеграла можно предложить и для второй зависимости (5.23) (5.24). Расчетная формула приобретает вид:

$$= \frac{\Delta}{h} \left[\frac{1}{2} f_1 + 2 \sum_{i=2}^{N-1} f_i + \frac{1}{2} f_N \right] \quad (5.40)$$

где Δ – значение $\Delta = y_i - y_{i-1}$ в точке с координатой:

$$\Delta = \frac{y_{\max} - y_{\min}}{N} \quad (5.41)$$

Это значение может быть определено непосредственным измерением расстояния между кривыми и на рисунке 5.6 при соответствующей координате y . И точно так же должен быть учтен знак величины Δ . Здесь, как и при вычислении значения c_p , число N_I – обязательно нечетное, а $y_{\min} = y_{\max} = 0$.

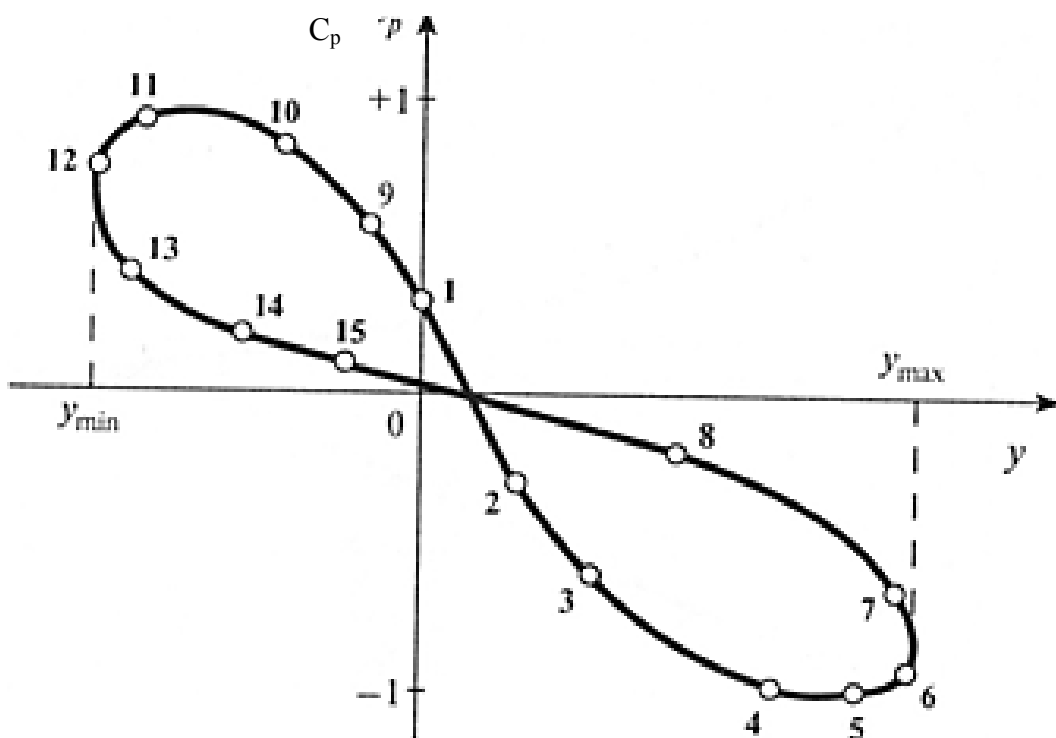


Рисунок 5.6 – Распределение давления на лобовой и кормовой частях профиля крыла

5. Вычисленные значения c_p и Δ позволяют найти аэродинамические коэффициенты c_x и c_y согласно формулам (5.16) (5.17).

6. Для вычисления коэффициента тангажного момента по формуле (5.31) необходимо вычислить интегралы и , задаваемые формулами (5.32) (5.33). Для этой цели можно предложить ту же методику численного интегрирования, что и при вычислении коэффициентов и . Поэтому прежде всего должны быть графически построены зависимости от и от . Разбив интервал интегрирования $0 \leq x^2 \leq 1$ на четное число отрезков, можно с использованием формулы Симпсона вычислить интеграл , а затем аналогично и .

7. По формуле (5.36) можно найти положение центра давления x_D .

8. В отчете по практической работе должен быть представлен следующий графический материал:

- схема взаимного расположения осей и действующих на крыло сил;

- схема трубки Пито-Прандтля;

- графики зависимости и от ;

- графическая зависимость и от ;

- графики зависимостей c_p от c_p от ;

- векторная диаграмма распределения безразмерного избыточного давления c_p по поверхности крыла. На этом чертеже крыловой профиль вычерчивается геометрически подобным и указывается масштаб отложенных значений c_p .

Правила и порядок выполнения работы

Практическая работа для определения аэродинамических характеристик профиля крыла (рис. 5.7) содержит аэродинамическую трубу дозвуковых скоростей, которая формирует воздушный поток, и приемную трубу для утилизации воздушного потока.

В рабочем зазоре трубы установлено крыло с рядом дренирующих отверстий по профилю. Каждое отверстие герметично соединено специальной трубкой со своим измерительным манометром (пьезометром, наполненным водой). Все манометры объединены в батарею. Кроме того, к батарейному манометру подключена трубка Пито-Прандтля. Трубка установлена непосредственно перед крылом в невозмущенной части потока.

Угол атаки крыла можно изменять в пределах от -14 до $+14^\circ$ с шагом 1° .

