

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Блинова Светлана Павловна
Должность: Заместитель директора по учебно-воспитательной работе
Дата подписания: 29.05.2023 11:02:52
Уникальный программный ключ:
1cafd4e102a27ce11a89a2a7ceb20237f3ab5c65

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Заполярье государственный университет им. Н.М.Федоровского»
Политехнический колледж**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
учебной дисциплины
ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ**

по специальности:
13.02.01 Тепловые электрические станции

2022

Методические указания по выполнению практических работ учебной дисциплины «ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ» разработана на основе Федерального государственного образовательного стандарта (ФГОС 3+) по специальности: 13.02.01 Тепловые электрические станции

Организация-разработчик: Политехнический колледж ФГБОУ ВО «Заполярный государственный университет им. Н.М.Федоровского»

Разработчик: Стрельникова Л.И. - преподаватель

Рассмотрена на заседании цикловой комиссии
Тепловых электрических станций и электромеханического оборудования

Председатель комиссии _____ Каракулов А.В.

Утверждена методическим советом политехнического колледжа ФГБОУ ВО «Заполярный государственный университет им. Н.М.Федоровского»

Протокол заседания методического совета № ___ от « ___ » _____ 20__ г.

Зам. директора по УР _____ С.П. Блинова

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Практическая работа 1.....	7
Определение физических свойств жидкостей	
Практическая работа 2.....	12
Гидростатическое давление и его свойства	
Практическая работа 3.....	15
Построение напорной и пьезометрической линий	
Практическая работа 4.....	22
Определение критерия Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости	
Практическая работа 5.....	25
Определение потерь напора на местных и линейных сопротивлениях	
Практическая работа 6.....	33
Определение напора и расхода жидкости при истечении через отверстия	
Практическая работа 7.....	36
Определение коэффициентов сжатия, расхода и скорости при истечении через различные насадки	
Практическая работа 8.....	40
Гидравлический расчет простого трубопровода	
Практическая работа 9.....	47
Расчет сифонного трубопровода	
Практическая работа 10.....	51
Расчет и выбор марки центробежного насоса по каталогу	
Практическая работа 11.....	60
Расчет вентилятора	
Список используемой литературы.....	66

Введение

Методические указания составлены по рабочей программе дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины», предназначенной для студентов специальности 13.02.01 Тепловые электрические станции.

Программой дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины» предусматривается изучение основных законов гидравлики, изучение конструкции, назначения и принципа действия насосов, применимых на тепловых электростанциях, в котельных и насосных станциях.

Для закрепления теоретических знаний и приобретения необходимых практических навыков в проектировании систем тепловодоснабжения, технического обслуживания теплоэнергетического оборудования в методических указаниях предусматривается решение технических задач, таких как: гидравлический расчет трубопроводов, построение пьезометрического графика и выбор марки насоса по каталогу.

Работы включают в себя тему, цель, задачи, основные теоретические понятия, задание, порядок выполнения расчета и список, используемой литературы.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен **уметь:**

- рассчитывать параметры рабочих жидкостей;
- работать с таблицами справочников и нормативно-технической документацией;
- определять абсолютное гидростатическое давление;
- определять величину манометрического и вакуумметрического давления;
- определять расход, среднюю скорость потока жидкости;
- использовать в гидравлических расчетах показания трубки Пито и расходомера Вентури;
- производить построение пьезометрических и напорных линий;
- определять режимы течения жидкости в различных условиях;
- определять суммарные потери напора в гидравлических системах;
- определять расход жидкости при истечении через отверстия и насадки;
- определять коэффициенты сжатия, скорости и расхода.
- выполнять гидравлический расчет простого трубопровода;
- выполнять расчет сифонного трубопровода;
- определять основные параметры, характеризующие работу насосов и гидродвигателей;
- строить рабочую характеристику и определять рабочую точку насоса.
- определять основные параметры, характеризующие работу поршневых насосов;
- определять параметры, характеризующие работу вентиляторов;
- выбирать основные типы насосов энергетических предприятий согласно нормам технологического проектирования (НТП) по каталогам и справочной литературе.

- уметь читать гидравлические схемы;
 - читать рабочие чертежи насосов и гидродвигателей;
- В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен

знать:

- основные физические свойства жидкостей;
 - понятие реальной и идеальной жидкости;
 - понятие гидростатического давления и его свойства;
 - основной закон и уравнение гидростатического давления;
 - закон Архимеда;
 - закон Паскаля
 - уравнение постоянства расхода и неразрывности потока;
 - уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости;
 - уравнение Дарси-Вейсбаха;
 - виды движения жидкости;
 - режимы течения жидкостей;
 - понятие критерия Рейнольдса;
 - классификацию гидравлических сопротивлений;
 - законы истечения жидкостей через отверстия и насадки;
 - сущность явления гидравлического удара;
 - меры борьбы с гидравлическим ударом;
 - сущность явления кавитации;
 - назначение, классификацию и область применения основных типов насосов;
 - основные параметры насосов и гидродвигателей;
 - устройство и принцип действия центробежных насосов;
 - характеристики центробежных насосов;
 - основное уравнение центробежных насосов Эйлера;
 - назначение, классификацию и область применения поршневых насосов;
 - устройство и принцип действия поршневых насосов;
 - назначение, конструкцию и параметры насосов и вентиляторов, применяемых в системах теплоснабжения энергетических предприятий;
 - назначение, устройство и принцип действия насосов различного назначения;
 - условные графические обозначения элементов гидравлических схем.
- В процессе освоения дисциплины студент должен овладеть общими компетенциями:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, определять методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Решать проблемы, оценивать риски и принимать решения в нестандартных ситуациях.

ОК 4. Осуществлять поиск, анализ и оценку информации, необходимой для постановки и решения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии для совершенствования профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, обеспечивать ее сплочение, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Ставить цели, мотивировать деятельность подчиненных, организовывать и контролировать их работу с принятием на себя ответственности за результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Быть готовым к смене технологий в профессиональной деятельности.

В процессе освоения дисциплины студент должен овладеть профессиональными компетенциями:

ПК 1.1. Проводить эксплуатационные работы на основном и вспомогательном оборудовании котельного цеха, топливоподачи и мазутного хозяйства.

ПК 1.2. Обеспечивать подготовку топлива к сжиганию.

ПК 2.1. Проводить эксплуатационные работы на основном и вспомогательном оборудовании турбинного цеха.

ПК 2.4. Проводить наладку и испытание основного и вспомогательного оборудования турбинного цеха.

ПК 4.1. Управлять параметрами производства тепловой энергии.

Выполнять практические работы надо в соответствии со следующими требованиями:

- работы выполнять четко и аккуратно
- тексты условий задач переписывать обязательно;
- преобразование формул, уравнений, используемых в ходе решения, следует производить в общем виде, а уже затем после постановки исходных данных вычислять необходимый промежуточный и окончательный результат;
- вычисления производить с точностью до сотых.

Перед тем, как сдать выполненную работу, нужно тщательно проверить все действия, правильность постановки величин, обратить особое внимание на соблюдение правильности их размерностей.

Практическая работа 1

Тема: Определение физических свойств жидкостей

Цель работы: Закрепление теоретических знаний по теме «Физические свойства жидкостей».

Задачи:

-знать основные определения и расчетные формулы физических свойств жидкостей;

-уметь определять параметры рабочих жидкостей с помощью расчетных формул и таблиц справочников.

Теоретические сведения. Жидкости делят на два вида: капельные и газообразные. Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию и малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям, обусловленным незначительностью сил сцепления и сил трения между частицами жидкости. К капельным жидкостям относятся вода, нефть, керосин, ртуть и т.п.

Основными физическими свойствами жидкостей является:

Плотность жидкости ρ – это масса единицы объема жидкости, кг/м³:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.1)$$

где m -масса жидкости, кг;

V - объем жидкости, м³

Плотность жидкостей с увеличением температуры уменьшается.

Удельный вес жидкости γ - это вес единицы объема жидкости, Н/м³:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{m/\rho} = \rho g, \quad (1.2)$$

где G – вес жидкости;

V – объем жидкости.

Удельный объем ν – это объем, занимаемый единицей массы жидкости, м³/кг:

$$\nu = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (1.3)$$

Сжимаемость – это свойство жидкости изменить свой объем при изменении давления и температуры.

Вязкость жидкости – это свойство реальной жидкости оказывать сопротивление относительноному перемещению (сдвигу) отдельных ее слоев при приложении внешних сил. Слои как бы скользят один по другому с различными скоростями, что вызывает внутреннее трение между слоями, пропорциональное относительной скорости движения и площади их соприкосновения.

Сила внутреннего трения вычисляется по формуле:

$$F = \mu S \frac{\Delta \omega}{\Delta n} \quad (1.4)$$

где μ - коэффициент внутреннего трения или динамический коэффициент вязкости, зависящий от свойств жидкости, Па*с (Пуазейль);

S – площадь поверхности соприкосновения слоев, м²;

$\Delta\omega$ – изменение линейной скорости, м/с;

Δn – расстояние между скоростями по нормали к направлению линейной скорости.

В гидравлике пользуются величиной, называемой кинематической вязкостью - ν , м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.5)$$

Единицы измерения кинематической вязкости: 1 м²/с = 10⁴ Ст (стокс); 1 Ст = 1 см²/с = 10⁻⁴ м²/с

Вязкость капельных жидкостей уменьшается с увеличением температуры.

Поверхностное натяжение (капиллярность) – это свойство жидкости, обусловленное силами взаимного притяжения, возникающими между частицами поверхностного слоя и вызывающими напряженное его состояние. Под действием этих сил жидкость оказывается как бы покрытой равномерной натянутой пленкой, которая стремится придать объему жидкости сферическую форму. Силы поверхностного натяжения оказывают на жидкость дополнительное давление, нормальное к ее поверхности. Это давление определяется по формуле Лапласа:

$$P = 2\sigma / r, \text{ Н / м}^2 \quad (1.6)$$

где σ - коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м;

r – радиус сферы, м;

σ - имеет различные значения для каждой жидкости, и с ростом температуры уменьшается.

Капиллярное поднятие (опускание) можно наблюдать при опускании трубки малого диаметра (капилляра) в стакан с водой: вода под действием сил поверхностного натяжения поднимается по капилляру выше своего уровня на высоту, называемую высотой капиллярного подъема, которая вычисляется по формуле:

$$h = 4\sigma / d\gamma, \text{ м}, \quad (1.7)$$

где d – диаметр трубки, м; γ - удельный вес жидкости, Н/м³

Задние №1 (варианты 1 – 30)

Дана плотность жидкости ρ_1 , кг/м³ при температуре $t^0\text{C}$ и ускорении свободного падения $g = 9,81$, м/с². Данные для расчета указаны в таблице 1.1

Необходимо определить с помощью расчетных формул:

- 1) удельный объем и удельный вес заданной жидкости;
- 2) по вычисленному значению γ , н/м³ с помощью таблица 1.2 справочника определить, какой жидкости это значение соответствует;

3) взяв из таблица 1.2 значение коэффициента кинематической вязкости ν , м²/с для данной жидкости, с помощью расчетных формул вычислить значение коэффициента динамической вязкости.

Вывод: Сделанный выбор обосновать, приведя пример из таблицы справочника 1.2.

Таблица 1.1 - Данные для расчета к заданию №1

Вариант	Плотность ρ , кг/м ³	Температура t ⁰ C
1	2	3
1	999,87	0
2	1000	4
3	999,73	10
4	998,23	20
5	995,67	30
6	992,24	40
7	998,07	50
8	983,24	60
9	977,81	70
10	971,83	80
11	965,34	90
12	958,38	100
13	1250	20
14	792	20
15	810	20
16	840	15
17	739	20
18	744	15
19	751	15
20	970	20
21	877	20
22	882	20
23	892	20
24	850	20
25	860	20
26	870	20
27	930	15
28	950	15
29	13547	20
30	789,3	20

Таблица 1.2 - Удельный вес γ , Н/м³ и кинематическая вязкость ν , см²/с для некоторых жидкостей при температурах $t = 20$ °С; $t = 15$ °С

Наименование жидкостей	Удельный вес γ , Н/м ³	Кинематическая вязкость ν , см ² /с
Вода пресная	9402-9810	0,01012
Глицерин безводный	12260	4,1
Керосин	7770-8450	0,02-0,03
Бензин	8250-7370	0,0083-0,0093
Масло касторовое	9520	10,02
Масло минеральное	8600-8750	0,313-14,5
Нефть	8340-9320	0,081-0,093
Ртуть	132900	0,00111
Спирт этиловый	7740	0,0151

Задание №2 (вариант 1 – 10)

Вода в капиллярной трубке поднимается на высоту h_1 , мм. На какую высоту h_2 , мм поднимается ртуть в капиллярной трубке диаметр которой d_2 , м; $\gamma_{\text{вод}}=9810$, Н/м³; $\sigma_{\text{вод}}=0,073$, Н/м; $\gamma_{\text{рт}}=133280$, Н/м³; $\sigma_{\text{рт}}=0,49$, Н/м. Данные для расчета указаны в таблице 1.3

Таблица 1.3- Данные для расчета к заданию №2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h_1 , мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d_2 , м	$2d_1$	$2d_1$	$2d_1$	$3d_1$	$3d_1$	$3d_1$	$d_1/2$	$d_1/2$	$d_1/2$	d_1

Задание №3 (варианты 11 – 22)

Нефть в капиллярной трубке поднимается на высоту h_1 (мм). На какую высоту h_2 , мм поднимется вода в капиллярной трубке диаметр которой d_2 , м; $\gamma_{\text{неф}}=7848$, Н/м³; $\sigma_{\text{неф}}=0,025$, Н/м; $\gamma_{\text{вод}}=9810$, Н/м³; $\sigma_{\text{вод}}=0,073$, Н/м. Данные для расчета указаны в таблице 1.4

Таблица 1.4 - Данные для расчета к заданию №3

Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
h_1 , мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
d_2 , м	d_1	d_1	$2d_1$	$2d_1$	$2d_1$	$d_1/2$	$d_1/2$	$d_1/2$	$d_1/3$	$d_1/3$	$d_1/3$	d_1

Задание №4 (варианты 23 – 30)

Этиловый спирт в капиллярной трубке поднимается на высоту h_1 , мм. На какую высоту h_2 , мм поднимется нефть в капиллярной трубке диаметр которой d_2 , м; $\gamma_{\text{неф}}=7848$, Н/м³; $\sigma_{\text{неф}}=0,025$, Н/м; $\gamma_{\text{сп}}=7740$, Н/м³; $\sigma_{\text{сп}}=0,0225$, Н/м. Данные для расчета указаны в таблице 1.5

Таблица 1.5 - Данные для расчета к заданию №4

Вариант	23	24	25	26	27	28	29	30
h_1 , мм	10	15	20	25	30	35	40	45
d_2 , м	d_1	$3d_1$	$3d_1$	$3d_1$	$2d_1$	$2d_1$	$2d_1$	$d_1/2$

Контрольные вопросы

- 1 Дать определение жидкости.
- 2 Дать определение капельной и газообразной жидкости.
- 3 Дать определение идеальной и реальной жидкостей.
- 4 Дать определение удельного веса жидкости, указать единицы измерения.
- 5 Дать определение удельного объема жидкости, указать единицы измерения.
- 6 Дать определение плотности жидкости, указать единицы измерения.
- 7 Чем отличается сжимаемость жидкости от газов.
- 8 Дать определение вязкости жидкости.
- 9 В каких единицах измеряют динамическую вязкость жидкости.
- 10 В каких единицах измеряют кинематическую вязкость жидкости.
- 11 Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их температуры.
- 12 Как изменяется вязкость газов при изменении их температуры.
- 13 Какими приборами измеряется вязкость капельных жидкостей.
- 14 Какое свойство капельных жидкостей называется капиллярностью.
- 15 Каким прибором измеряется вязкость жидкости.
- 16 Как изменяется коэффициент поверхностного натяжения жидкости с увеличением температуры.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 6], [2, с. 10]

Практическая работа 2

Тема: Гидростатическое давление и его свойства

Цель работы. Закрепление теоретических знаний раздела «Гидростатика» в решение практических задач.