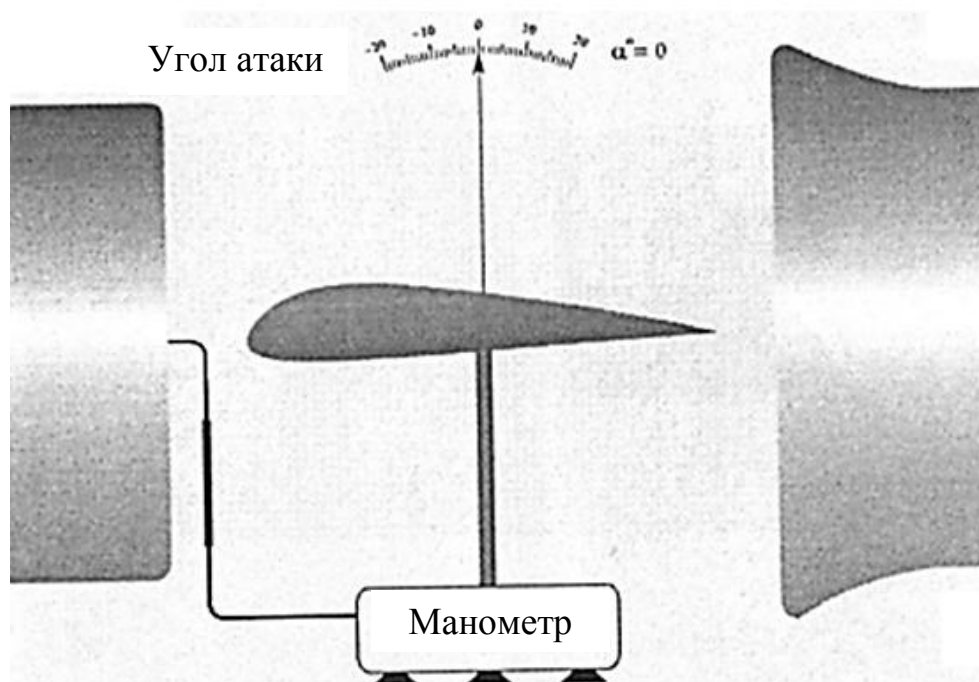


Рисунок 5.7 – Установка для определения аэродинамических характеристик профиля крыла

Геометрические измерения проводятся специальными цифровыми измерительными линейками по оси «X» и «Y».

Измерения уровней жидкости в соответствующих пьезометрах проводятся цифровой измерительной линией по оси «Y».

Измерения проводятся для тех значений углов атаки крыла, которые задает преподаватель. Измеренные величины заносятся в таблицу 5.1, и производится необходимый расчет.

Контрольные вопросы

1. Какие типы силовых реакций вы знаете?
2. Что такое момент тангажа?
3. Какие силы действуют на профиль крыла?
4. Что называется силой лобового сопротивления?
5. Что называется подъемной силой?
6. Что называется продольной силой?
7. Что называется поперечной силой?

Практическая работа № 6. Определение коэффициента сопротивления шара при обтекании безграничным потоком

Цель работы. Экспериментальное исследование аэродинамического сопротивления сферы; закрепление знаний по основам гидромеханики отрывных течений на примере обтекания шара.

Рекомендуемая литература: [2, 5].

Задание

1. Изучить теоретические основы аэродинамического сопротивления сферы.
2. Рассчитать расход воздуха в соответствии с методикой расчета дроссельных расходомерных устройств.
3. Определить скорость набегающего потока из уравнения неразрывности.
4. Определить коэффициент сопротивления шара.
5. Вычислить число Рейнольдса.
6. По полученным экспериментальным данным построить график зависимости коэффициента сопротивления шара от числа Рейнольдса.

Теоретическая часть

Шар принадлежит к числу неудобообтекаемых тел, лобовое сопротивление которых складывается из сопротивления трения и сопротивления давления, обусловленного распределением давления на их поверхности. При решении задач о движении твердого тела в покоящейся жидкости теория идеальной жидкости находит ограниченное применение, так как основана на предположении о возможности скольжения жидкости вдоль поверхности, в то время как в реальных жидкостях происходит прилипание жидкости к поверхности. Решения, полученные на основе этих двух жидкостей, в корне отличаются друг от друга. Однако для тонкого удобообтекаемого тела теория идеальной жидкости приводит к решениям, довольно хорошо совпадающим с действительностью. Наибольшее расхождение между теорией идеальной жидкости и действительностью получается при решении проблемы сопротивления. Согласно теории идеальной жидкости, при равномерном движении любого твердого тела в безграничном потоке жидкости результирующая сила в направлении движения отсутствует, т.е. лобовое сопротивление равно нулю (парадокс Да-

ламбера). Этот вывод противоречит наблюдениям – тело при своем движении в жидкости встречает сопротивление.

Давление на поверхности сферы при обтекании установившимся потенциальным потоком, получаемое из уравнения Бернулли, распределяется по закону

$$P = P_s - P_0 / 0.5\rho = 1 - 9 \sin^2\theta / 4, \quad (6.1)$$

где P – коэффициент давления; P_0 , ρ , U_0 – давление, плотность и скорость в потоке на бесконечности; P_s – давление на поверхности сферы; θ – угловая координата поверхности сферы в меридианальном сечении.

На рисунке 6.1 приведено распределение давления на поверхности шара в меридианальном сечении для случая обтекания идеальной жидкостью (1) и реальной жидкостью при докритическом (2) и сверхкритическом (3) числах Рейнольдса.

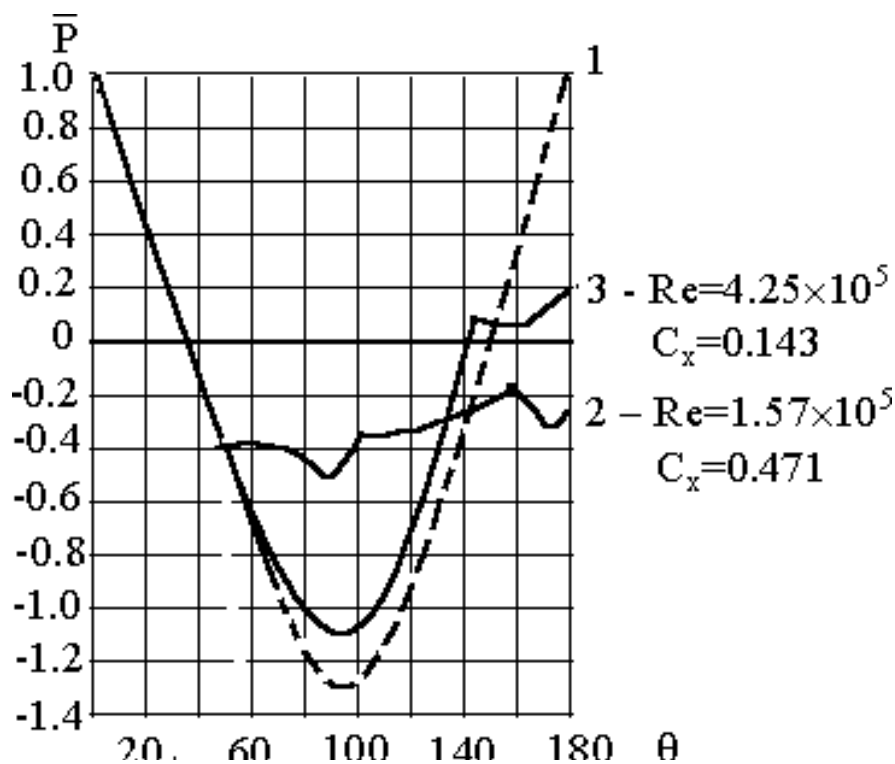


Рисунок 6.1 – Распределение давления на поверхности шара

При небольших числах Рейнольдса пограничный слой неразвит, течение позади шара ламинарное; при более высоких числах Рейнольдса за шаром образуются очень правильно расположенные вихри, совокупность которых называется вихревой дорожкой Кармана.