Задачи:

-знать основные понятия и законы гидростатики, основное уравнение гидростатического давления.

-уметь определять величину абсолютного и избыточного давления в любой точке жидкости.

Теоретические сведения. Давление в любой точке покоящейся жидкости носит название полного или абсолютного гидростатического давления, и определяется по формуле:

$P_{\text{абс}}=P_0+\rho gh$ -это уравнение называется **основным уравнением гидростатики**.

Оно показывает, что гидростатическое давление складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления обусловленного весом вышележащих слоев жидкости – ρgh .

Величина P_0 является одинаковой для всех точек объема, учитывая это свойство гидростатического давления можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково (закон Паскаль). Давление, обусловленное весом вышележащих слоев жидкости показывает величину избыточного давления в данной точке жидкости.

Гидростатическое давление обладает тремя важными свойствами:

1) Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует (по направлению к площадке, а не от нее).

2) Гидростатическое давление действует одинаково по всем направлениям, т.е. его значения не зависит от угла наклона площадки, на которую оно действует.

3) Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве. По мере увеличения глубины погружения точки под уровень жидкости давление в ней будет возрастать.

Единицы измерений и размерности давлений

Размерность гидростатического давления – $\text{Н/м}^2=\text{Па}$

На практике давление часто измеряют в физических и технических атмосферах.

Физической атмосферой – называют среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при температуре 0°C .

$1\text{атм}=9,81 \cdot 10^4\text{Па}=735,5\text{ мм рт ст}=10000\text{ мм вод ст.}$

Атмосферное давление, измеряемое барометром, называют барометрическим и обозначают $P_{\text{бар}}$.

Давление выше атмосферного измеряют манометром, и называется манометрическим или избыточным, и обозначается $P_{ман (изб)}$

Давление ниже атмосферного измеряется вакууметром и называется вакууметрическим или разряженным, и обозначается $P_{вак (разр.)}$

Сумму давлений манометрического и барометрического называют полным или абсолютным давлением:

$$P_{абс} = P_{ман} + P_{бар}$$

Если процессы протекают при разрежении (вакууме), то абсолютным давлением называют разность барометрического давления и разрежения:

$$P_{абс} = P_{бар} - P_{вак}$$

Задание №1 (варианты 1 – 16)

Подсчитать манометрическое и абсолютное давления в баллоне в т. А (рисунок 2.1) в двух случаях:

- 1) в баллоне и в левой трубке находится вода; в правой – ртуть.
- 2) в баллоне и в левой трубке находится воздух; в правой ртуть.

$$P_{ам} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 98100 \text{ Н/м}^2; \quad \gamma_{вод} = 9810 \text{ Н/м}^3; \quad \gamma_{рт} = 133416 \text{ Н/м}^3;$$

$$\gamma_{возд} = 12,62 \text{ Н/м}^3$$

h_1 , см – высота столба жидкости (воздуха) в левой трубке;

h_2 , см – высота столба ртути в правой трубке;

Данные для расчета указаны в таблице 2.1

Таблица 2.1 - Данные к заданию №1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
h_1 , см	10	15	20	25	30	35	40	45	70	70	70	60	60	50	50	40
h_2 , см	20	30	40	45	50	60	60	70	65	50	45	40	30	30	20	30

Задание №2 (варианты 17 – 30)

Определить высоту столба ртути h_2 , см, если центр трубопровода будет расположен на высоте h_1 , см выше линии раздела между водой и ртутью (рисунок 2.1), а манометрическое давление в трубке равно $P_{ман} \left(\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right)$;

$P_{ам} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 98100 \text{ Н/м}^2; \quad \gamma_{рт} = 133416 \text{ Н/м}^3; \quad \gamma_{вод} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$. Данные для расчета указаны в таблице 2.2

Таблица 2.2 - Данные к заданию №2

Вариант	17	18	19	20	21	22	23	24
h_1 , см	10	15	20	25	30	35	40	45
$P_{ман}$, Н/м ²	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5

Продолжение таблицы 2.2

Вариант	25	26	27	28	29	30
h_1 , см	50	55	60	65	70	75
$P_{ман}$, Н/м ²	4,0	4,0	4,5	4,5	5,0	5,0

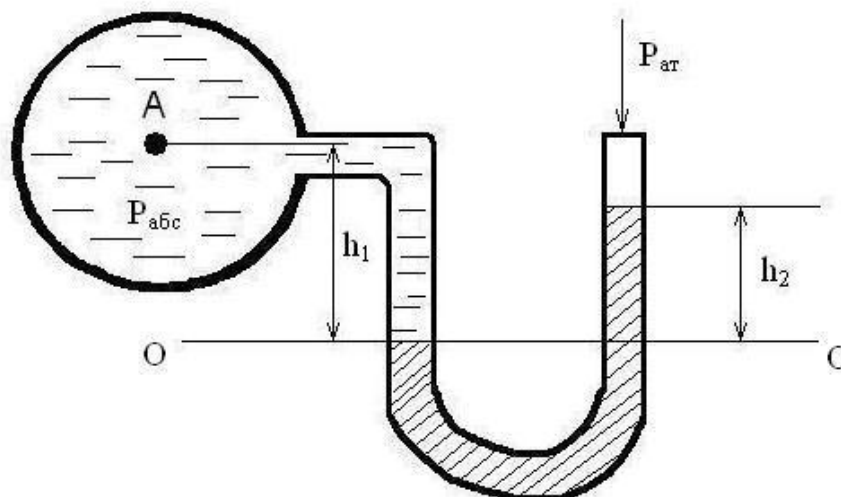


Рисунок 2.1-Жидкостный ртутный манометр

Контрольные вопросы

- 1 Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в покое.
- 2 Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в движении.
- 3 Какой вид напряжений возможен в покоящейся жидкости.
- 4 Перечислить свойства, которыми обладает гидростатическое давление.
- 5 Какой параметр рассчитывается по основному уравнению гидростатики.
- 6 Дайте формулу закона Паскаля.
- 7 Какое давление называется полным или абсолютным.
- 8 Какое давление называется манометрическим.
- 9 Какое давление называется вакуумметрическим.
- 10 Как называются силы, возникающие в результате скольжения слоев жидкости.
- 11 Что измеряет пьезометрическая высота.
- 12 Что поднимается над поверхностью уровня.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 9], [2, с. 20]

Практическая работа 3

Тема: Построение напорной и пьезометрической линии

Цель работы. Закрепление теоретических знаний законов гидродинамики в решение практических задач. Приобретение навыков проектирования и расчета систем водоснабжения.

Задачи:

- составить уравнение Бернулли для реальной жидкости применительно к двум сечениям;
- рассчитать величину пьезометрического и скоростного напора;
- построить напорную и пьезометрическую линии для трубопровода переменного сечения.

Теоретические сведения

При расчетах трубопроводов и насосов устанавливают связь между скоростью и давлением в потоке жидкости. Для этого используют уравнение Бернулли, составленное для двух сечений трубопровода (Рисунок 3.1) . Уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии при давлении идеальной несжимаемой жидкости.

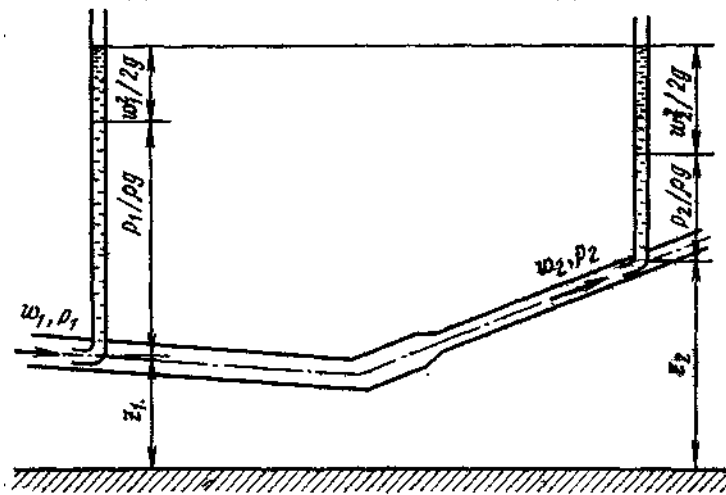


Рисунок 3.1 - Баланс напоров при движении идеальной жидкости в напорном трубопроводе

Баланс напоров при движении по трубопроводу идеальной жидкости (потери напора на сопротивлениях отсутствуют) для двух сечений можно записать в виде уравнения Бернулли:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha \frac{\omega_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha \frac{\omega_2^2}{2g} + Z_2 = H = const \quad (3.1)$$

Первое слагаемое левой части уравнения (3.1) представляет собой пьезометрическую высоту, или напор.

Пьезометрическая высота – это высота, на которую поднимается жидкость в трубке с открытым концом под действием гидростатического давления в трубопроводе. Приборы, которыми измеряют давление в жидкости

непосредственно высотой столба той же жидкости, называются пьезометрами (рисунок 3.2).

Второе слагаемое в уравнении (3.1) – это скоростной напор, физический смысл которого заключается в следующем. Пусть поток жидкости со свободной поверхностью движется со скоростью ω .

Поместим в поток этой жидкости прозрачную трубку, изогнутую под 90° . Конец трубки направим против течения (рисунок 3.3). Другой конец трубки при этом перпендикулярен поверхности воды и выступает из нее на некоторую высоту. Такая трубка называется гидрометрической трубкой Пито или просто трубкой Пито. В результате воздействия потока жидкость в вертикальной части трубки поднимется на такую высоту, при которой давление столба жидкости в трубке должно быть уравновешено давлением движущейся жидкости с другой стороны. Высота столба жидкости в вертикальной части трубки представляет собой скоростной напор. Значение его определяется линейной скоростью и ускорением свободного падения.

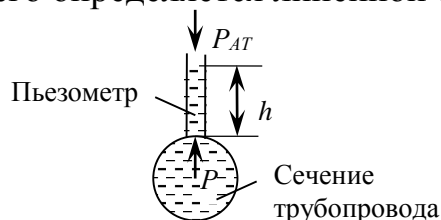


Рисунок 3.2 - Пьезометр

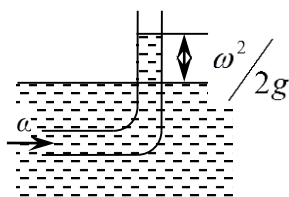


Рисунок 3.3 - Иллюстрация скоростного напора в трубке Пито

Третье слагаемое представляет собой геометрическую высоту или высоту расположения рассматриваемого сечения потока над некоторой плоскостью отсчета $O-O$ (рисунок 3.1).

Таким образом, все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность. Следовательно, геометрический смысл уравнения Бернулли можно сформулировать так: при установившемся движении идеальной жидкости сумма трех высот (пьезометрической высоты, соответствующей скоростному напору, и высоты геометрического положения сечения) вдоль потока остается неизменной.

Если жидкость в трубопроводе находится под избыточным давлением, то в сечении $1-1$ линейная скорость жидкости меньше, чем в сечении $2-2$, так как во втором сечении диаметр трубопровода меньше, следовательно, скоростной напор $\frac{\omega_2^2}{2g} > \frac{\omega_1^2}{2g}$. Кроме того, геометрическая высота второго сечения Z_2 выше первого Z_1

Поэтому энергия потока расходуется на преодоление разности высот и увеличение скорости жидкости.

В связи с этим пьезометрический напор во втором сечении меньше, чем в первом: $\frac{P_2}{\rho g} < \frac{P_1}{\rho g}$.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости

При течении реальной жидкости вследствие ее вязкости возникает сопротивление движению, а часть энергии потока расходуется на преодоление сопротивления в каналах, или трубках (рисунок 3.4). Поэтому в случае движения реальной жидкости удельная энергия потока не может оставаться постоянной по длине.

Удельная энергия потока реальной жидкости от одного сечения для преодоления сопротивлений.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости составленное относительно двух сечений запишется в виде:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha \frac{\omega_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha \frac{\omega_2^2}{2g} + Z_2 + h_{1-2} = H, \quad (3.2)$$

где h_{1-2} – потеря напора в сопротивлениях (как местных, так и линейных), выраженная в метрах;

α – коэффициент неравномерности распределения скоростей в сечении потока.

Для установившегося плавно изменяющегося движения среднее значение коэффициента $\alpha = 1,05 - 1,1$. Если скорости движения отдельных частиц жидкости в пределах живого сечения принять одинаковыми и равными средней скорости, то принимаем $\alpha = 1$,

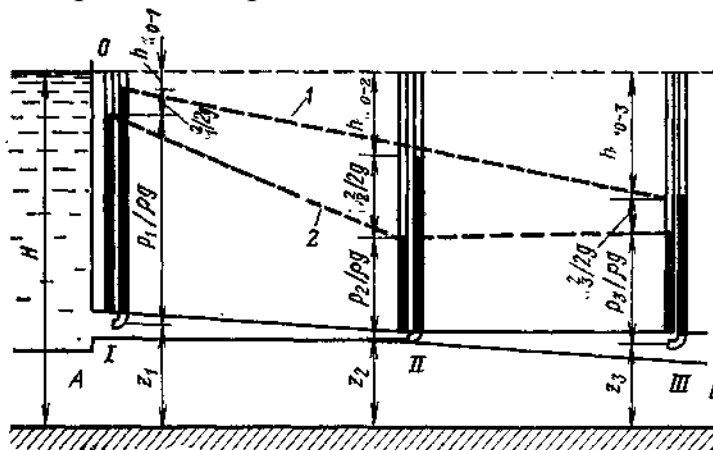


Рисунок 3.4 - Напоры по длине трубопровода переменного сечения

Чтобы понять геометрический смысл уравнения Бернулли для реальной жидкости, разместим в каждом сечении по две трубки пьезометрическую и Пито. Такая совмещенная трубка называется трубкой Прандтля (рисунок 3.5), она позволяет измерять скорость течения жидкости в напорных

трубопроводах. Из рисунка 3.5 видно, что разность показаний трубки Пито 2 и пьезометрической 1 есть величина:

$$\frac{\omega^2}{2g} = \Delta h \quad (3.3)$$

где Δh – разность уровней жидкости в трубках, м.

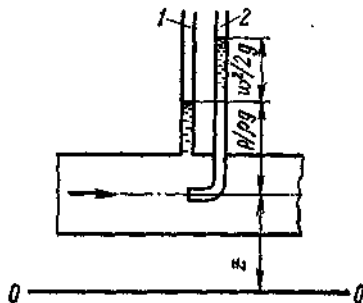


Рисунок 3.5 - Совмещенная трубка Прандтля

Из формулы (3.3) выражаем скорость течения жидкости:

$$\omega = \sqrt{2g\Delta h} \quad (3.4)$$

Разность показаний трубок Пито для сечений 1-1 и 2-2 дает величину потери напора на трение по длине участка 1-2 равную h_{1-2} .

Соединив показания пьезометрических трубок по длине потока ломаной линией, получим **пьезометрическую линию**, показывающую изменение $\frac{P}{\rho g}$ по длине потока.

Пьезометрическая линия опускается при увеличении скорости вдоль трубы, и наоборот поднимается – при уменьшении скорости.

Соединив показания уровней в трубках Пито получим – **напорную линию**.

Отрезки, заключенные между напорной и пьезометрической линиями дают значение скоростного напора и его изменение по длине трубы.

Напорная линия всегда снижается по длине трубы, так как часть энергии потока затрачивается на преодоление трения по длине потока.

Задание

Даны два сечения трубопровода длиной $l, м$. В начале трубопровода в сечении 1-1 диаметр $d_1, мм$, геометрическая высота положения сечения $Z_1, м$, соответственно в сечении 2-2 $d_2, мм$ и $Z_2, м$; расход жидкости $Q, м^3/с$, гидродинамический напор в начале трубопровода $H, м$, потери напора в начале трубопровода составляют $h_{0-1}, м$, в конце трубопровода - $h_{1-2}, м$; $\alpha=1$ – коэффициент неравномерности распределения скорости в сечении потока. Определить:

- 1) скорость движения жидкости и величину скоростного напора в каждом сечении трубопровода;
- 2) величину полного гидродинамического напора в конце трубопровода;

3) в выбранном масштабе построить сечение трубопровода относительно горизонтальной плоскости, напорную линию, пьезометрическую и линию полного гидродинамического напора;

4) Вывод: Сделать анализ распределения энергии потока вдоль всей длины трубопровода.

Данные для расчета указаны в таблице 3.1

Порядок расчета

1) По заданным диаметрам d_1 и d_2 , мм определить площадь сечения S , м² в каждом сечении трубопровода:

$$S = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2$$

2) Вычислить в каждом сечении скорость течения жидкости:

$$\omega = \frac{Q}{S}, \text{ м/с}$$

3) Вычислить величину скоростного напора в каждом сечении:

$$\frac{\omega^2}{2g}, \text{ м}$$

4) Составить уравнение Бернулли для каждого сечения.

В сечении I-I уравнение Бернулли выражается в виде:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \alpha \frac{\omega_1^2}{2g} + h_{0-1} = H, \text{ м}$$

В сечении II-II уравнение Бернулли выражается в виде:

$$\frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \alpha \frac{\omega_2^2}{2g} + h_{1-2} = H, \text{ м}$$

5) Определить величину пьезометрического напора в каждом сечении:

В сечении I-I:

$$\frac{P_1}{\rho g} = H - \alpha \frac{\omega_1^2}{2g} - Z_1 - h_{0-1}, \text{ м}$$

В сечении II-II уравнение Бернулли выражается в виде:

$$\frac{P_2}{\rho g} = H - \alpha \frac{\omega_2^2}{2g} - Z_2 - h_{1-2}, \text{ м}$$

Составляем уравнение, выражающее баланс напоров для двух сечений

6) Баланс напоров для двух сечений трубопровода выражается выражением:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \alpha \frac{\omega_1^2}{2g} + h_{0-1} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \alpha \frac{\omega_2^2}{2g} + h_{1-2} = H$$

7) Построить в выбранном масштабе сечение трубопровода, пьезометрическую, напорную линии и линию полного гидродинамического напора, как показано на рисунке 3-4.

8) Сделать анализ распределения энергии потока вдоль всей длины трубопровода.

Таблица 3.1 - Данные для расчета к практической работе 3

Вариант	Q, м ³ /с	H, м	Z ₁ , м	Z ₂ , м	h ₀₋₁ , м	h ₁₋₂ , м	d ₁ , мм	d ₂ , мм	l, м
1	0,015	60	10	40	0	10	150	200	100
2	0,016	50	8	20	0	5	150	180	120
3	0,02	40	5	15	0	5	160	160	130
4	0,025	30	2	8	0	5	160	110	140
5	0,03	30	3	5	2	10	160	130	150
6	0,035	50	3	20	2	10	150	100	500
7	0,04	55	5	15	5	10	150	200	600
8	0,045	60	10	40	1	15	200	250	200
9	0,05	65	15	15	1	20	200	250	300
10	0,055	70	20	30	3	15	200	150	400
11	0,06	70	20	20	0	25	250	200	450
12	0,065	40	10	5	0	17	300	250	1000
13	0,07	35	5	2	2	10	300	250	1000
14	0,075	30	15	5	0	5	300	300	800
15	0,08	25	15	5	0	10	300	250	700
16	0,085	20	0	7	0	4	200	150	600
17	0,09	27	10	10	2	5	200	150	500
18	0,095	30	10	5	2	5	250	200	500
19	0,10	37	10	15	3	10	250	200	500
20	0,15	40	5	5	3	20	350	300	1000
21	0,20	20	2	2	0	15	350	300	2000
22	0,25	100	20	70	5	20	300	300	900
23	0,01	90	20	50	5	15	300	350	900
24	0,015	80	25	40	5	30	300	350	500
25	0,016	70	25	15	1	15	250	200	800
26	0,02	75	25	40	1	20	250	300	800
27	0,025	60	10	30	0	15	150	150	1000
28	0,03	50	10	10	15	20	200	150	500
29	0,035	40	8	10	15	20	200	250	500
30	0,04	35	8	2	0	10	150	200	400

Контрольные вопросы

- 1 Объяснить смысл понятия геометрическая (нивелирная) высота.
- 2 Что такое пьезометрическая высота.
- 3 Что следует из уравнения постоянства расхода.
- 4 Что показывает уравнение неразрывности потока.
- 5 Какие параметры потока жидкости связывает между собой уравнение Бернулли.
- 6 Какой закон представляет собой уравнение Бернулли.
- 7 Сформулируйте геометрический смысл уравнения Бернулли.
- 8 В чем отличие в записи уравнения Бернулли для потока идеальной и реальной жидкости
- 9 Объяснить, в результате чего изменяется величина пьезометрической высоты и высоты скоростного напора от одного сечения к другому.
- 10 Изменится ли величина полного гидродинамического напора трубопровода для идеальной жидкости и почему.
- 11 Изменится ли величина полного гидродинамического напора в конце трубопровода для реальной жидкости и почему.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 30, 39]

Практическая работа 4

Тема: Определение критерия Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости

Цель работы: Определение значение числа Рейнольдса и соответствующий ему режима течения жидкости (ламинарный, критический, турбулентный)

Теоретические сведения

Существуют два режима движения жидкости: ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный).

Ламинарное течение – это течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, т. е. прямолинейны, а также отсутствуют поперечные перемещения жидкости в процессе ее течения.

Турбулентное течение – это течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Движение отдельных частиц оказывается неупорядоченным, траектории подчас имеют вид замысловатых кривых. Объясняется это тем, что при турбулентном течении наряду с основным продольным перемещением жидкости по руслу имеют место поперечные перемещения и вращательное движение отдельных объемов жидкости.

Для установления различных режимов движения жидкости английский ученый Осборн Рейнольдс построил экспериментальную установку, показанную на рисунке 4.1.

Рейнольдс пропускал воду через стеклянные трубки разного диаметра, регулируя скорость движения воды в них кранами 1 и 5. По тонкой трубке 3 с заостренным концом ко входу в стеклянную трубку 4 подводилась окрашенная жидкость из сосуда 2.

Средняя скорость в трубке 4 площадью S определялась по объему воды V поступившей в сосуд 6 за время t :

$$\omega = \frac{V}{St}, \text{ м/с} \quad (4.1)$$

Опыты, проводившиеся при постоянном напоре (для его поддержания была использована сливная труба 7), показали, что при малых скоростях движения воды в трубке 4 краска движется в ней в виде тонкой струйки, не перемешиваясь с водой.

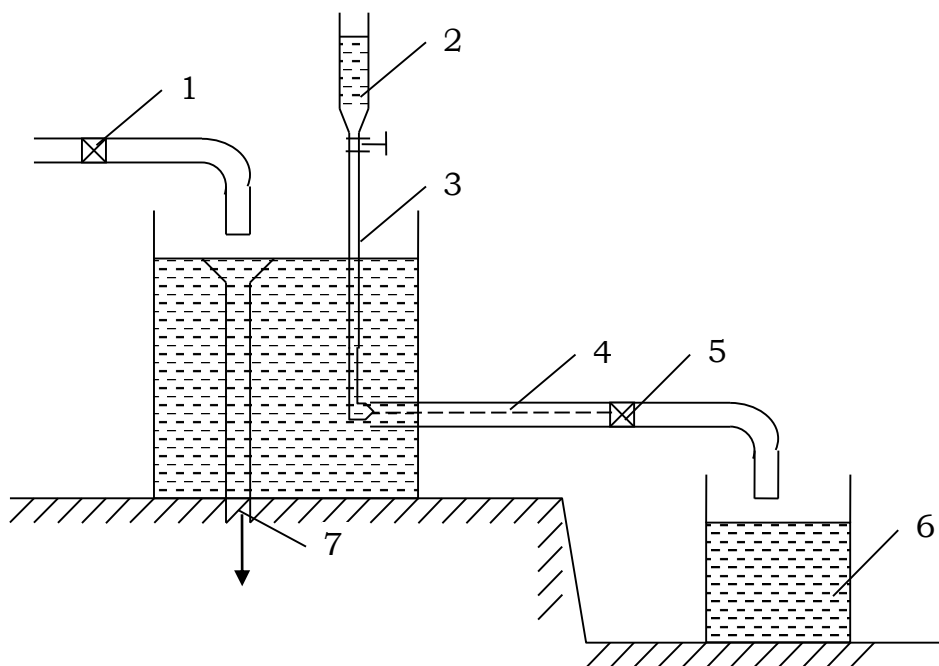


Рисунок 4.1 - Схема установки Рейнольдса

1 – кран для подачи воды; 2 – сосуд с окрашенной жидкостью; 3 – тонкая трубка с заостренным концом; 4 – стеклянная трубка; 5-регулируемый кран; 6 – мерный сосуд; 7 – сливная трубка.

После достижения определенной для данных условий опыта средней скорости, когда движение частиц жидкости приобретает как бы беспорядочный характер, струйка краски начинает размываться, отчего вся вода в трубке окрашивается.

Поперечные движения создают обмен импульсами между соседними слоями. Это приводит к тому, что распределение скоростей по поперечному сечению трубы при турбулентном течении получается более равномерным, чем при ламинарном.

Основным критерием для определения режима движения жидкости служит безразмерный параметр Re (число Рейнольдса):

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} \quad (4.2)$$

где ω – средняя линейная скорость жидкости;

d – диаметр трубы;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

Кинематическая вязкость жидкости берется из таблиц справочников, и имеет при определенной температуре свое значение.

Число Рейнольдса, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, называют критическим. $Re_{кр} = 2320$.

При $Re < 2320$ движение жидкости происходит при ламинарном режиме, при $Re > 2320$ движение жидкости происходит при турбулентном режиме.

Задание

Определить режимы движения жидкости по результатам замеров, полученных во время проведения эксперимента на установке Рейнольдса, если диаметр стеклянной трубки $d = 0,015\text{ м}$, кинематическая вязкость $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, время наполнения мерного бака $t = 60 \text{ с}$.

Результаты замеров приводятся в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Результаты измерений и расчетов

Номер опыта	1	2	3	4	5
Объем жидкости в мернике, $V \text{ м}^3$	0,0005	0,001	0,002	0,005	0,01

Порядок выполнения

1 При каждом установленном в опыте режиме движения по величинам V и t , определить расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$ по формуле:

$$Q = \frac{V}{t},$$

где V – объем жидкости в мернике, м^3 ;

t – время мерника наполнения, с.

2 Определяем площадь сечения трубки S , м^2 по формуле:

$$S = \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – диаметр стеклянной трубки, м.

3 По диаметру стеклянной трубки 4 определить среднюю скорость течения воды ω , $\text{м}/\text{с}$ по формуле:

$$\omega = \frac{Q}{S}$$

5 Вычислить число Рейнольдса Re по формуле:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}$$

6 Сравнить полученные значения числа Рейнольдса с критическим $Re_{кр} = 2320$ и определить режим течения жидкости, которому оно соответствует.

Контрольные вопросы

- 1 Дайте определение ламинарного режима движения жидкости.
- 2 Дайте определение турбулентного режима движения жидкости.
- 3 Перечислите факторы, от которых зависит характер движения жидкости в трубах.
- 5 Чему равно критическое число Рейнольдса?
- 6 Какому числу Рейнольдса соответствует ламинарный режим движения жидкости?
- 7 Какому числу Рейнольдса соответствует турбулентный режим течения жидкости?

Список рекомендуемой литературы: [1, с. 38]

Практическая работа 5

Тема: Определение потери напора на местных и линейных сопротивлениях.

Цель работы. Изучение различных видов гидравлических сопротивлений и методов их определения.

Задачи:

- знать классификацию гидравлических сопротивлений;
- умение работать со справочной литературой;
- владение различными методами определения потери напора на местных и линейных сопротивлениях.

Теоретические сведения

При решении гидравлических задач на практике определяют величину потерь напора в трубопроводе на местных и линейных сопротивлениях. Линейные потери напора обусловлены силами трения между слоями жидкости, и возрастают пропорционально длине трубы.

Местные потери напора обусловлены местными сопротивлениями – элементами трубопровода, в которых скорость потока изменяется по величине и направлению.

Определение линейных потерь напора

Потери напора по длине трубопровода определяют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g}, \text{ м}, \quad (5.1)$$

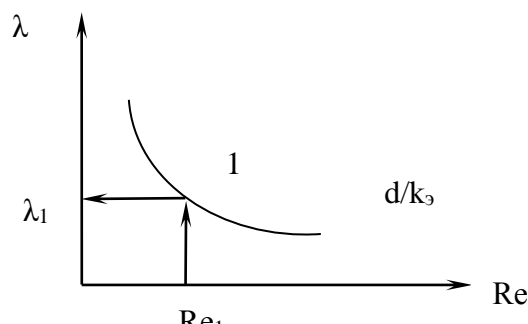
где λ , -коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

d – диаметр трубопровода, м;

$\frac{w^2}{2g}$ - скоростной напор, м.

Коэффициент гидравлического трения λ , определяется с помощью номограммы Г.А. Мурина (рисунок 5.1), составленного по результатам экспериментальных данных. На этом графике представлена зависимость коэффициента λ , от числа Рейнольдса. Изменение коэффициента λ , представлено рядом кривых, каждая из которых соответствует определенной относительной «гладкости», то есть отношению $\frac{d}{k_s}$, где k_s , мм – эквивалентная шероховатость, равная диаметру фракции песка, из которого выполняется искусственная шероховатость.

Рисунок 5.1- Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса (номограмма Г.А. Мурина)



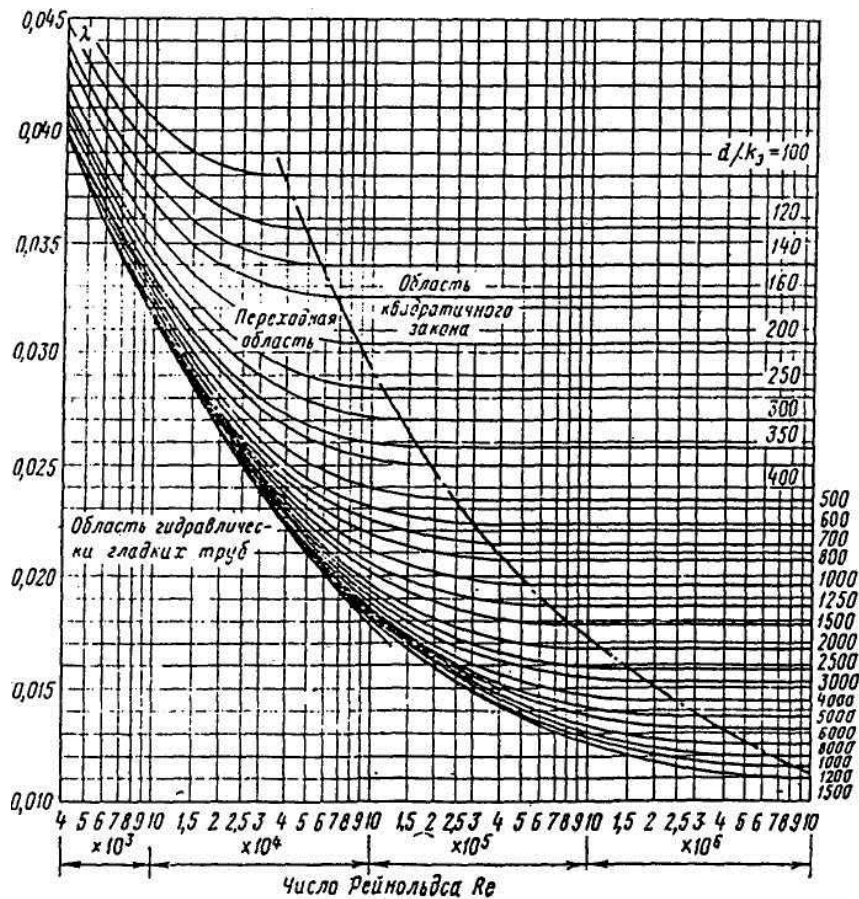


Рисунок 5.2 - Схема определения коэффициента λ , по номограмме.