При еще больших числах Рейнольдса вихревые дорожки становятся нерегулярными и течение приобретает турбулентный характер.

Сравнивая графики на рисунке 6.1, можно установить следующие отличия при обтекании сферы вязкой жидкостью для больших чисел Рейнольдса от соответствующего обтекания идеальной жидкостью:

1. Поле давлений при обтекании идеальной жидкостью симметрично относительно миделевого сечения, в то время как при обтекании вязкой жидкостью оно несимметрично и существенно зависит от числа Рейнольдса, особенно за миделевым сечением. Вблизи передней критической точки ($\sim 40-45^\circ$) кривые давления не зависят от числа Рейнольдса.

2. Минимум давления при обтекании вязкой жидкостью всегда расположен до миделевого сечения.

3. При стремлении числа Рейнольдса к бесконечности кривые давления приближаются к кривым давления в идеальной жидкости.

Физические процессы, происходящие на поверхности шара при его обтекании безграничным потоком, можно объяснить с позиций теории пограничного слоя.

При обтекании внешним потоком твёрдого тела с произвольной криволинейной формой давление во внешнем потоке вдоль этой поверхности изменяется. Давление из внешнего потока передаётся без изменения внутрь пограничного слоя. С характером распределения давления в пограничном слое тесно связано явление отрыва пограничного слоя от стенки, которое заключается в том, что слои жидкости, непосредственно прилегающие к поверхности тела и обладающие незначительным количеством движения, останавливаются и даже могут начать двигаться в обратном направлении, выносятся во внешнее течение. Отрыв пограничного слоя всегда связан с сильным образованием вихрей и с большой потерей энергии на кормовой части обтекаемого тела. Это явление наблюдается в первую очередь у плохо обтекаемых тел (цилиндр, шар), у которых в кормовой части образуется застойная область, в которой распределение давления сильно отличается от распределения давления при обтекании без трения.

Рассмотрим потенциальное безвихревое обтекание шара (рис. 6.2). Точки А и В, в которых скорость течения обращается в нуль, есть передняя и задняя критические точки.

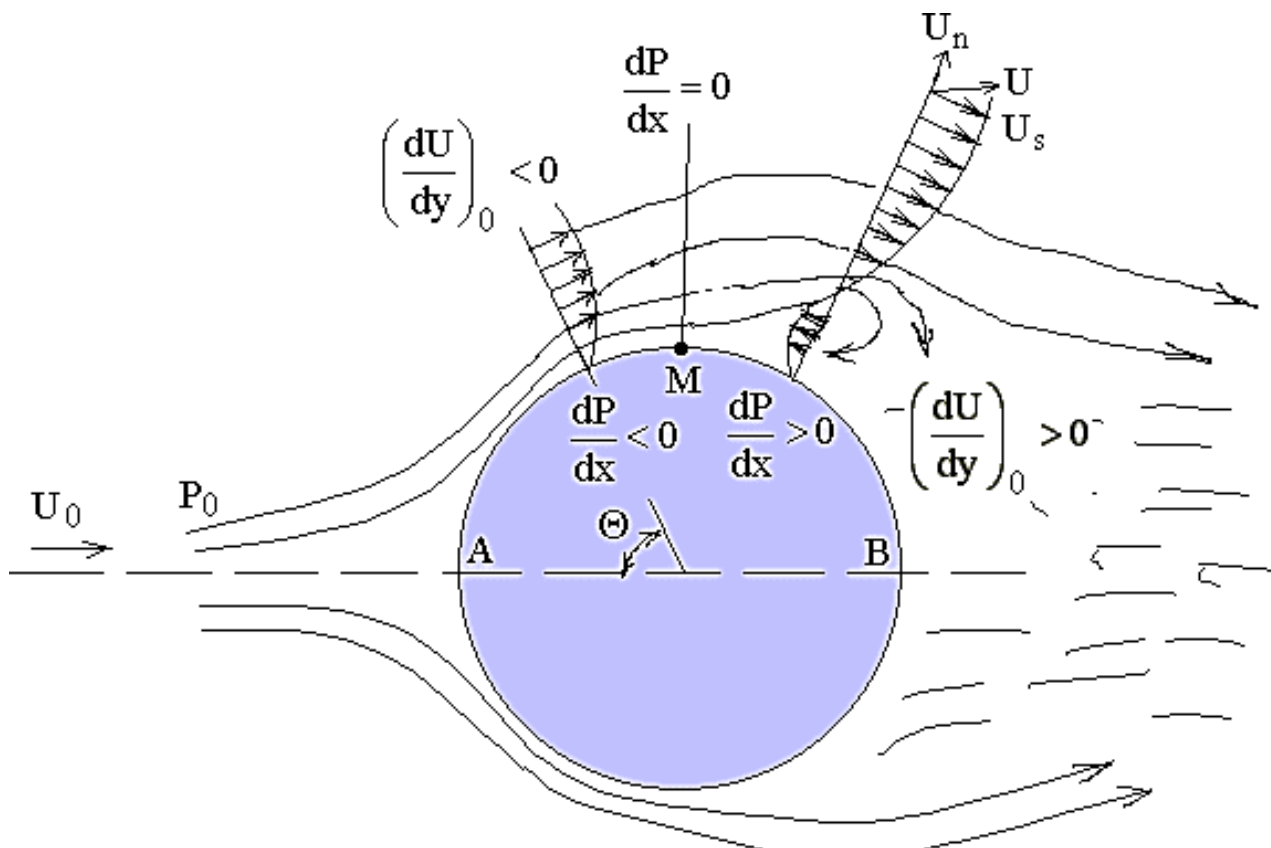


Рисунок 6.2 – Потенциальное безвихревое обтекание шара

Распределение скорости по поверхности сферы характеризуется равенством

$$U_{\theta} = -U_0 \sin \theta. \quad (6.2)$$

Максимальную скорость поток имеет в миделевой части шара при $\theta = \frac{\pi}{2}$

$$U_{\theta \max} = U_0. \quad (6.3)$$

Начиная от передней критической точки А, давление убывает (конфузорное течение, $\frac{dP}{dx} < 0$), а скорость возрастает до точки М, за которой начинается обратное изменение давления и скорости (диффузорное течение). Частицы жидкости на участке вблизи границы АМ испытывают ускорение, обусловленное падением давления в направлении движения, и их кинетическая энергия возрастает. В идеальной жидкости этому ускорению ничто не препятствует, но в реальной жидкости движение тормозится трением, развивающимся благодаря прилипанию жидкости к твёрдой поверхности и образованию

пограничного слоя. Всё же благодаря прямому перепаду давления ускорение в нём наблюдается, по крайней мере, до точки М. Иначе обстоит дело на участке МВ. Здесь — и частицам приходится двигаться против нарастающего давления. В реальной жидкости часть кинетической энергии должна быть затрачена ещё на компенсацию работы сил трения, оказывающих тормозящее действие. В связи с этим частицы, двигавшиеся в пограничном слое и имевшие малый запас кинетической энергии, начиная с некоторой точки О (рис. 6.2), не могут уже преодолевать совокупного действия обратного перепада давления и трения, они в этом сечении останавливаются, а частицы, двигающиеся по более отдалённым от тела траекториям, отклоняются в сторону внешнего потока. Часть жидкости, расположенная ниже точки О, под действием обратного градиента давления получает обратное движение. Это явление и называют отрывом пограничного слоя.

Появление зоны обратного течения приводит к резкому отклонению линий тока от поверхности и соответствующему утолщению пограничного слоя. Перед точкой отрыва профиль скорости всюду имеет выпуклость вправо, тогда как в зоне обратного течения существует участок профиля с выпуклостью влево. Профиль скорости в граничном сечении О, которое является сечением отрыва, должен иметь форму, при которой касательная к нему в точке, лежащей на стенке, перпендикулярна стенке.

Это условие можно выразить в виде:

$$\frac{v}{u} = 0 \quad (6.4)$$

Отрыв пограничного слоя обусловлен совокупным действием положительного градиента давления и вязкостного пристенного трения. При отсутствии одного из этих факторов отрыва не происходит.

Приведённое объяснение сущности явления «вязкого» отрыва показывает, что отрыв такой природы может возникнуть только в диффузорной области пограничного слоя. Следовательно, точка отрыва О всегда располагается ниже по течению, чем точка М минимума давления (максимума скорости внешнего потока).

Теория обтекания сферы вязкой жидкостью при больших числах Рейнольдса не разработана, поэтому в этом случае сопротивление сферы может быть определено только из опыта.

Задача о движении сферы при малых числах Рейнольдса решена теоретически. В этом случае закон сопротивления сферы представляется в виде ряда

$$C_x = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{3}{8} Re^{-1} + \frac{19}{256} Re^{-2} + \dots \right) \quad (6.5)$$

На рисунке 6.3 представлена зависимость коэффициента сопротивления шаров от числа Рейнольдса. Решение, учитывающее только первый член ряда, приводит к известной формуле Стокса

$$C_x = \frac{24}{Re}, \quad (6.6)$$

которая дана кривой (1). Формула Стокса применима при $Re < 1$ ($Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$).

Решение, учитывающее два первых члена ряда, приводит к известной формуле Озеена

$$C_x = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{3}{8} Re^{-1} \right), \quad (6.7)$$

которая дана кривой (2). Формула Озеена применима при $Re < 5$.

Из анализа зависимости коэффициента сопротивления шара C_x от числа Рейнольдса видно, что в области сравнительно больших чисел наблюдается резкое уменьшение коэффициента сопротивления. Такое явление получило наименование «кризиса сопротивления», а соответствующее этому явлению число Рейнольдса называется «критическим». Исследования показывают, что коэффициенту лобового сопротивления $C_x = 0,3$, при котором определяется $Re_{кр}$, соответствует безразмерный коэффициент давления $\bar{p} = 1,22$. Резкое уменьшение сопротивления объясняется возникновением в пограничном слое турбулентного течения. На поверхности сферы, при её обтекании потоком, имеют место следующие физические процессы.

При малых числах Рейнольдса на поверхности шара происходит отрыв ламинарного пограничного слоя на шаре в точке O и его переход в турбулентный. Это приводит к образованию области T вне шара в оторвавшемся слое вследствие взаимодействия с вихревым следом (рис. 6.4, а).

При возрастании числа Рейнольдса область перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный, расположенная шаром, перемещается навстречу потоку и приближается к поверхности шара. Как только точка T достигнет точки отрыва O ламинарного пограничного слоя, движение в оторвавшемся слое вблизи точки отрыва становится турбулентным.

Турбулизация пограничного слоя значительно усиливает увлекающее действие потока, что приводит к перемещению точки отрыва назад, т.е. вниз по течению. Теперь точка отрыва O будет соответствовать отрыву турбулентного пограничного слоя, так как точка перехода T будет находиться выше по потоку, чем точка отрыва турбулентного пограничного слоя (рис. 6.4, в).