Для определения коэффициента λ , с помощью номограммы необходимо найти численное значение числа Рейнольдса по формуле:

$$R_e = \frac{wd}{\nu}, \quad (5.2)$$

где w – средняя линейная скорость движения жидкости, м/с;
 d – диаметр трубы, м;
 ν – кинематический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости, м/с.

Затем восстановить перпендикуляр из соответствующего значения числа R_e на оси абсцисс до пересечения с кривой, соответствующей значению относительной гладкости $\frac{d}{k_s}$, как показана на рисунке 5.2.

Из полученной точки 1 восстановить перпендикуляр на ось ординат и определить значение коэффициента λ .

Более точные значение коэффициента λ , можно определить по эмпирическим формулам для соответствующих областей, наблюдаемых в потоке жидкости.

Область гидравлических гладких труб – это область ламинарного режима, где λ , зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64 / R_e \quad (5.3)$$

В переходной области коэффициент λ , зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости $\frac{k_s}{d}$ и вычисляется по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25} \quad (5.4)$$

В области квадратичного закона с развитой шероховатостью труб для турбулентного режима λ , вычисляется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25} \quad (5.5)$$

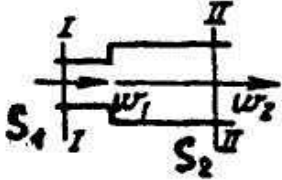
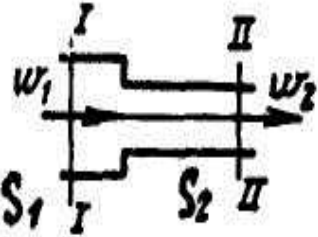
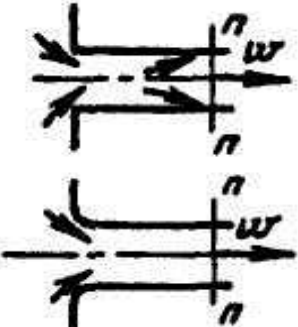
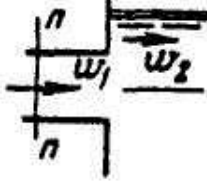
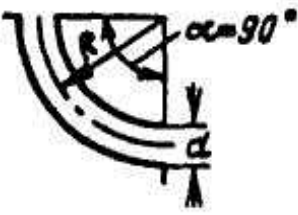
Потери напора на местных сопротивлениях обусловлены изменениями скорости потока по величине и направлению и определяется по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (5.6)$$

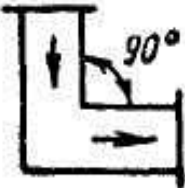

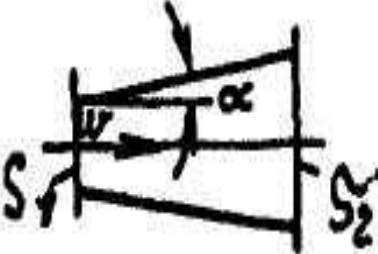
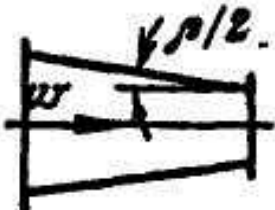
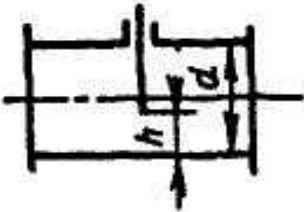
где ξ - коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

В таблице 5.1 приведены значения коэффициентов местных сопротивлений.

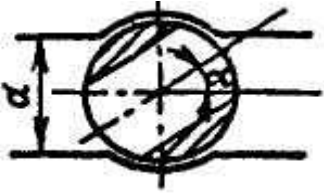
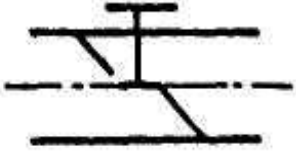
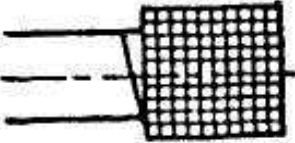
Таблица 5.1 - Коэффициенты местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	Эскиз фасонных частей	Коэффициент местного сопротивления
1	2	3
<p>Внезапное расширение потока</p>		$\xi = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$
<p>Внезапно сужение (по данным ЦАГИ)</p>		$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)$
<p>Вход в трубу: 1) при острых кромках; 2) при закругленных кромках</p>		<p>$\xi = 0,5$ 1) с плавным входом $\xi = 0,2$ 2) с весьма плавным входом $\xi = 0,05$</p>
<p>Выход из трубы в резервуар больших размеров, в том числе в реку</p>		$\xi = 1,0$
<p>Колено (плавное закругленные с углом поворота 90°) То же для частных случаев: 1) при $R > 2d$; 2) при оптимальном соотношении: $R \approx (3+7)d$</p>		<p>Для труб малых сечений $\xi = \left(0,131 + 0,163 \left(\frac{d}{R} \right)^{2,5} \right)$ $\xi = 0,5$ $\xi = 0,3$</p>

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3
<p>Поворот на 90° угольником</p>		<p>$\xi = 1,1$</p>
<p>Прямое кольцо с направляющими лопатками</p>		<p>$\xi = 0,25 \div 0,40$ В зависимости от профиля лопаток и расстояний между ними</p>
<p>Расходящийся переходный конус (диффузор)</p>		<p>$\xi = k \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$ при $\alpha = 2^\circ; 4^\circ; 6^\circ; 8^\circ; 15^\circ; 30^\circ; 60^\circ$ соответственно $k = 0,12; 0,14; 0,16; 0,23; 0,35; 0,8; 0,95$</p>
<p>Сходящийся переходный конус (кофузор)</p>		<p>При $7^\circ < \beta < 30^\circ$ $\xi = 0,18 \div 0,24$ При $35^\circ < \beta < 80^\circ$ $\xi = 0,26 \div 0,35$</p>
<p>Задвижка на круглой трубе: 1) полностью открыта; 2) при открытии на 3/4 ($h/d=3/4$) 3) при открытии на 1/2 ($h/d=1/2$)</p>		<p>$\xi = 0,12$ $\xi = 0,26$ $\xi = 2,06$</p>

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3
Кран на круглой трубе при среднем открытии ($\alpha=30^\circ$)		$\xi = 5 \div 7$
Вентиль при среднем открытии		$\xi = 1 \div 3$
Всасывающий клапан в сеткой на входе в заборную водопроводную трубу		$\xi = 5 \div 10$

Задание №1

Определить потери напора на трение по длине трубопровода с эквивалентной шероховатостью $k_э$, мм; диаметром d , мм и длиной l , м. Если по нему транспортируется жидкость с кинематическим коэффициентом вязкости ν , м²/с с расходом Q , м³/ч. Данные для расчета приводятся в таблице 5.2

Задание №2

Определить местные потери напора, если жидкость входит в трубопровод с острыми кромками и движется со скоростью ω , м/с, проходя два колена с закруглением $R > 2d$, через открытую на 3/4 задвижку. Данные для расчета приводятся в таблице 5.2

Таблица 5.2 - Расчетные данные к практической работе 4

№ вариант	d , мм	l , м	k_{ξ} , мм	Q , (м ³ /ч)	ν , (м ² /с)	ω (м/с)
1	100	200	0,1	220	10 ⁻⁶	0,6
2	150	300	0,1	230	10 ⁻⁶	0,5
3	160	400	0,1	240	10 ⁻⁶	0,7
4	170	500	0,1	250	10 ⁻⁶	0,8
5	180	600	0,1	260	10 ⁻⁶	0,9
6	190	700	0,2	270	10 ⁻⁶	0,3
7	200	800	0,2	280	10 ⁻⁴	0,4
8	310	900	0,2	300	10 ⁻⁶	0,2
9	320	1000	0,2	150	10 ⁻⁶	0,25
10	330	1100	0,2	160	10 ⁻⁶	0,35
11	340	1200	0,2	170	10 ⁻⁶	0,45
12	350	1300	0,3	180	10 ⁻⁶	0,55
13	400	1400	0,3	190	10 ⁻⁶	0,6,5
14	350	1500	0,3	200	10 ⁻⁴	0,75
15	400	1600	0,3	210	10 ⁻⁴	0,85
16	450	1700	0,3	220	10 ⁻⁴	0,95
17	500	1800	0,4	230	10 ⁻⁴	1,0
18	550	1900	0,4	240	10 ⁻⁴	1,1
19	600	2000	0,4	250	10 ⁻⁴	1,2
20	650	2500	0,4	260	10 ⁻⁴	1,3
21	700	3000	0,4	270	10 ⁻⁶	1,4
22	750	2000	0,5	280	10 ⁻⁶	1,5
23	800	1000	0,5	290	10 ⁻⁶	1,6
24	850	850	0,5	300	10 ⁻⁶	1,7
25	900	750	0,5	310	10 ⁻⁶	1,8
26	950	650	0,5	320	10 ⁻⁶	1,9
27	1000	550	0,1	330	10 ⁻⁶	2,0
28	900	500	0,1	340	10 ⁻⁴	2,1
29	800	450	0,2	350	10 ⁻⁴	2,2
30	700	400	0,3	360	10 ⁻⁴	2,5

Контрольные вопросы

- 1 Чем обусловлены местные потери напора.
- 2 С какой целью определяется число Рейнольдса.
- 3 Указать формулу вычисления потерь напора на местных сопротивлениях.
- 4 С какой целью используется номограмма Мурина.
- 5 Дать определение коэффициента местного сопротивления. Каким образом он определяется.

- 6 Дать классификацию гидравлических сопротивлений.
- 7 Дать определение коэффициента гидравлического трения. Каким образом он определяется.
- 8 Чем обусловлены потери напора по длине трубопровода.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 48]

Практическая работа 6

Тема: Определение напора и расхода жидкости при истечении через отверстия

Цель работы. Закрепление практических навыков при определении расхода жидкости при истечении через отверстия и насадки.

Задачи:

-изучение законов истечения жидкостей через отверстия и насадки;
-определение и регулирование параметров жидкости при истечении через различные насадки и отверстия.

Теоретическая часть

Истечение жидкости через отверстие. Коэффициент сжатия, скорости и расхода.

На практике часто используется истечение через отверстия и насадки. Характер истечения зависит от условий истечения.

При вытекании жидкости через отверстие в дне резервуара или отверстие в вертикальной стенке наблюдается сжатие струи. Решение задачи при истечении сводится к определению расхода и скорости.

Скорость при истечении определяется по формуле:

$$\omega = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (6.1)$$

где φ – коэффициент скорости;

H_0 – полный активный напор:

$$H_0 = H + \frac{P_0 - P_1}{\rho g}, \quad (6.2)$$

где H – давление столба жидкости (уровень жидкости в резервуаре);

P_0 – давление на свободной поверхности жидкости;

P_1 – давление в цилиндрической части струи на некотором расстоянии от нагруженной кромки отверстия.

Расход жидкости вытекающей из резервуара:

$$Q = \omega_1 S_1 = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{gH_0}, \quad (6.3)$$

где произведение $\varepsilon \varphi = \mu$ - называется коэффициентом расхода;

$\varepsilon = \frac{S_1}{S_0}$ - называется коэффициентом сжатия струи;

S_1 – площадь струи в цилиндрической части;

S_0 – площадь отверстия в дне резервуара.

При истечении жидкости через малое отверстие кругло сечения в тонкой стенке при постоянном напоре принимают коэффициенты равными: $\mu = 0,62$; $\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$.

Истечение жидкости через насадки

Насадки применяют для увеличения пропускной способности отверстия или изменения (увеличения или уменьшения) кинетической энергии струи.

Насадки называют короткую трубу длиной, равной 2-6 диаметрам присоединенную к отверстию в тонкой стенке.

Внешние цилиндрические насадки могут быть различных форм: коническими сходящимися (конфузор); коническими расходящимися (диффузор); цилиндрическими, коноидальными.

Цилиндрический внутренний короткий насадок, называемый насадком Борда может быть с тонкими или толстыми стенками.

Конически сходящиеся и конусоидальные насадки (конфузоры) – применяют с целью увеличения скорости истечения, дальности полета струи и силы ее удара, например, в струйных аппаратах, входных элементах насосов и вентиляторов, пожарных брандспойтах соплах турбин и др. Коэффициенты принимают равными: $\mu = 0,94 - 0,98$; $\varphi = 0,96 - 0,98$; $\varepsilon = 0,98 - 1$

Конически расходящиеся насадки (диффузоры) – используют, когда необходимо уменьшить скорость выхода жидкости или увеличить давление на выходе, например, в выходных элементах насосов и вентиляторов, струйных аппаратах. Коэффициенты принимают равными: $\mu = 0,45 - 0,5$; $\varphi = 0,45 - 0,5$; $\varepsilon = 1,0$.

Для внешнего цилиндрического насадка принимают: $\mu = 0,82$; $\varphi = 0,82$; $\varepsilon = 1,0$.

Для внутреннего цилиндрического насадка принимают: $\mu = 0,707$; $\varphi = 0,707$; $\varepsilon = 1,0$.

Расход через насадки определяют по формуле для отверстия, в которой коэффициенты принимают в зависимости от формы нас

Задание №1 (Варианты с 1 по 16):

Определить какой напор необходимо создать в открытом резервуаре диаметром d , м чтобы из отверстия диаметром d_0 , м расположенного в центре дна резервуара, вытекала струя расходом Q , м³/с коэффициент расхода $\mu = 0,62$. Данные для расчета указаны в таблице 6.1

Таблица 6.1-Расчетные данные к заданию №1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
d_0 , м	0,05	0,04	0,03	0,02	0,06	0,07	0,08	0,1
Q , м ³ /с	0,003	0,003	0,003	0,003	0,005	0,005	0,005	0,007

Продолжение таблицы 6.1

Вариант	9	10	11	12	13	14	15	16
d_0 , м	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,05	0,06
Q , м ³ /с	0,007	0,007	0,008	0,008	0,008	0,009	0,009	0,009

Задание №2 (Варианты с 17 по 30):

Определить объёмный расход Q , $м^3/с$ и скорость истечения воды ω , $м/с$ из отверстия диаметром $d_0(м)$, в боковой стенке резервуара больших размеров.