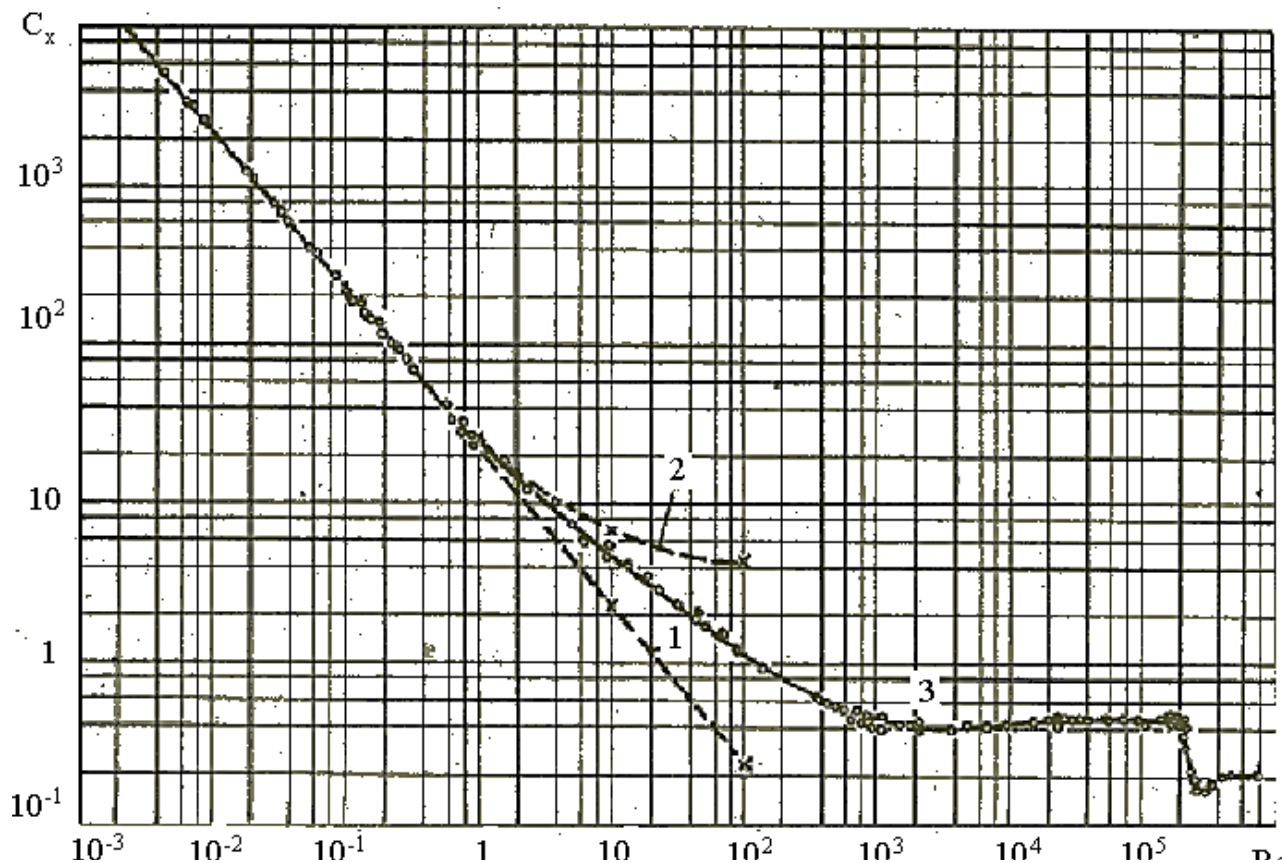


Рисунок 6.3 – Зависимость коэффициента сопротивления шаров от числа Рейнольдса

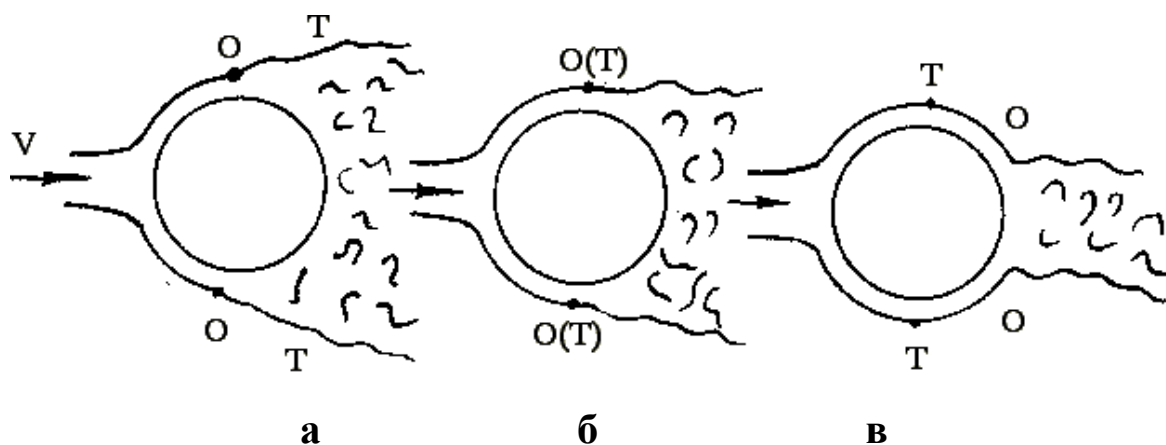


Рисунок 6.4 – Область перехода ламинарного слоя в турбулентный

Было замечено, что соответствующее «критическое» число Рейнольдса $Re_{кр}$ сильно зависит от турбулентных характеристик набегающего потока, от шероховатости тела, от числа Маха в случае большой скорости потока и от многих других причин.

Чтобы уточнить определение величины, $Re_{кр}$ было принято за $Re_{кр}$ Рейнольдса, при котором коэффициент лобового сопротивления $C_x = 0,3$.

Для $Re < Re_{кр}$ поток реальной жидкости срывается с поверхности сферы при $\theta=82^\circ$, а для $Re > Re_{кр}$ при $\theta=120^\circ$. Чем ниже турбулентность потока при обтекании шара, тем выше величина $Re_{кр}$, достигаемая при измерениях сопротивления шара.

Так, зависимость 5 – $Re_{кр} = 2,7 \cdot 10^5$ (рис. 6.5) соответствует опытам в аэродинамической трубе с интенсивностью 0,5%, а зависимость 1 – $Re_{кр} = 1,25 \cdot 10^5$ – потоку с интенсивностью турбулентности 2,5%.

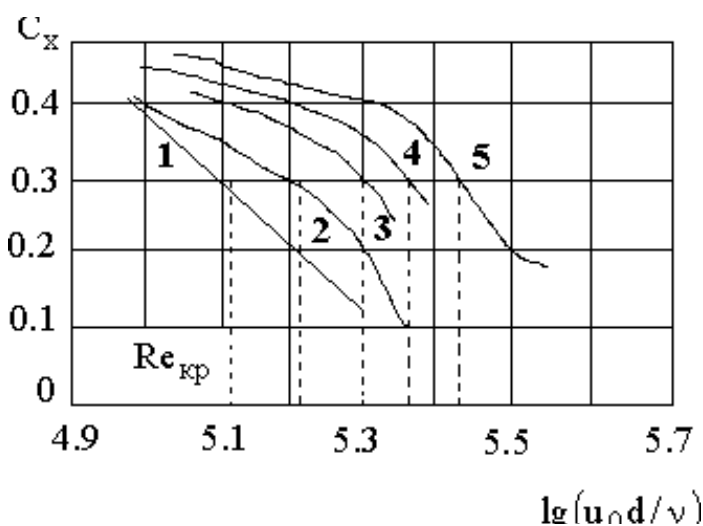


Рисунок 6.5 – Зависимость C_x от $lg(u_0d/v)$

По значению $Re_{кр}$ можно оценить интенсивность турбулентности в потоке. Кризис сопротивления при обтекании шара можно вызвать искусственно, если каким-либо образом турбулизовать пограничный слой. Впервые это показал Прандтль. Несколько впереди экватора шара, обтекаемого потоком воздуха, он установил на поверхности шара тонкое проволочное кольцо. Это вызвало турбулизацию пограничного слоя уже при умеренном числе Рейнольдса и повлекло за собой такое же понижение сопротивления, как и увеличение числа Рейнольдса при отсутствии кольца.

Определить составляющую лобового сопротивления шара можно по замеру давления на поверхности шара в кормовой части:

$$C_{xp} = - \frac{p - p_0}{\rho u_0^2} \quad (6.8)$$

Зная закон распределения давления на поверхности шара, интеграл, стоящий в правой части уравнения, можно определить численным интегрированием. Коэффициент лобового сопротивления может быть рассчитан по силе аэродинамического сопротивления, измеренной весовым способом.

В данной лабораторной работе коэффициент сопротивления шара рассчитывается по силе аэродинамического сопротивления, измеренной весовым способом.

Описание установки.

Принципиальная схема установки дана на рисунке 6.6.

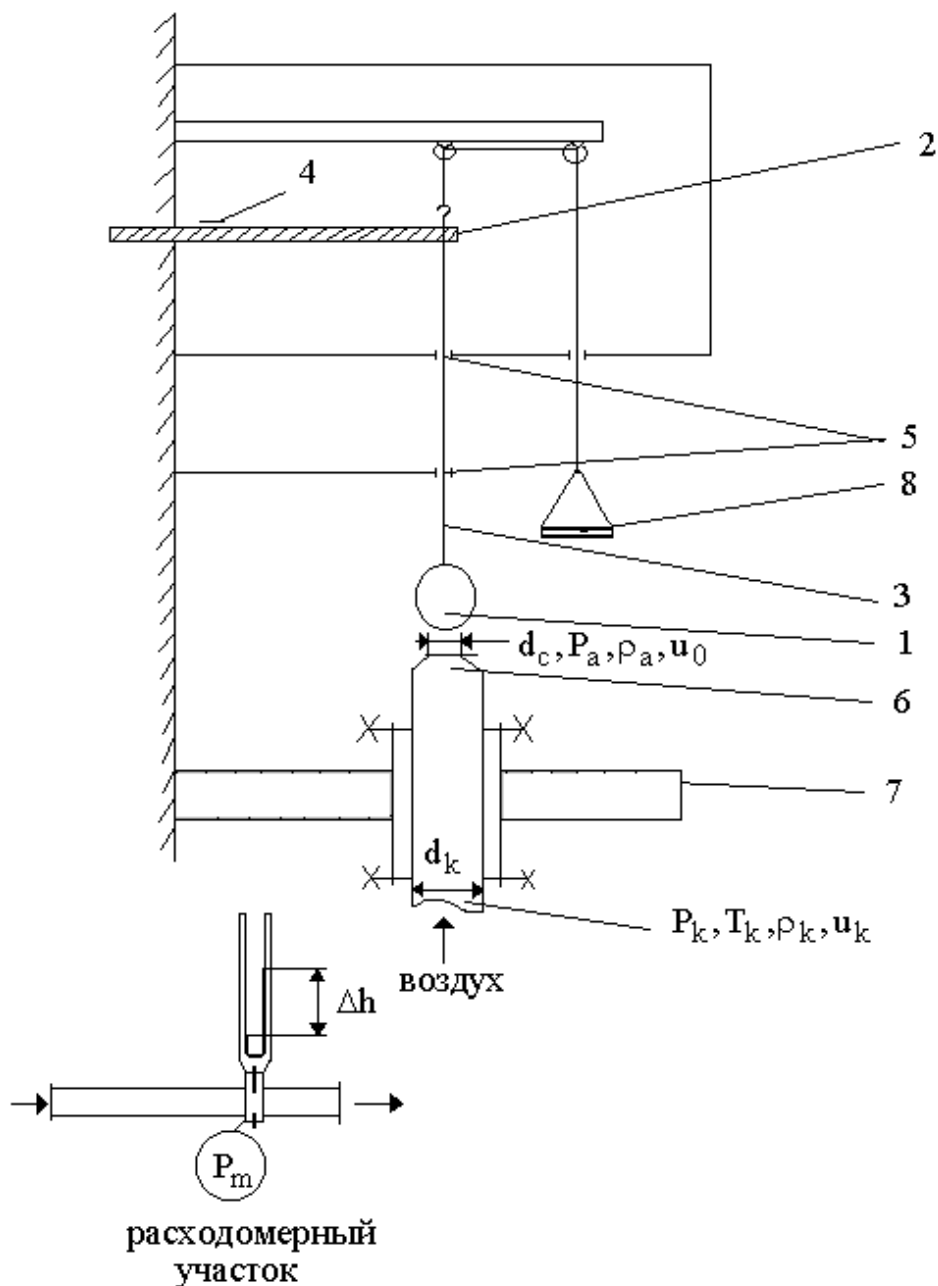


Рисунок 6.6 – Принципиальная схема установки

Установка представляет собой шар $d=40$ мм (1), подвешенный на жесткой тензометрической балке (2) с помощью жёсткого подвеса (3). Тензометрическая балка изготовлена из текстолита, в корневом сечении ее наклеены два проволочных тензометрических датчика (4), являющиеся плечами измерительного моста. С целью уменьшения колебаний шара в горизонтальной плоскости подвес (3) шара перемещается во фторопластовых втулках упора (5). Шар обдувается воздушным потоком из сопла (6) (d_c 20,5 мм). Сопло с подводным трубопроводом закреплено на столе (7) и может перемещаться в вертикальном и горизонтальном направлениях с целью регулирования.

Для проведения тарировки тензометрической балки весовым способом имеется система тарировки (8).

При обдуве шара воздушным потоком возникает сила аэродинамического сопротивления, которая жёстким подвесом (3) передаётся на тензометрическую балку и вызывает деформацию проволочных тензорезисторов (4), что ведёт к разбалансу плеч измерительного моста.