К отверстию присоединена короткая трубка одинакового с отверстием диаметра. Напор над центром отверстия $H(м)$. Коэффициенты расхода и скорости равны $\mu = \varphi = 0,8$. Данные для расчета указаны в таблице 6.2

Таблица 62-Расчетные данные к заданию №2

Вариант	17	18	19	20	21	22	23	24
d_0 , м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55
H , м	2	3	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0

Продолжение таблицы 6.2

Вариант	25	26	27	28	29	30
d_0 , м	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
H , м	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0

Контрольные вопросы

1. Дать определение коэффициента расхода.
2. Дать определение коэффициента сжатия струи.
3. Пояснить понятие полного сжатия струи.
4. Дать определение внешнего цилиндрического насадка.
5. При каких двух режимах осуществляется истечение жидкости через внешний насадок.
6. Какой насадок называется насадком Борда.
7. Как можно избежать образования при входе в конический насадок внутреннего сжатия струи.
8. Поясните преимущество коноидального насадка.
9. Дайте определение диффузорного насадка и перечислите его преимущества перед остальными насадками.
10. Как влияет уменьшение напора при истечении жидкости на расход и скорость истечения.
11. Как будет влиять уменьшение диаметра отверстия при истечении жидкости при постоянном расходе на величину напора.
12. Перечислите какие внешние насадки вы знаете. С какой целью их применяют
13. Записать формулы активного напора, скорости истечения.
14. В результате чего возникает потеря напора при истечении жидкости.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 73]

Практическая работа 7

Тема: Определение коэффициентов сжатия, расхода и скорости при истечении через различные насадки

Цель работы. Изучить различные виды насадков и их практическое применение. Научиться определять расход жидкости при истечении через различных насадки и рассчитывать значения коэффициентов расхода (μ), скорости (φ) и сжатия струи (ε).

Теоретические сведения

В практике часто приходится встречаться с истечением жидкости через различные отверстия, при этом характер истечения существенно зависит от условий истечения. При этом теоретически рассматривают случаи истечения жидкостей через малые отверстия в тонкой стенке. Тонкой стенкой называют такую толщина, которой не влияет на характер истечения. Толстая стенка с заостренными кромками считается также тонкой.

Отверстие считается:

- малым – если его размер по высоте h не превышает $0,1$ величины напора H , действующего на него;
- средним – если $h < (0,3 - 0,4) H$;
- большим – если $h > 0,4 H$.

При вытекании жидкости под постоянным напором H через отверстие в вертикальной стенке наблюдается сжатие поперечного сечения струи на некотором расстоянии от наружной кромки отверстия.

Отношение площади сжатого сечения струи S_1 к площади отверстия боковой стенке резервуара S_0 , называется коэффициентом сжатия:

$$\varepsilon = \frac{S_1}{S_0}, \quad (7.1)$$

где S_1 – площадь сжатого сечения струи;

S_0 – площадь отверстия боковой стенки резервуара.

Сжатие считается полным, если струя сжата по всему контуру отверстия, и неполным, если сжатие струи происходит не по всему контуру.

При истечении жидкости из отверстия задача сводится к определению скорости истечения и расхода.

Скорость при истечении определяется по формуле:

$$\omega = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (7.2)$$

где φ – коэффициент скорости;

H – давление столба жидкости (уровень жидкости в резервуаре);

Расход можно определить, используя уравнение неразрывности потока:

$$Q = S_1 \omega, \quad (7.3)$$

Подставив значения ω и S преобразовав выражение, получим:

$$Q = \varepsilon \rho S_0 \sqrt{2gH}, \quad (7.4)$$

где $\varepsilon \rho = \mu_p$ – коэффициент расхода. Тогда окончательно:

$$Q = \mu_p S_0 \sqrt{2gH}, \quad (7.5)$$

Истечение жидкости через насадки

Насадки применяют для увеличения пропускной способности отверстия или изменения (увеличения или уменьшения) кинетической энергии струи.

Насадком называют короткую трубку, присоединенную к отверстию в тонкой стенке. Длина насадка обычно составляет 2-6 диаметра отверстия. На рисунок 7.1 приведены формы насадок и характер истечения жидкости через них.

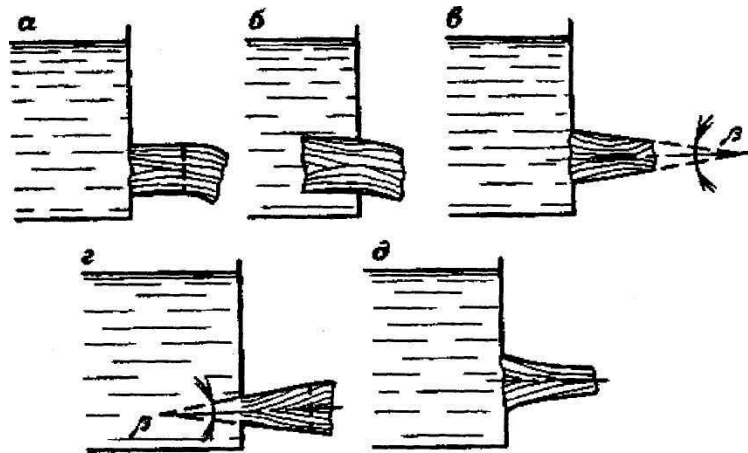


Рисунок 7.1 - Формы насадок и характер истечения жидкости через них

- а) внешние цилиндрические; б) внутренние цилиндрические;
 в) конически сходящиеся; г) конически расходящиеся;
 д) конусоидальные; β - угол схождения и расхождения насадка.

Внешние цилиндрические насадки могут быть различных форм: коническими сходящимися (конфузор); коническими расходящимися (диффузор); цилиндрическими, конусоидальными.

Цилиндрический внутренний короткий насадок, называемый насадком Борда может быть с тонкими или толстыми стенками.

Характер истечения через насадки отвечает условиям истечения жидкости через толстую стенку; в отличие от отверстия здесь протекающая струя испытывает сопротивление по длине.

Цилиндрические насадки устанавливают в теле дамб для прохода (спуска) талой и ливневой воды или в теле небольших плотин для водосброса или удаления осадков, скопившихся перед плотиной.

Конически сходящиеся и конусоидальные насадки (конфузоры) – применяют с целью увеличения скорости истечения, дальности полета струи и силы ее удара, например, в струйных аппаратах, входных элементах насосов и вентиляторов, пожарных брандспойтах соплах турбин и др.

Коэффициенты принимают равными: $\mu = 0,94 \div 0,98$, $\varphi = 0,96 \div 0,98$, $\varepsilon = 0,98 \div 1$.

Конически расходящиеся насадки (диффузоры) – используют, когда необходимо уменьшить скорость выхода жидкости или увеличить давление на выходе, например, в выходных элементах насосов и вентиляторов, струйных аппаратах. Коэффициенты принимают равными: $\mu = 0,45 \div 0,5$, $\varphi = 0,45 \div 0,5$, $\varepsilon = 1,0$.

Для внешнего цилиндрического насадка принимают:

$$\mu = 0,82, \varphi = 0,82, \varepsilon = 1.$$

Для внутреннего цилиндрического насадка принимают:

$$\mu = 0,707, \varphi = 0,707, \varepsilon = 1,0.$$

Расход через насадки определяют по формуле для отверстия, в которой коэффициенты принимают в зависимости от формы насадка.

Задание

Определить расход жидкости при истечении через цилиндрический, конический сходящийся и конический расходящийся насадки. Рассчитывать значения коэффициентов расхода (μ), скорости (φ) и сжатия струи (ε) для каждого насадка. Данные для расчета приведены в таблице 7.1

Таблица 7.1 - Данные для расчета

Применяемый насадок	Напор Н, м	Объем жидкости в баке V, м ³	Диаметр отверс- тия d ₀ , м	Диаметр струи в цилиндр ической части d ₁ , м	Время истечения t, с
цилиндрический	2,0	8,0	0,1	0,1	54
конический сходящийся	2,0	8,0	0,1	0,6	50
конический расходящийся	2,0	8,0	0,1	0,15	60

Порядок расчета

1 Определяем расход Q, м³/с по формуле:

$$Q = \frac{V}{t},$$

где V - объем истекшей жидкости, м³;

t – время истечения, с.

2 Определяем площадь выходного отверстия насадка S₀, м² по формуле

$$S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4},$$

где d₀ – диаметр выходного отверстия насадка, м.

3 Определяем площадь сечения струи S_1 , m^2 по формуле

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4},$$

где d_1 – диаметр струи в цилиндрической части, м.

1 Определяем коэффициент сжатия ε по формуле

$$\varepsilon = \frac{S_1}{S_0},$$

где S_1 – площадь сечения струи, m^2 ;

S_0 – площадь выходного отверстия насадка, m^2 .

2 Определяем коэффициент расхода μ по формуле

$$\mu = \frac{Q}{S_0 \sqrt{2gH}},$$

где Q – расход, m^3/c ;

S_0 – площадь выходного отверстия насадка, m^2 ;

H – напор во время истечения, м.

3 Определяем коэффициент скорости φ по формуле

$$\varphi = \frac{\mu}{\varepsilon} = \frac{0,44}{1} = 0,44,$$

где μ – коэффициент расхода;

ε – коэффициент сжатия;

По полученным результатам делаем вывод у какого насадка наибольший коэффициент скорости.

Контрольные вопросы

- 1 Дайте определение коэффициента сжатия струи.
- 2 Поясните понятие полного сжатия струи.
- 3 Дайте определение коэффициента расхода.
- 4 Какие бывают виды насадок.
- 5 Дайте определение внешнего цилиндрического насадка.
- 6 Для чего предназначены различные виды насадок.
- 7 В каком случае полное сжатие является совершенным.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 78]

Практическая работа 8

Тема: Гидравлический расчет простого трубопровода

Цель работы. Применение полученных знаний и методов при выполнении расчета трубопроводов различных гидросистем.

Задачи:

- определение изменения скорости движения жидкости на различных участках трубопровода;
- установление режима движения жидкости;
- определение суммарных потерь напора по длине трубопровода;
- определение полного гидродинамического напора в конце трубопровода;
- анализ работы спроектированной системы трубопроводов.

Теоретические сведения

Простым - называют трубопровод с одинаковым диаметром труб, не имеющий боковых ответвлений или состоящий из участков труб различных длины и диаметра последовательно соединенных.

Расчет простого трубопровода сводится к определению одной из трех величин:

- 1) К определению потери напора (перепада) ΔH для заданного расхода жидкости - Q .
- 2) К определению расхода - Q при заданной потере напора (перепаде) ΔH .
- 3) Определение оптимального сечения трубопровода.

Потери напора в трубопроводе при подъеме воды на высоту Z определяются по формуле:

$$\Delta H = \frac{P_A - P_e}{\rho g} = Z + h_{1-2}, \quad (8.1)$$

где
$$h_{1-2} = \sum_{i=1}^n h_{\lambda} + \sum_{\kappa=1}^n h_{\zeta} \quad (8.2)$$

или
$$\sum_{i=1}^n h_{\lambda} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\omega_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\omega_2^2}{2g} + \dots + \lambda_n \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{\omega_n^2}{2g} \quad (8.3)$$

где $\lambda_1; \lambda_2; \dots; \lambda_n$ - коэффициенты трения на различных участках трубопровода;

$l_1; l_2; \dots; l_n$ -длины участков;

$d_1; d_2; \dots; d_n$ -диаметры участков труб с соответствующими местными сопротивлениями с коэффициентами $\zeta_1; \zeta_2; \dots; \zeta_m$.

$$\sum_{\kappa=1}^m h_{\zeta} = \zeta_1 \frac{\omega_1^2}{2g} + \zeta_2 \frac{\omega_2^2}{2g} + \dots + \zeta_m \frac{\omega_m^2}{2g} \quad (8.4)$$

где h_{1-2} -полная потеря напора на местных и линейных сопротивлениях, м;

h_m - потери напора на местных сопротивлениях, м;

h_l - линейные потери напора по длине трубопровода, м

Потери напора по длине трубопровода обусловлены силами трения, которые возрастают пропорционально длине трубы и определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g} \quad (8.5)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

l - длина трубопровода, м;

d - диаметр трубопровода, м;

ω - скорость жидкости в трубопроводе, м/с

В свою очередь для определения λ воспользуемся номограммой Г.А. Мурина (рисунок 8.1), выражающей зависимость λ от числа Рейнольдса и отношения $\frac{d}{k_\varepsilon}$, где k_ε - эквивалентная шероховатость труб. Каждому отношению $\frac{d}{k_\varepsilon}$ - соответствует определенная кривая.

Коэффициент λ зависит от областей, которые наблюдаются в потоках:

Область гидравлически гладких труб - это область ламинарного режима, где λ зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (8.6)$$

В переходной области коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости и вычисляется по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_\varepsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (8.7)$$

В области квадратичного сопротивления с развитой шероховатостью труб для турбулентного режима λ вычисляется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_\varepsilon}{d} \right)^{0,25} \quad (8.8)$$

Потери напора на местных сопротивлениях обусловлены изменением скорости потока по величине и направлению.

$$h_M = \zeta \frac{\omega^2}{2g} \quad (8.9)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

В таблице 8.1 приведены значения коэффициентов местных сопротивлений для некоторых фасонных частей.

Режим движения жидкости определяем по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu},$$

где ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости, соответствующий определенной температуре жидкости, м²/с

Если $Re < 320$, то режим движения жидкости ламинарный.

Если $Re > 2320$, то режим движения жидкости турбулентный.

Окончательно формула (8.1) примет вид:

$$\Delta H = \frac{P_A - P_e}{\rho g} = Z + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{\omega_i^2}{2g} + \sum_{\kappa=1}^m \zeta_{\kappa} \frac{\omega_{\kappa}^2}{2g} \quad (8.10)$$

Если в формуле (6.1) $Z < 0$, то это означает, что точка потребления находится ниже забора.

Выразив с помощью уравнения неразрывности потока все скорости через одну, например ω_1 , то получим:

$$\omega_1 S_1 = \omega_2 S_2,$$

отсюда

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{S_1}{S_2};$$

Диаметр трубопровода можно вычислить из формулы:

$$Q = \omega S = \omega \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \quad (8.11)$$

тогда

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\omega}}, \quad (8.12)$$

где d - внутренний диаметр трубопровода, м;

Q - расход жидкости, м³/с;

ω -скорость жидкости, м/с.

Задаваясь несколькими скоростями соответствующих различным диаметрам труб, выбирает тот d , который является оптимальным. Таким является d трубопровода соответствующий скорости течения жидкости равный ≈ 1 м/с.

Задание

В целях водоснабжения к потребителям подается по новому стальному трубопроводу с $\kappa_{\text{э}} = 0,1$ мм горячая вода при $t = 70^{\circ}\text{C}$;

$\rho_{\text{В}} = 978 \text{ кг/м}^3$; $\nu_{\text{Вод}} = 0,41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ в количестве Q (м³/с). Трубопровод состоит из 3-х участков длиной l_1, l_2, l_3 с соответствующими диаметрами d_1, d_2, d_3 .

В трубопроводе имеются местные сопротивления:

- ζ_1 - Вход в трубопровод с плавным входом
- ζ_2 - колено с углом поворота 90° при $R = 3d$
- ζ_3 - диффузор при $\alpha = 30^{\circ}$, или конфузор $\beta = 30^{\circ}$
- ζ_4 - конфузор $\beta = 30^{\circ}$, или диффузор при $\alpha = 30^{\circ}$
- ζ_5 - ζ_2
- ζ_6 - выход из трубы в резервуар

Давление воды в начале трубопровода P_A ($\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$). Воду поднимают (опускают) по трубопроводу на высоту Z . Определить суммарные потери напора, полный напор в начале трубопровода, а так же давление и полный напор в конце трубопровода.