Сигнал тензометрическим усилителем усиливается и регистрируется шлейфовым осциллографом.

Работа выполняется на экспериментальном стенде, диаметр шара равен 40 мм, и он обдувается воздушным потоком из сопла диаметром 105 мм.

Методика проведения работы

Перед опытом баллон заполняется сжатым воздухом до давления 0,5-0,6 МПа. После закачки баллона делается выдержка в 5-10 минут для выравнивания температуры воздуха в емкости с температурой окружающей среды. Одновременно проверяется утечка воздуха (за одну минуту допустимо понижение давления на 5 кПа).

Открыть вентиль подачи воздуха в сопло на обдув шара. В процессе истечения записываются в файл данных значения давления воздуха перед дроссельной шайбой P_m , перепад давления на дроссельной шайбе, отклонение светового зайчика на шлейфовом осциллографе h .

Выключить установку. Записать по показаниям барометра и термометра давление B и температуру t_a окружающей среды.

Обработка результатов эксперимента

1. Рассчитать расход воздуха в соответствии с методикой расчета дроссельных расходомерных устройств.

2. Определить скорость набегающего потока из уравнения неразрывности.

$$U_0 = \frac{G}{\rho S_k}, \quad (6.9)$$

где G – массовый секундный расход воздуха, кг/с; S_k – площадь поперечного сечения канала, m^2 ; $d_k = 105$ мм – диаметр канала.

Плотность набегающего потока определить по уравнению состояния $\rho = \frac{P}{R(T + 273)}$, где $p_a = p + B$ – абсолютное давление воздушного потока на выходе из канала, Н/м²; P – избыточное давление на выходе из канала, Н/м²; B – барометрическое давление, Н/м²; $R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха; $T = 273 + t$ – температура воздушного потока на выходе из канала, К.

Определить силу аэродинамического сопротивления f , измеренную тензометрической балкой (определяется по тарировочной характеристике, Ньютон).

Сила аэродинамического сопротивления есть произведение коэффициента сопротивления C_x на площадь миделевого сечения шара S и на динамическое давление $\frac{\rho U_0^2}{2}$, т.е.

$$f = C_x S \frac{\rho U_0^2}{2}. \quad (6.10)$$

Для шара площадь миделевого сечения равна

$$S = \frac{\pi d_{ш}^2}{4}. \quad (6.11)$$

Диаметр шара $d_{ш} = 40$ мм.

3. Определить коэффициент сопротивления шара

$$C_x = \frac{f}{S \frac{\rho U_0^2}{2}}. \quad (6.12)$$

4. Вычислить число Рейнольдса

$$Re = \frac{U_0 d_{ш}}{\nu}, \quad (6.13)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

5. Сравнить полученный результат с имеющимся на рисунке 6.3 экспериментальными данными.

Правила и порядок выполнения работы

1. Составить принципиальную схему экспериментальной установки.
2. Составить протокол проведения эксперимента.
3. Рассчитать коэффициент сопротивления сферы по приведенной методике.
4. Представить выводы о проделанной практической работе.

Контрольные вопросы

1. Что происходит с давлением во внешнем потоке при обтекании потоком твёрдого тела с произвольной криволинейной формой?
2. К чему приводит появление зоны обратного течения?
3. Чем обусловлен отрыв пограничного слоя?
4. При каких условиях не происходит отрыва пограничного слоя?
5. Как можно определить составляющую лобового сопротивления шара?

Самостоятельная работа

Самостоятельная работа студента состоит из ответов на представленные контрольные вопросы:

1. Какое влияние оказывает вязкость жидкости при истечении из отверстий и насадков?

2. Как изменяются расход и скорость при истечении жидкости через цилиндрический насадок по сравнению с истечением ее из круглого отверстия того же диаметра и под тем же напором?

3. В чем особенность истечения жидкости из большого отверстия по сравнению с истечением ее из малого отверстия?

4. Основные физические свойства жидкости и газа: плотность, сжимаемость, вязкость, скорость звука, число Маха, энтальпия, молекулярные теплопроводность и диффузия.

5. Модели жидкости и газа: капельная жидкость, совершенный газ.

6. Силы, действующие на жидкий или газообразный объём.

7. Напряжения, действующие на жидкий или газообразный объём.

8. Гидростатика: абсолютное и относительное равновесие жидкости, свободная поверхность и поверхность уровня.

9. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости: постановка задачи, расчётная схема, вывод уравнения.

10. Уравнение поверхности уровня как частный случай дифференциального уравнения равновесия.

11. Основное уравнение гидростатики как частный случай дифференциального уравнения равновесия.

12. Измерение давления при помощи пьезометра.

13. Сила давления жидкости на плоскую стенку.

14. Сила давления жидкости на криволинейную стенку.

15. Закон Архимеда.

16. Равновесие газов: международная стандартная атмосфера (МСА).

17. Кинематика жидкости: примеры стационарного и нестационарного движения; примеры одно-, двух-, трёхмерного течения.

18. Кинематика жидкости: линия тока, элементарная струйка, трубка тока, живое сечение, объёмный и массовый расход, плотность тока.

19. Кинематика жидкости: методы Лагранжа и Эйлера, исследования движения жидкости.
20. Уравнение неразрывности (сплошности) для стационарного движения жидкости и газа.
21. Дифференциальное уравнение неразрывности (сплошности): вывод уравнения, частные формы для установившегося течения и несжимаемой жидкости.
22. Уравнение количества движения (первое уравнение Эйлера).
23. Уравнение моментов количества движения (второе уравнение Эйлера).
24. Уравнение моментов количества движения для плоскопараллельного движения в полярной системе координат: примеры реализации.
25. Уравнение моментов количества движения: вращение жидкости по инерции, центробежная форсунка.
26. Дифференциальное уравнение движения в напряжениях.
27. Дифференциальные уравнения Навье-Стокса (1845 г.) и его частные случаи.
28. Движение жидкой частицы: теорема Коши-Гельмгольца, линейная деформация бесконечно малого объёма.
29. Движение жидкой частицы: деформация сдвига и вращение элемента.
30. Вывод уравнения Бернулли для горизонтальной элементарной струйки постоянного поперечного сечения с использованием уравнения количества движения.
31. Частные формы уравнения Бернулли. Примеры использования в пищевой технике.
32. Энергетический смысл уравнения Бернулли (теорема трёх высот).
33. Уравнение Бернулли: составляющие полной механической энергии жидкости в различных единицах измерения.
34. Частная форма уравнения Бернулли: понятие давления и давления торможения, определение скорости несжимаемой жидкости.
35. Предел применения уравнений неразрывности и Бернулли.
36. Кавитация: теоретические основы, положительные и отрицательные свойства.
37. Расходомер Вентури.