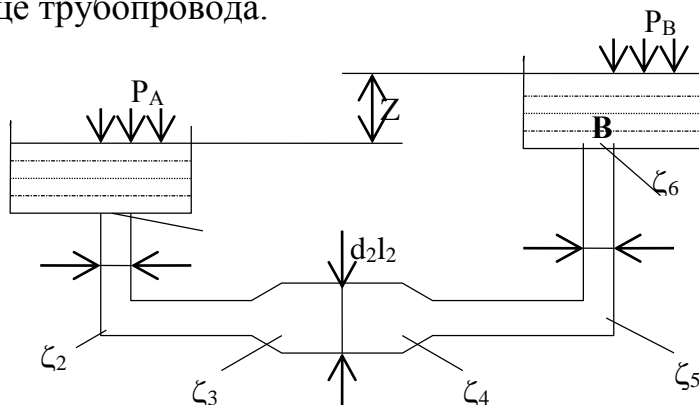


Рисунок 8.1- Схема простого трубопровода

Порядок расчета

1. Определяем скорость воды на различных участках водопровода:

$$\omega_1 = \frac{Q}{S_1}; \omega_2 = \frac{Q}{S_2}; \omega_3 = \frac{Q}{S_3}$$

и соответствующие площади:

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}; S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4},$$

где ω - средняя линейная скорость на участке трубопровода, м/с;
 S - площадь живого сечения потока жидкости на участке трубопровода, м^2 ;

Q - расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

d - диаметр участка трубопровода, м.

2. Полный напор вначале линии:

$$H_1 = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g},$$

где $\frac{P_A}{\rho g}$ - гидродинамический напор в точке забора т. А, м

$\frac{\omega_1^2}{2g}$ - скоростной напор в точке забора т. А, м

3. Полный напор в конце линии:

$$H_2 = H_1 - h_{1-2},$$

где h_{1-2} - полная потеря напора в сопротивлениях местных и линейных по длине трубопровода, м.

4. Определяем величину полной потери напора от точки забора т. А, до точки потребителя т. В:

$$h_{1-2} = \sum h_\lambda + \sum h_M = \lambda \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\omega_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\omega_2^2}{2g} + \lambda \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{\omega_3^2}{2g} +$$

$$+ \frac{\omega_1^2}{2g}(\zeta_1 + \zeta_2) + \frac{\omega_2^2}{2g}(\zeta_3 + \xi_4) + \frac{\omega_3^2}{2g}(\zeta_5 + \zeta_6)$$

5. Определяем коэффициент гидравлического трения λ по номограмме Мурина, в зависимости от числа Рейнольдса Re и соотношения $\frac{d}{\kappa_3}$, затем вычисляем более точное значение по эмпирическим формулам соответствующим данным областям:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 d_1}{\nu}, \quad Re_2 = \frac{\omega_2 d_2}{\nu}, \quad Re_3 = \frac{\omega_3 d_3}{\nu}$$

6. Напор в конце линии:

$$H_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\omega_3^2}{2g} + Z$$

7. Из последней формулы выразим давление в конце линии:

$$P_2 = \left(H_2 - \frac{\omega_3^2}{2g} - Z \right) \cdot \rho g$$

Вывод: Правильно ли выбран диаметр трубопровода? Сделать анализ изменения давления и напора в конце трубопровода.

Контрольные вопросы

- 1 С какой целью определяется число Рейнольдса.
- 2 Указать формулу вычисления потерь напора на местных сопротивлениях.
- 3 Дать определение абсолютной шероховатости.
- 4 Указать формулу вычисления коэффициента гидравлического трения при турбулентном режиме движения в области квадратичного закона (абсолютной шероховатости труб).
- 5 Дать определение относительной шероховатости (формула). Где она учитывается.
- 6 Указать формулу вычисления коэффициента гидравлического трения при турбулентном режиме движения в переходной области.
- 7 Дать определение относительной гладкости. Для чего она определяется.
- 8 Указать формулу вычисления суммарных потерь напора по длине трубопровода.
- 9 Указать формулу вычисления коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме движения.
- 10 Дать определение коэффициента гидравлического трения. Каким образом он определяется.
- 11 Дать определения эквивалентной шероховатости. Каким образом он определяется.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 91]

Таблица 8.1 - Расчетные данные к практической работе 6

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Диаметры участков, мм	d₁	200	200	250	150	150	200	150	150	200	250	250	250	300	300	300	350	350	250	150	150
	d₂	150	125	200	200	125	125	125	125	150	150	300	300	350	400	350	400	400	350	250	200
	d₃	100	100	150	125	150	100	150	100	100	125	100	200	250	250	350	300	350	300	250	200
Длины, м	l₁	110	120	180	70	160	190	170	210	260	180	240	270	410	320	330	400	350	240	230	370
	l₂	60	70	40	40	115	70	110	105	130	130	300	170	300	240	210	200	100	170	160	260
	l₃	90	60	110	130	60	80	90	50	140	70	160	200	230	100	160	300	300	160	100	160
Расход, м ³ /с	Q	0,016	0,015	0,03	0,02	0,010	0,013	0,010	0,08	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,025	0,04	0,04	0,02	0,04	0,03
Давление в начале трубопровода, Па=Н/м ³	P_A	1,2·10 ⁵	1,3·10 ⁵	1,3·10 ⁵	1,3·10 ⁵	1,2·10 ⁵	1,2·10 ⁵	1,1·10 ⁵	1,1·10 ⁵	1,3·10 ⁵	1,4·10 ⁵	2,0·10 ⁵	2,0·10 ⁵	2,6·10 ⁵	1,5·10 ⁵	1,5·10 ⁵	2,5·10 ⁵	2,5·10 ⁵	2,6·10 ⁵	3,0·10 ⁵	1,0·10 ⁵
Разница между точкой забора и точкой потребления, м	Z	2	2	1,5	1,5	-2	-2	-1	-1	-3	-3	2	1	3	-2	-2	2	-2	-3	-3	-3

Продолжение таблицы 8.1

Номер варианта		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Диаметры участков, мм	d₁	150	200	150	125	150	300	300	300	250	300
	d₂	200	300	200	150	250	500	350	400	300	350
	d₃	100	200	150	125	200	350	300	300	200	250
Длины, м	l₁	230	180	140	230	320	400	250	150	320	400
	l₂	200	160	120	180	100	250	100	100	260	300
	l₃	140	200	100	210	360	300	350	250	400	250
Расход, м ³ /с	Q	0,01	0,015	0,01	0,05	0,01	0,025	0,02	0,02	0,025	0,03
Давление в начале трубопровода, Па=Н/м ²	P_A	1,0·10 ⁵	1,5·10 ⁵	2,0·10 ⁵	3,0·10 ⁵	3,0·10 ⁵	4,9·10 ⁵	4,9·10 ⁵	4,9·10 ⁵	3,5·10 ⁵	3,5·10 ⁵
Разница между точкой забора и точкой потребления, м	Z	-2	-4	-4	-5	-5	2	2	2	-2	-2

Практическая работа 9

Тема: Расчет сифонного трубопровода

Цель работы. Применение полученных знаний и методов при выполнении расчета сифонного трубопровода.

Задачи:

- определение скорости движения жидкости в сифоне;
- определение расхода и величины вакуума в сифонном трубопроводе.

Теоретические сведения

Сифонным трубопроводом (или просто сифоном) называется такой простой самотечный трубопровод, часть которого расположена выше питающего его резервуара рисунок 9.1.

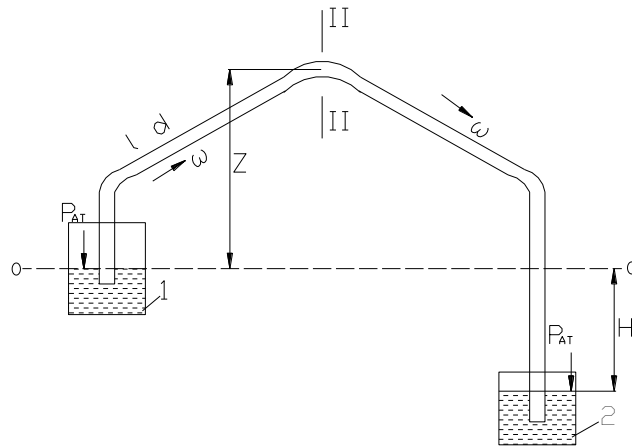


Рисунок 9.1- Схема к гидравлическому расчету сифона

Сифоны относятся к коротким трубопроводам. При протекании по сифону жидкости в некоторых его сечениях устанавливается давление ниже атмосферного. Для того, чтобы сифон работал, необходимо заполнить его жидкостью, удалив воздух.

Для определения высоты Z составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II относительно плоскости O-O, совпадающей с поверхностью жидкости в резервуаре 1.

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} = Z + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} + h_{1-2},$$

где P_2 – гидродинамическое давление в сечении II-II, н/м²;

w – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе сифонм. М/с;

h_{1-2} – потери напора в сифоне на местных и линейных сопротивлениях,

м.

Имея в виду, что:

$$h_{1-2} = h_m + h_n = \sum \zeta_m \frac{w^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g};$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} = h_{вак.},$$

Получаем:

$$h_{\text{вак.}} = Z + \frac{w^2}{2q} + \sum \zeta_{\text{м}} \frac{w^2}{2q} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2q} = Z + \frac{w^2}{2q} \left(1 + \sum \zeta_{\text{м}} + \lambda \frac{l}{d} \right)$$

и окончательно:

$$Z = h_{\text{вак.}} - \left(1 + \sum \zeta_{\text{м}} + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{w^2}{2q}$$

Принимая во внимание, что предельное значение вакуума равно 10,33м вод ст., и учитывая наличие потерь напора в сифоне, высоту Z следует принимать такой, чтобы $h_{\text{вак.}}$ не превышала 7м.

Задание

Для сифона, соединяющего резервуары 1 и 2 с разностью уровней воды в них H , м, общей длиной трубопровода l , м, длиной трубопровода до наивысшей точки сифона (до сечения II–II) l_1 , м. и диаметром d , м определить скорость движения воды w , м/с,

расход Q м³/с, величину вакуума $h_{\text{вак.}}$ м, если известна высота сифона Z , м; коэффициенты местных сопротивлений $\zeta_{\text{вых.}} = 1; u\zeta_{\text{вх.}} = 5,2$ и гидравлический коэффициент трения $\lambda = 0,0263$.

Порядок расчета

Так как весь напор H (разность уровней в резервуарах) затрачивается на преодоление сопротивлений, то напор определяется по формуле:

$$H = \sum h_{1-2}, \text{ м}, \quad (9.1)$$

где h_{1-2} – суммарные потери в сифоне (местные и линейные).

Местными потерями в сифоне являются закругления, вход в трубу через приемный клапан с сеткой и выход из трубы. Следовательно, суммарный коэффициент местных сопротивлений сифона:

$$\sum \zeta_{\text{м}} = \zeta_{\text{вх.}} + 3\zeta_{\text{закр.}} + \zeta_{\text{вых.}}, \quad (9.2)$$

где $\zeta_{\text{закр.}}$ – выбирается из таблица 7.2 в зависимости от диаметра d , мм трубопровода.

Суммарные потери напора в сифоне:

$$\sum h_{1-2} = h_{\text{м}} + h_{\text{л}} = \frac{w^2}{2q} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м}} \right) \quad (9.3)$$

1) Определяем скорость движения воды в сифоне, выразив величину w из уравнений (7.1) и (7.3):

$$H = \frac{w^2}{2q} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м}} \right)$$

$$w = \sqrt{\frac{2qH}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м}}}}, \text{ м} \quad (9.4)$$

2) Определяем пропускную способность сифона:

$$Q = w \cdot S, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9.5)$$

где $S = \frac{\pi d^2}{4}$, м² - площадь живого сечения трубопровода.

3) Значение вакуума, создаваемого в сечении II – II определяем из выражения:

$$h_{\text{вак.}} = Z + \frac{w^2}{2g} \left(1 + \sum \zeta_m + \lambda \frac{l_1}{d} \right), \quad (9.6)$$

где l_1 – длина трубопровода до наивысшей точки сифона,

$$\sum \zeta_m = \zeta_{\text{вх.}} + \zeta_{\text{закр.}}$$

4) Вывод: если значение вакуума получилось до 7м, следовательно высота Z в допустимых пределах. Если значение вакуума превышает 7м, то в этом случае необходимо уменьшить высоту расположения сифона.

Данные для расчета указаны в таблице 9.1

Таблица 9.1 - Данные к расчетной работе

Вариант	d, мм	H, м	l, м	Z, м	l ₁ , м
1	50	2	300	2	100
2	100	3	400	2,2	150
3	150	4	500	2,3	200
4	200	5	600	2,4	250
5	250	6	700	2,5	300
6	300	7	800	2,5	350
7	350	2,5	200	2,7	70
8	400	3,5	250	2,8	80
9	450	4,5	350	2,9	100
10	500	5,5	450	3	150
11	600	6,5	550	3,5	200
12	100	2	250	3,6	70
13	100	3	350	3,7	150
14	150	4	450	3,8	200
15	400	5	650	3,9	300
16	500	6	750	10	350
17	450	3,0	860	1,5	400
18	350	3,5	850	2,0	400
19	300	4,0	700	2,0	380
20	250	4,5	620	3,8	300
21	200	4,2	520	4,8	40
22	150	4,3	300	4,7	100
23	100	4,1	250	4,7	110
24	100	3,0	200	4,6	80
25	200	3,2	240	5,0	120
26	200	3,4	260	4,5	130
27	300	3,5	280	1,5	140
28	300	3,8	300	1,4	150
29	400	3,3	320	1,4	160
30	400	2,8	330	1,3	100

Контрольные вопросы

- 1 Какой трубопровод называется самотечным.
- 2 Дать определение сифонного трубопровода.

- 3 Комплекс, каких мероприятий необходимо провести для того, чтобы сифон начал пропускать жидкость.
- 4 Какие характеристики сифона определяют расчетом.
- 5 Какое значение вакуума следует принимать при расчете сифона.
- 6 Поясните понятие кавитации.
- 7 Как изменяется сопротивление трубопровода при кавитации.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 96]

Практическая работа 10

Тема: Расчет и выбор марки центробежного насоса по каталогам

Цель работы. Научиться рассчитывать основные параметры, характеризующие работу насосного агрегата и выбирать основные типы насосов энергетических предприятий согласно нормам технологического проектирования (НТП) по каталогам и справочной литературе.

Задачи:

-Знать назначение, классификацию и область применения основных типов насосов; основные параметры насосов их устройство и принцип действия;

-уметь определять тип насоса и рассчитывать основные параметры, характеризующие работу насосов.

Теоретические сведения

Насос – это машина, в которой происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее движение.

На водопроводных станциях чаще всего устанавливаются горизонтальные насосы двухстороннего входа типа *Д*, а при подачах до $0,08 \text{ м}^3/\text{с}$ – консольные насосы типа *К*. При больших подачах (свыше $1 \text{ м}^3/\text{с}$) и при напорах от 4 до 25 м могут применяться осевые насосы.

Центробежные консольные насосы типа К и КМ

Эти насосы горизонтальные, одноступенчатые, с рабочим колесом одностороннего входа, консольно-расположенным на конце вала насоса.

Консольные насосы выпускаются двух модификаций: насос без двигателя – *К*, соединяемый с двигателем упругой муфтой и в моноблочном исполнении – *КМ*.

Консольные насосы маркируются так:

После букв *К* или *КМ* с числителем указана подача, $\text{м}^3/\text{ч}$, а в знаменателе напор, м, например *К-160/130*.

Центробежные насосы с двухсторонним подводом воды к рабочему колесу типа Д

Насосы этого типа – горизонтальные, одноступенчатые, с полуспиральным подводом воды.

Насосы с двухсторонним подводом маркируются буквой *Д*, после буквы приводятся две цифры: первая – указывает подачу, $\text{м}^3/\text{ч}$, вторая – напор, например *Д-3200/75*.

Вертикальные центробежные насосы типа *В*.

Своей конструкцией эти насосы наполняют консольные, расположенные вертикально. Приводные двигатели насосов устанавливаются на балках над насосами, что уменьшает требуемую площадь пола машинного зала. Число стоящее перед маркой *В*, указывает диаметр напорного патрубка, мм, а последующие две цифры означают: первая – подачу, $\text{м}^3/\text{с}$, вторая – напор, м.