38. Примеры применения уравнений неразрывности и Бернулли для анализа работы струйного насоса, скоростного наддува бака, обтекания профиля.

39. Особенности гидравлического расчёта простого трубопровода.

40. Гидравлические потери: потери на трение (по длине). Формулы для расчёта.

41. Механизм потери устойчивости ламинарного течения жидкости или газа.

42. Гидравлические потери: примеры местных гидравлических сопротивлений, формулы для расчёта.

Порядок выполнения работы

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

- титульный лист, на котором указывается наименование работы, кто выполнил, кто проверил, указывается год выполнения работы;
- листы отчета, на которых должны быть: цель работы, схема опытного устройства, таблицы результатов измерений и таблицы 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 практических 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 совершении над ним механической работы.

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

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. Кукочевский, И.И. Реометрия пищевого сырья и продуктов: справочник / И.И. Кукочевский, Л.Г. Подвиз. – М.: Машиностроение, 1991. – 270 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^2 .

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

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.

δ – толщина, м.

S – площадь, м^2 .

V – объём, м^3 .

t – время, с.

T – температура, К.

m – масса, кг.

ρ – плотность, кг/м^3 .

p – давление, Па.

σ, τ – напряжение соответственно нормальное и касательное, Па.

G – массовый расход, кг/с .

Gv – объёмный расход, $\text{м}^3/\text{с}$.

F – сила, Н.

M – момент силы, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

E – энергия, Дж.

Q – теплота, Дж.

Cp, Cv – теплоёмкость соответственно при постоянном давлении и объёме $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

R – удельная газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

i – энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$.

μ – коэффициент динамической вязкости, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$.

ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

ω – угловая скорость, рад/с ($1/\text{с}$).

k – показатель адиабаты (изоэнтропы).

M – число Маха.

Re – число Рейнольдса.

σ^* – коэффициент сохранения давления торможения.

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

ε , φ , ψ – коэффициенты соответственно сужения струи, скорости, расхода.

ε_{T} – степень турбулентности.

* – параметры заторможенного потока.

v – воздух.

o – отверстие.

n – параметры окружающей среды (невозмущённого потока).

y – узкое (сечение).

тр – трение.

мех – механическая (работа).

МЖГ – механика жидкости и газа.

МЖ – механика жидкости.

МГ – механика газа.

ГГД – гидрогазодинамика.

ВРД – воздушно-реактивный двигатель.

Приложение

Таблица П1 – Коэффициенты сопротивления тройников
во всасывающих воздуховодах с углом $\alpha_{тр} = 30^\circ$

—	—	—								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,2	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,5	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Продолжение табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,6	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,7	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,8	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,9	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Окончание табл. П1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,0	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Верхняя цифра в таблице – коэффициент сопротивления проходного воздуховода, а нижняя – коэффициент сопротивления бокового воздуховода.

Таблица П2 – Размеры прямолинейных участков воздухопроводов, м

Вариант	Номер участка						
	п1	п2	п3	п4	п5	п6	п7
1	2	3	4	5	6	7	8
1	3	1	8	4	3	2	3
2	4	1	9	5	1	3	2
3	2	2	10	6	2	2	4
4	3	1	10	8	5	2	2
5	4	2	8	4	2	1	3
6	5	1	9	7	4	3	1
7	3	3	7	10	3	2	2
8	3	1	8	5	2	2	3
9	2	2	10	4	1	3	2
10	4	1	8	6	4	3	4
11	2	2	9	5	2	2	3
12	3	1	9	9	5	4	3
13	4	4	7	7	2	4	4

Продолжение табл. П2

1	2	3	4	5	6	7	8
14	5	2	6	6	4	3	5
15	3	3	9	9	5	3	4
16	2	2	10	8	3	5	3
17	3	3	8	7	5	4	3

Таблица П3 – Размеры отводов

Номер варианта	Номер отвода							
	01		02		03		04	
	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>n</i>	<i>a</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	30	3	40	3	50	2	30
2	1	35	2	45	3	55	4	35
3	1,5	40	2,5	50	3,5	60	3,5	40
4	2,5	45	3	55	4	65	4	45
5	3	50	3,5	60	4	70	3,5	50
6	2	35	2,5	40	3	45	2	50
7	1	40	1,5	45	2	45	2,5	60
8	1,5	30	2	35	2,5	40	1,5	50
9	3,5	45	3,5	45	2	30	2	35
10	2	30	2	35	2	35	1	40
11	2,5	35	2,5	30	2,5	45	1	70
12	3	40	3	30	2,5	45	2	60
13	1	45	1	45	2	30	3	55
14	1,5	45	2	45	1,5	45	2,5	30
15	2	45	2	30	2	30	1	30
16	2,5	30	1,5	30	2,5	50	2,5	50
17	3	35	3	35	3	45	2	30

Примечание. Первая означает номер отвода в соответствии со схемой. Вторая строка включает в себя наименование параметров отвода: радиус закругления по средней части воздуховода и угол отклонения воздуховода. Радиус закругления задан в диаметрах воздуховода, то есть $R = nd_g$, где n – коэффициент, величина которого дана в таблице, а d_g – диаметр воздуховода.

Таблица П4 – Расход воздуха (м³/ч) и потери давления (Па)
на входах 1 и 2

Номер варианта	Вход 1 (боковой)		Вход 1 (проходной)	
	Q		Q	
1	560	100	720	100
2	600	105	800	100
3	650	110	850	105
4	700	115	900	110
5	750	100	950	100
6	800	105	1000	150
7	850	110	1100	150
8	900	100	1200	140
9	500	100	700	100
10	600	100	800	105
11	650	105	850	110
12	700	100	900	100
13	760	110	900	105
14	820	100	850	100
15	880	106	960	110
16	720	104	830	105
17	910	110	1000	100

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Методические указания к выполнению практических работ

Электронное издание

*Тепляшин Василий Николаевич
Мацкевич Игорь Викторович
Невзоров Виктор Николаевич*

Редактор Т.М. Мастрич

Подписано в свет 16.04.2019. Регистрационный номер 41
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117

e-mail: rio@kgau.ru