Эксплуатационные свойства насосов определяются их основными параметрами: подачей Q , напором H , КПД насоса η , мощностью насоса N , допустимой вакуумной высотой $H_{\text{ВАК}}^{\text{ДОП}}$, частотой вращения рабочего колеса.

В зависимости от соотношения параметров Q , H , n изменяется проточная полость насоса в основном рабочем колесе. Для характеристики рабочего колеса в соответствии с заданными параметрами применяется параметр (критерий) коэффициент быстроходности n_s , который вычисляется по формуле:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \quad (10.1)$$

где Q – подача, м³/с;

H – напор, м;

n – частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Физический смысл коэффициента быстроходности n_s заключается в том, что частота вращения эталонного (геометрически подобного данному) насоса, создающего при работе на воде напор, равный 1 м ($H=1$ м) и развивающего мощность $N=0,736$ кВт при наибольшем КПД насоса.

Все насосы, в зависимости от их коэффициента быстроходности делятся на 5 основных типов:

1 тип при $n_s \leq 60$ центробежные насосы с тихоходным колесом

2 тип при $n_s = 70 - 150$ центробежные насосы с нормальным колесом

3 тип при $n_s = 150 - 350$ центробежные насосы с быстроходным колесом

4 тип при $n_s = 350 - 600$ центробежные насосы с винтовым колесом

5 тип при $n_s = 600 - 1200$ центробежные насосы с осевым колесом

Полный напор, развиваемый насосом вычисляется по формуле:

$$H = H_{\text{BC}} + h_{\text{BC}} + H_{\text{H}} + h_{\text{H}}, \text{ м}, \quad (10.2)$$

где H_{BC} – геометрическая высота всасывания, это расстояние от уровня жидкости в резервуаре до оси центробежного колеса, м;

H_{H} – геометрическая высота нагнетания расстояния от оси насоса до самой удаленной и высокой точки потребителя, с учетом свободного напора (предусмотренного СНиП), м;

h_{BC} – потери напора во всасывающем трубопроводе и на входе в насос, м.

h_{H} – потери напора на напорной линии и выходе из насоса, м.

Полезная мощность N_n (Вт), это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос определяется по формуле:

$$N_n = \frac{\rho g H Q}{1000}, \text{ кВт} \quad (10.3)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

H – напор, м;

Q – подача (производительность), м³/с.

Потребляемая насосная мощность N называется энергия, подводимая к насосу от двигателя за единицу времени больше полезной N_n на величину

потерь мощности в насосе. Эти потери учитываются полным КПД насоса η_H , который равен:

$$\eta_H = \frac{N_n}{N} \quad (10.4)$$

Если η_H известен, то можно найти потребляемую насосом мощность от электродвигателя:

$$N = \frac{N_n}{1000\eta_H}, \text{ KВт} \quad (10.5)$$

Установочная мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$N_{уст} = \kappa \frac{N}{\eta_{II}} = \kappa \frac{\rho g Q H}{\eta_{II} \eta_H}, \text{ Вт}, \quad (10.6)$$

где Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

η_{II} – КПД передачи (при соединении насоса с двигателем напрямую через упругую муфту $\eta_{II}=1$);

κ – коэффициент запаса, учитывающий возможную перегрузку электродвигателя при эксплуатации, принимается в зависимости от потребляемой мощности:

Таблица 10.1- Значения коэффициента запаса

Потребляемая мощность	$N, \text{ KВт}$	<20	20 - 60	60 - 300	>300
Коэффициент запаса	κ	1,25	1,2	1,5	1,1

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$;

Q_M – максимальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_M – напор соответствующий максимальной подаче, м ;

η_H – КПД насоса соответствующий Q_M .

Выбор марки насоса по каталогу осуществляется по значениям расхода Q и напора H (таблица 8.3) или по сводный график полей насосов типа D (рисунок 8.1), в зависимости от назначения насоса.

При выборе марки насоса по каталогу, расход должен быть не менее заданного, а напор выбирается с 10% запасом относительно рассчитанного, т.е. $0,1H$.

Если при выборе марки насоса по каталогу расход совпадает с заданным, а напор меньше расчетного, тогда необходимо установить в работу два насоса одинаковой марки последовательно. В этом случае расход не изменится, а напор увеличится вдвое. Тогда:

$$Q = Q_1 = Q_2 = \text{const}$$

$$H = H_1 + H_2$$

В случае, когда напор в каталоге соответствует заданному, а расход намного меньше, чем требуется выбирают два насоса данной марки, соединяя их в работу параллельно. В результате получаем:

$$Q = Q_1 + Q_2 - \text{суммируется}$$

$H = H_1 = H_2$ – напор остается неизменным

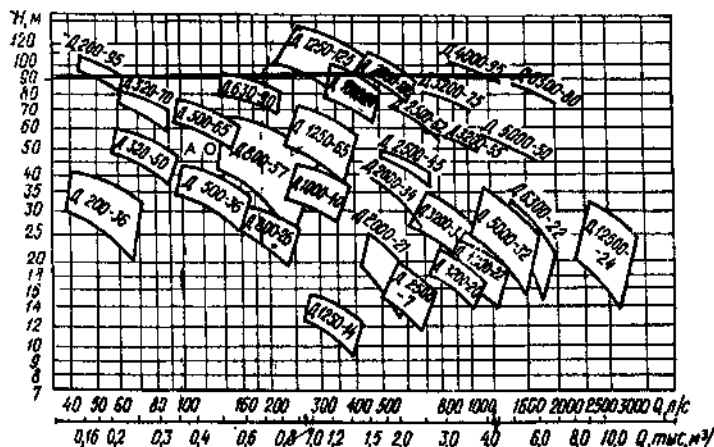


Рисунок 10.1- Сводный график полей насосов типа Д

Центробежные насосы			Винтовое колесо	Осевое колесо
Тихоходное колесо	Нормальное колесо	Быстроходное колесо		
I	II	III	IV	V
$n_2 \approx 60$	$n_2 = 70+150$	$n_2 = 150+350$	$n_2 = 350+600$	$n_2 = 600+1200$
$\frac{D_2}{D_0} \approx 3$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,6+1,2$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,2+1,1$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

Рисунок 10.2 - Тип насоса

Задание

Насосная установка перекачивает воду от водозабора до потребителя. Расстояние от поверхности водозабора до оси насоса соответствует H_{BC} (м) и от оси напора до наивысшей точки потребления H_N (м); требуемый расход Q ($m^3/ч$); частота вращения рабочего колеса n (об/мин); плотность перекачиваемой жидкости $\rho = 928 \text{ кг/м}^3$; ускорение силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; потери во всасывающем трубопроводе составляют h_{BC} (м); на нагнетающем h_N (м); КПД насоса - η_H ; коэффициент запаса k при необходимой мощности электродвигателя N (кВт), соединенного с насосом напрямую через упругую муфту с КПД передачи $\eta_{II} = 1$.

Определить полезную и требуемую мощность насоса, установочную мощность электродвигателя, полный напор, создаваемый насосной установкой, коэффициент быстроходности, а также тип насоса. По рассчитанным параметрам выбрать нужную марку насоса по каталогу.

Порядок расчета

1. Определяем полный напор насосной установки:

$$H = H_{BC} + h_{BC} + H_N + h_N, \text{ м}$$

2. Определяем полезную мощность насоса:

$$N_n = \frac{\rho g H Q}{1000}, \text{ KBm}$$

3. Определяем потребляемую мощность насоса:

$$N = \frac{N_n}{\eta_H}, \text{ KBm}$$

4. Определяем установочную мощность электродвигателя

$$N_{уст} = \kappa \frac{N}{\eta_D}, \text{ KBm}$$

5. Определяем коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

6. По значению коэффициента быстроходности определяем тип насоса рисунок 8.2.

7. По заданным параметрам расхода (Q) рассчитанному напору H подбираем по каталогу нужную марку насоса.

Вывод: если все параметры насоса в каталоге приближены к расчетным, при этом имеют большой запас, то такой насос нам подходит.

Если недостаточно значения напора по каталогу, тогда мы выбираем данной марки два насоса и соединяем их последовательно в работу. Лишний напор уменьшается регулятором давления на выходе из насоса.

В случае, когда все параметры подходят, а расход в каталоге меньше заданного, тогда в работу включают два насоса данной марки соединяя их в работу параллельно.

При значительном увеличении расхода, подобранного насоса по сравнению с требуемым расходом, предусматривается регулирование подачи задвижкой на напорной магистрали.

Данные для расчета приведены в таблице 10.2

Таблица 10.2 - Данные для расчета

Вариант	$H_{BC}, м$	$H_H, м$	$Q, м^3/ч$	$n, об/мин$	$h_{BC}, м$	$h_H, м$	η_H
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2,0	10,0	650	960	0,2	2,0	0,84
2	2,2	15,0	400	960	0,25	4,0	0,78
3	2,5	20,0	500	960	0,3	5,0	0,81
4	2,8	25,0	600	960	0,12	6,0	0,79
5	3,0	30,0	1170	960	0,15	2,2	0,86
6	3,2	35,0	2500	960	0,2	2,5	0,9
7	3,5	40,0	2808	960	0,15	3,5	0,9
8	3,8	45,0	3600	600	0,25	4,5	0,84
9	4,0	50,0	330	2850	0,3	5,5	0,76
10	4,5	55,0	300	2950	0,35	6,0	0,8
11	4,4	60,0	250	2950	0,4	2,0	0,78
12	4,6	65,0	216	2950	0,1	3,0	0,76
13	4,8	70,0	2360	970	0,12	4,0	0,72
14	5,0	75,0	1980	970	0,15	5,0	0,77
15	5,2	80,0	180	2950	0,2	2,1	0,7
16	5,5	85,0	1728	1450	0,25	2,5	0,69
17	6,0	90,0	150	2950	0,3	3,5	0,68
18	2,0	95,0	1440	970	0,1	4,5	0,7
19	2,2	100,0	1296	1450	0,12	5,5	0,76
20	2,5	20,0	9000	485	0,2	6,0	0,8
21	2,8	30,0	6120	600	0,25	2,0	0,84
22	3,0	46,0	5040	600	0,1	3,0	0,9
23	3,5	56,0	1944	600	0,2	4,0	0,84
24	3,2	60,0	4700	960	0,15	5,0	0,92
25	3,4	70,0	5040	960	0,12	6,0	0,91
26	3,8	15,0	1260	960	0,3	2,2	0,72
27	3,0	10,0	1350	750	0,1	2,5	0,82
28	4,2	18,0	1530	750	0,12	3,5	0,82
29	4,5	25,0	1512	730	0,15	4,5	0,85
30	4,6	30,0	1980	730	0,2	5,5	0,84

Таблица 10.3 - Характеристики насосов типа Д (при максимальном диаметре рабочего колеса)

Марка насоса	Подача		Напор, м	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Мощность насоса, кВт	КПД, %	Вакуумная высота всасывания, м	Диаметр рабочего колеса, мм
	м ³ /ч	л/с						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Д200-95	150	42	104	2950	63,5	68	3,3	280 (265)
	180	50	97		68,5	70	2	
	216	60	90		72	67	0,3	
Д320-70	216	60	80	2950	62	76	5,3	242 (230)
	250	70	77,5		68,6	78	5	
	300	84	70		73,6	80	4	
	330	92	64		77,4	76	3	
Д200-36	150	42	40	1450	24,3	68	7	350 (300)
	180	50	38		26,5	70	6,8	
	216	60	34		28,0	72	5,8	
	250	70	31		31,6	68	4,6	
Д320-50	250	70	54	1450	50,8	73	5	405 (360)
	325	90	49		56,6	76	5	
	360	100	46		60,5	75	4	
Д500-65	400	111	70	1450	102	75	6,4	465 (432)
	500	139	65		115	76,5	5,7	
	600	167	57		130	74	3,8	
Д630-90	540	150	94	1450	178	78	4	525 (470)
	720	200	89		216	81	1,4	
Д800-57	576	160	62	1450	129	77,5	7,2	432 (355)
	828	230	56		152	82	6,2	
	972	270	48		170	77,5	5,1	
Д1250-65	900	250	70	1450	206	83	5	460 (400)
	1080	300	68		230	87	4,8	
	1260	350	64		260	88	3,6	
Д1250-125	1008	280	135	1450	520	72	4,2	625 (575)
	1296	360	123		580	76	3,1	
	1728	480	96		620	69	1,1	
Д500-36	400	110	42	960	59	78	6,5	525 (470)
	500	140	39		66	81	5,5	
	600	165	35		72	79	3,8	
Д800-28	650	180	30	960	63,4	84	6	460 (400)
	800	220	28		70	87	6	
	1000	280	24		79	85	5	

Продолжение таблицы 10.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Д1000-40	810	225	43,5	960	110	82	4,8	540 (480)
	1170	325	37,0		137	86	4,8	
	1350	375	34,5		150	83,5	1,8	
Д2300-21	1260	350	25	960	130	72	6,1	460 (410)
	1980	550	20		140	83	5	
	2160	600	17		120	80	3,5	
Д2040-100	1440	400	107	970	600	70	4	855 (745)
	1980	550	100		700	77	4	
	2360	650	86		760	72	4	
Д2500-62	1944	540	66	960	400	84	4,8	700
	2448	680	62		420	90	3,2	
	2808	780	57		430	90	1	
Д3200-33	1340	680	44	960	290	80	4,2	550 (490)
	3060	850	33		300	90	3,2	
	3600	1000	28		300	86	0,8	
Д3200-75	1340	650	81	960	600	82	5	765
	3060	850	75		650	90	3	
	3600	1000	67		700	91	0,1	
Д4000-95	3600	1000	100	960	100	85	3,6	860
	4700	1300	90		1350	92	0,5	
	5040	1400	84		1450	91	1	
Д1250-14	1170	325	17	750	42	79	7	460 (410)
	1350	375	16		45	82	6,5	
	1530	425	15		50	82	6	
Д2000-34	1512	420	37	730	180	85	5	700
	2016	560	33		200	91	4,9	
	2304	640	28		250	85	2	
Д2500-17	1800	500	20	730	140	78	6,8	550 (490)
	2520	700	17,5		170	90	5,5	
	2790	775	16		200	84	4,5	
Д2500-45	1980	550	45	730	290	84	4,9	765
	2600	750	39		320	90	4,5	
	2970	825	34		350	87	1	
Д3200-55	2736	760	57	730	500	85	5	850
	3600	100	52		550	91	4,2	
	4320	1200	44		600	84	0	
Д5000-32	3960	110	31	730	370	85	4,5	690 (615)
	4680	1300	27,5		400	90	3,5	
	5400	1500	25		500	87	2	
Д6300-27	4680	1300	33	730	540	77	6	740 (680)
	6120	1700	27,5		570	82	4,4	
	7020	1950	22,5		600	78	0,7	

Продолжение таблицы 10.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Д6300-80	4320	1200	88		1200	85	4,5	
	6480	1800	79	750	1500	92	2	990
	7200	2000	70		1750	90	0	
Д3200-20	3240	900	21		180	87	6	
	3600	1000	18	585	190	90	6	690
	4320	1200	16		220	87,5	4	(615)
Д4500-22	3780	1050	23		275	78	7	
	4680	1300	18	585	300	82	6	740
	5580	1550	15		300	78	3	(680)
Д5000-50	3600	1000	56		650	84	5,2	
	5040	1400	52	600	900	90	4,8	990
	6120	1700	47		900	84	2,2	
Д12500-24	9000	2500	36		850	80	4,3	
	12240	3400	23,	485	950	87	3,3	985
	14280	3800	5		950	84	2,3	(912)
			22					

Контрольные вопросы

1. Дать определение насоса.
2. Дать определение центробежного насоса.
3. Дать определение полезной мощности.
4. Дать определение потребляемой мощности.
5. Дать определение коэффициента быстроходности.
6. Какие коэффициенты учитываются при определении установочной мощности электродвигателя.
7. Что называется рабочей характеристикой насоса.
8. Что называется универсальной характеристикой насоса. На основании чего она строится?
9. Какие бывают способы регулирования работы центробежного насоса.
10. Как определяется рабочая точка насоса.
11. Что определяется по уравнению Эйлера.
12. Какие потери учитывает КПД насоса.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 125, 156]

Практическая работа 11

Тема: Расчет вентилятора и дымососа

Цель работы: Определение рабочих параметров вентиляторов и дымососов котельных цехов с целью оптимизации их работы.

Задачи:

-знать назначение, конструктивные особенности и условия работы вентиляторов и дымососов.

Теоретические сведения

Дутьевые устройства предназначены для подачи воздуха в топку котлов с целью организации сжигания топлива. Они состоят из дутьевых вентиляторов и воздухопроводов с регулирующими задвижками.

Тяговые устройства обеспечивают определенную скорость перемещения дымовых газов по газоходам котлоагрегатов и последующее удаление их в атмосферу. Тяговые устройства состоят из газоходов, дымовых труб и дымососов.

Дутьевые вентиляторы

Расчетная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) вентилятора определяется по формуле:

$$Q_B = \beta_1 B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha'_{вп} - \Delta\alpha_{пл}) [t_{х.в} + 273] / 273 \cdot 1,01 \cdot 10^5 / h_6,$$

где β_1 — коэффициент запаса подачи (для котлоагрегатов паропроизводительностью $D > 5,6$ кг/с $\beta_1 = 1,05$ и $D < 5,6$ кг/с $\beta_1 = 1,1$);

$\Delta\alpha'_{ен}$ — утечка воздуха в воздухоподогревателе;

α_m — коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_m$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — присос воздуха в топке и в пылеприготовительной установке;

$t_{х.в}$ — температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, °С;

\square_6 — барометрическое давление воздуха, Па.

V^0 , $\text{м}^3/\text{м}^3$ - теоретически необходимый объем воздуха.

Мощность (кВт) электродвигателя для привода вентилятора:

$$N_э^B = (\beta_2 Q_B H_B / \eta_э^B) 100,$$

где $\beta_2 = 1,1$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя;

H_B — расчетный полный напор вентилятора, кПа;

$\eta_э^B$ — эксплуатационный к. п. д. вентилятора, %.

Дымососы

Расчетная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) дымососа определяется по формуле:

$$Q_d = \beta_1 B_p [V_г^0 + (\alpha_d - 1)V_0] \frac{\vartheta_d + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6},$$

где $V_г^0$ — теоретический объем продуктов полного сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

α_d — коэффициент избытка воздуха перед дымососом;

ϑ_d — температура газов перед дымососом, °С.

Мощность электродвигателя (кВт) для привода дымососа:

$$N_9^A = (\beta_2 Q_d H_d / \eta_9^A) 100,$$

где H_d — расчетный полный напор дымососа, кПа;

η_9^d — эксплуатационный к. п. д. дымососа, %.

Пример 1

Определить мощность электродвигателя для привода вентилятора котельного агрегата паропроизводительностью $D = 4,16$ кг/с, работающего на природном газе Дашавского месторождения состава: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,9\%$; $C_2H_6 = 0,3\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 0,4\%$; если давление перегретого пара $p_{п.п.} = 14$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п.} = 275^\circ C$, температура питательной воды $t_{п.в.} = 130^\circ C$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, КПД котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а.}^{бр} = 90\%$; коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha'_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в.} = 20^\circ C$, расчётный полный напор вентилятора $H_B = 2,1$ КПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный КПД вентилятора $\eta_9^g = 61\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па.

Решение:

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяется по формуле:

$$Q_u^c = 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10} = 358 \cdot 98,9 + 638 \cdot 0,3 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 35807 \text{ кДж/м}^3.$$

Расчётный расход топлива определяется по формуле:

$$B_p = B = \frac{D_{не} [(i_{н.п.} - i_{н.в.}) + (P/100)(i_{к.в.} - i_{н.в.})]}{Q_p^p \eta_{к.а.}^{бр}} 100$$

$$= \frac{4,16 [(2980 - 544) + (3/100)(830 - 544)]}{35807 \cdot 90} 100 = 0,316 \text{ м}^3/\text{с}$$

Энтальпия перегретого пара $i_{н.п.}$ определяется по is – диаграмме по давлению и температуре перегретого пара, или таблицам перегретого пара. Энтальпия питательной и котловой воды определяются по таблицам для воды на кривой насыщения $i_{н.в.} = i'$ - по температуре питательной воды и $i_{к.в.} = i'$ - по давлению котловой воды, равному давлению перегретого пара. Теоретически необходимый объём воздуха определяется:

$$V^0 = 0,0478 [0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \Sigma \times (m + n/4) C_m H_n - O_2] = 0,0478 * (2 * 98,9 + 3,5 * 0,3 + 5 * 0,1 + 6,5 * 0,1) = 9,56 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Расчётную подачу вентилятора находим по формуле:

$$Q_B = \beta_1 B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha'_{вп}) \frac{t_{х.в.} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 1,1 \cdot 0,316 \cdot 9,56 (1,1 - 0,05 + 0,04) \cdot \frac{20 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 4,1 \text{ м}^3/\text{с}$$

Мощность электродвигателя для привода вентилятора:

$$N_3^B = \left(\beta_2 Q_B H_B \frac{\beta_2 \cdot Q_B \cdot H_B}{\eta_3^B} \right) \cdot 100 = (1,1 \cdot 4,1 \cdot 2,1/61) \cdot 100 = 15,5 \text{ кВт}$$

Пример 2

Определить мощность электродвигателя для привода дымососа котельного агрегата паропроизводительностью $D = 9,73$ кг/с, работающего на челябинском буром угле состава: $C^p = 37,3$ %; $H^p = 2,8$ %; $S_l^p = 1,0$ %; $N^p = 0,9$ %; $O^p = 10,5$ %; $A^p = 29,5$ %; $W^p = 18,0$ %, если температура топлива на входе в топку $t_T = 20$ °С, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 275$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бp} = 86$ %; величина непрерывной продувки $P = 3$ %, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,6$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 182$ °С, расчетный полный напор дымососа $H_d = 2,2$ кПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_3^d = 65$ %, барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $g_4 = 4$ %.

Решение:

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле:

$$\begin{aligned} Q_n^p &= 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_l^p) - 25W^p = \\ &= 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5(10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = \\ &= 13,542 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Теплоемкость рабочей массы топлива находим по формуле:

$$\begin{aligned} C_T^p &= C_T^c \frac{(100 - W^p)}{100} + C_{H_2O} \frac{W^p}{100} = \\ &= 1,088 \frac{100 - 18,0}{100} + 4,19 \frac{18,0}{100} = 1,65 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}. \end{aligned}$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле:

$$Q_{тл} = c_m^p t_m = 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{тл} = 13542 + 33 = 13575 \text{ кДж/кг.}$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_{не} \left[(i_{n.n} - i_{n.в}) + \left(\frac{P}{100} \right) (i_{к.в} - i_{н.в}) \right]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бp}} 100 = \\ &= \frac{9,73 [(2980 - 419) + (3/100)(830 - 419)]}{13575 \cdot 86} 100 = 2,06 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

$D_{не} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Расчетный расход топлива находим по формуле:

$$B_p = B (1 - g_4/100) = 2,06 (1 - 4/100) = 1,98 \text{ кг/с.}$$

Теоретически необходимый объем воздуха — по формуле:

$$V^0 = 0,089C^P + 0,266H^P + 0,033S_L^P - O^P = 0,089 \cdot 37,3 + 0,266 \cdot 2,8 + 0,033(1,0 - 10,5) = 3,75 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем продуктов полного сгорания — по формуле:

$$\begin{aligned} V_r^0 &= 0,0187(C_L^P + 0,375S_L^P) + 0,79V^0 + \frac{0,8N^P}{100} + \\ &+ 0,0124(9H^P + W^P) + 0,0161V^0 = \\ &= 0,0187(37,3 + 0,375 \cdot 1,0) + 0,79 \cdot 3,75 + 0,8 \cdot \frac{0,9}{100} + \\ &+ 0,0124(9 \cdot 2,8 + 18) + 0,0161 \cdot 3,75 = 4,26 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Расчетную подачу дымососа находим по формуле:

$$\begin{aligned} Q_d &= \beta_1 B_p [V_r^0 + (\alpha_d - 1)V^0] \frac{\vartheta_d + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{\square^{\bar{\delta}}} = \\ &= 1,05 \cdot 1,98 [4,26 + (1,6 - 1)375] \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = 23, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \end{aligned}$$

Мощность электродвигателя для привода дымососа — по формуле:

$$N_9^0 = (\beta_2 Q_d H_d / \eta_9^0) 100 = (1,1 \cdot 23,5 \cdot 2,2 / 65) 100 = 88 \text{ кВт}.$$

Задача 1

Варианты 1-30

Определить расчётную подачу вентилятора котельного агрегата паропроизводительностью D , кг/с, работающего на природном газе с низшей теплотой сгорания $Q_{и}^c = 35700$ кДж/м³, если давление перегретого пара $P_{п.п.}$, МПа, температура перегретого пара $t_{п.п.}$, °С, температура питательной воды $t_{п.в.}$, °С, КПД котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а.}^{\bar{\delta}p} = 91\%$, теоретически необходимый объём воздуха V^0 , м³/м³, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка в топке α_T , присос воздуха в топочной камере $\Delta \alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta \alpha_{en}' = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в.}$, °С и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па. Расчетные данные приведены в таблице 11.1

Таблица 11.1

Вариант	Паропроизводительность котла D , кг/с	Давление перегретого пара $P_{п.п.}$, МПа	температура перегретого пара $t_{п.п.}$, °С	Тем-ра питательной воды $t_{п.в.}$, °С	объём воздуха V^0 , м ³ /м ³	Тем-ра холодного воздуха $t_{х.в.}$, °С	Коэфф. избытка в топке, α_T
1; 16	13,5	4,2	420	140	9,0 м ³	20	1,15
2; 17	13,6	4,4	425	120	9,2	10	1,15
3; 18	14,0	4,6	428	140	9,4	15	1,15

Продолжение таблицы 11.1

4; 19	14,2	4,5	430	135	9,5	16	1,1
5; 20	14,4	4,8	427	138	9,6	18	1,1
6; 21	14,8	4,3	429	140	9,8	22	1,1
7; 22	15,0	4,7	430	135	9,9	24	1,2

8; 23	15,2	4,9	432	138	10,0	25	1,2
9; 24	15,4	5,0	435	130	9,0	5	1,3
10; 25	15,5	5,2	440	120	9,15	8	1,3
11; 26	15,7	5,4	445	140	9,25	10	1,4
12; 27	16,0	5,6	450	130	9,3	12	1,4
13; 28	16,2	5,8	455	135	9,35	14	1,05
14; 29	16,3	6,0	460	150	9,4	15	1,05
15; 30	16,4	6,1	465	125	9,45	17	1,05

Задача 2

Варианты 1-30

Определить мощность электродвигателя для привода дымососа котельного агрегата, работающего на малосернистом мазуте состава: C^p , %; H^p , %; S_d^p , %; O^p , %; A^p , %; W^p , %, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, расчетный расход топлива B_p , кг/с, коэффициент избытка воздуха перед дымососом α_d , температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 195$ °С, расчетный полный напор дымососа H_d , кПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_э^d = 63\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па. Данные для расчета приводятся в таблице 11.2.

Таблица 11.2

Вариант	Состав топлива, %						Расчетный расход топлива B_p , кг/с	Расчетный полный напор дымососа H_d , кПа	Коэф. избытка воздуха α_d
	C^p	H^p	S_d^p	O^p	A^p	W^p			
1; 16	84,6	11,2	0,3	0,3	0,6	3,0	1,05	2,14	1,4
2; 17	84	12	0,3	0,25	0,55	2,9	3,0	3,0	1,4
3; 18	83	13	0,3	0,2	0,7	2,8	2,9	3,5	1,4
4; 19	82,2	14	0,2	0,23	0,67	2,7	2,6	3,8	1,5
5; 20	82,8	15	0,28	0,27	0,65	2,0	1,5	4,0	1,5
6; 21	80	16	0,5	0,5	0,9	2,1	2,0	4,2	1,5
7; 22	79,35	17	0,25	0,4	0,8	2,2	2,2	4,5	1,1
8; 23	78,6	18	0,25	0,35	0,5	2,3	1,9	4,7	1,1
9; 24	77,54	19	0,25	0,29	0,52	2,4	1,8	4,8	1,1
10; 25	76,25	20	0,35	0,28	0,62	2,5	1,6	2,6	1,2
11; 26	75	21	0,4	0,3	0,7	2,6	1,4	2,5	1,2
12; 27	74	22	0,35	0,28	0,67	2,7	1,2	2,2	1,2
13; 28	73	23	0,15	0,2	0,85	2,8	2,7	3,1	1,3
14; 29	72	24	0,15	0,5	0,45	2,9	2,8	3,2	1,3
15; 30	70,95	25	0,15	0,3	0,6	3,0	1,5	3,4	1,3

Задача 3 (вариант 1-15)

Определить расчетный полный напор вентилятора котельного агрегата, работающего на буром угле с низшей теплотой сгорания $Q_H^p = 15800$ кДж/кг, если коэффициент запаса подачи $\beta_y = 1,05$, условный расход топлива $B_y = 1,45$ кг/с, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_t = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_t = 0,05$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 4$ м³/кг, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha'_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 25$ °С, мощность электродвигателя для привода вентилятора $N_3^6 = 54$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_3^B = 61$ %, барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^8$ Па и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 5$ %.

Задача 4 (вариант 16-30)

Определить расчетный полный напор дымососа котельного агрегата, работающего на природном газе состава: $CO_2 = 0,1\%$; $CH_4 = 98\%$; $C_2H_6 = 0,4\%$; $C_3H_8 = 0,2\%$; $N_2 = 1,3\%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, расчетный расход топлива $B_p = 1$ кг/с коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,45$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 177$ °С, мощность электродвигателя для привода дымососа $\beta_2 N_3^d = 80$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатации одной к.п.д. дымососа $\eta_3^d = 62\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 + 98 \cdot 10^3$ Па.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение и область применения вентиляторов.
- 2 Название и расшифровка марки вентилятора.
- 3 Технические характеристики вентилятора.
- 4 Основные типы, конструкции и параметры вентиляторов.
- 5 Особенности эксплуатации вентиляционного оборудования .
- 6 Достоинства и недостатки работы вентиляторов.
- 7 Обслуживание и эксплуатация вентиляторов.
- 8 Особенности работы вентиляторов, вывод в ремонт.

Список рекомендуемой литературы:

[7, с.206]

Список используемой литературы

Основные источники:

1 Стесин С.П. Гидравлика, гидромашины и гидропневморивод - М.: Издательский центр «Академия» , 2017г.- 336с.

2 Брюханов О.Н., Мелик-Аракелян А.Т., Коробко В.И. Основы гидравлики и теплотехники. - М.: Издательский центр «Академия», 2017.- 240 с.

Дополнительная литература:

1 Жабо В.В., Уваров В.В. Гидравлика и насосы. — М.: Энергоатомиздат, 2017г.-328с.

2 Рабинович Е.З. Гидравлика. — М.: Недра, 2016г.-465с.

3 Поспелов Л.П. Гидравлика и основы гидропривода. — М.: Недра, 2017 г. -118с.

4 Справочник по гидравлике. Под ред. Большакова В.А. М: Высшая школа, 2017г. – 395с.

5 Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики.-М.:Высшая школа, 2017-287с.

6 Сафин И.Ф., Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод.-М.: Высшая школа, 2017.-222с.

7 Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры -М.: Энергоатомиздат, 2018г.-416с.