

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Блинова Светлана Павловна
Должность: Заместитель директора по учебно-воспитательной работе
Дата подписания: 22.09.2019
Уникальный программный ключ:
1cafd4e102a27ce11a89a2a7ceb20237f3ab5c65

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Норильский государственный индустриальный институт»
Политехнический колледж

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ
ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ЗАОЧНОГО ОТДЕЛЕНИЯ**

«ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ»

специальности
13.02.01 Тепловые электрические станции

Методические указания для обучающихся заочного отделения по учебной дисциплине «ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ» по составлены на основе рабочей программы дисциплины в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта по специальности среднего профессионального образования 13.02.01 Тепловые электрические станции.

Организация-разработчик: Политехнический колледж ФГБОУ ВО «Норильский государственный индустриальный институт»

Разработчик:
Стрельникова Л.И. - преподаватель

Рассмотрена на заседании цикловой комиссии
Тепловых электрических станций

Председатель комиссии _____ Семенова С.И.

Утверждена методическим советом Политехнического колледжа ФГБОУ ВО «Норильский государственный индустриальный институт»

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

Зам. директора по УР _____ Блинова С.П.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Методические указания к самостоятельному изучению тем и выполнению контрольных заданий.....	7
2 Тематический план.....	8
3 Содержание дисциплины.....	9
Список использованных источников.....	54

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания составлены в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины», предназначенной для обучающихся специальности 13.02.01 «Тепловые электрические станции».

Методические указания по дисциплине «Гидравлика и гидравлические машины», рекомендуемые для обучающихся заочного отделения содержат: вопросы для самостоятельного изучения тем; вопросы самоконтроля знаний и перечень рекомендуемой литературы.

Для закрепления теоретических знаний и приобретения необходимых практических навыков и умений в данных методических указаниях приводятся примеры решения задач и предусмотрены задания для самостоятельного решения.

Формой итогового контроля является проведение экзамена, на котором студент должен показать успешные результаты самостоятельного изучения рекомендуемых тем.

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

- определять параметры рабочих жидкостей;
- определять абсолютное гидростатическое давление;
- определять величину избыточного 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;

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен **знать:**

- основные физические свойства жидкостей;
- основные расчетные формулы для определения физических свойств жидкостей;
- закон Ньютона о силе внутреннего трения;
- понятие гидростатического давления и его свойства;
- основной закон и уравнение гидростатического давления;
- закон Архимеда;
- закон Паскаля;
- уравнение неразрывности потока и постоянства расхода;
- уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости;
- уравнение Дарси-Вейсбаха;
- виды движения жидкости;
- режимы течения жидкостей;
- понятие критерия Рейнольдса;
- классификацию гидравлических сопротивлений;
- виды потерь напора;
- 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, характеризующие работу 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, устройство и принцип действия вентиляторов, применяемых в системах теплоснабжения энергетических предприятий.
- назначение, устройство и принцип действия насосов различного назначения.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен овладеть общими и профессиональными 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. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой

для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

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

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), за результат выполнения заданий.

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

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологий в профессиональной деятельности.

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.

1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ТЕМ И ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

Методические указания предназначены для студентов заочной формы обучения для самостоятельного изучения тем и выполнения контрольных заданий.

После изучения теоретического материала по рекомендуемым источникам, студентам необходимо подготовиться к ответам на вопросы самоконтроля знаний для успешной сдачи экзамена по дисциплине.

Для выполнения контрольной работы студентам необходимо внимательно изучить тему и разобрать, предложенные примеры решения задач и затем по аналогии выполнить задачи, указанные в контрольном задании.

Номер варианта задания следует выбирать в соответствии с порядковым номером студента в журнале.

Вычисления выполняются с точностью до 2 значащих цифр, после запятой. Использовать размерность системы СИ. Размерность физических величин в окончательных результатах указывать обязательно.

Работа должна быть правильно оформлена:

- написана разборчиво от руки в тетради из 12 листов;
- лист бумаги должен иметь поля (не менее 2,5 см);
- порядок выполнения заданий должен указываться в листе содержания (приложение Г) с указанием страниц.
- пример оформления титульного листа указан в приложении В.
- составлен список изученной литературы;
- страницы должны быть пронумерованы;
- последний лист оставить свободным для рецензии.

Контрольная работа выполняется в сроки установленные графиком учебного процесса.

Если работа не зачтена, то необходимо выполнить рекомендации по доработке в той же тетради и представить ее вновь на рецензирование.

Итогом изучения дисциплины является экзамен (зачет).

2 ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН

Наименование разделов и тем
Введение
Раздел 1. Гидравлика
1.1 Физические свойства жидкостей
1.2 Гидростатика
1.3 Гидродинамика
1.4 Гидравлические сопротивления
1.5 Истечения жидкости через отверстия насадки
1.6 Движение жидкости по трубопроводам и каналам
Раздел 2. Гидравлические машины
2.1 Общие сведения о гидравлических машинах
2.2. Центробежные гидравлические насосы
2.3 Поршневые насосы
2.4 Насосы и вентиляторы энергетических предприятий
2.5 Гидравлические насосы специального назначения

3 СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Введение

Знание дисциплины, ее связь с другими изучаемыми дисциплинами, цель и задачи дисциплины. Краткий исторический обзор развития гидравлики.

Раздел 1. Гидравлика

Тема 1.1. Физические свойства жидкостей

Студент должен

знать:

- назначение рабочих жидкостей;
- понятие реальной и идеальной жидкости;
- основные физические свойства жидкостей;

уметь:

- рассчитывать параметры рабочих жидкостей;
- работать с таблицами справочников и нормативно-технической документацией;

Содержание темы

Основные определения и свойства жидкостей. Назначение рабочих жидкостей. Понятие реальной и идеальной жидкости. Основные физические свойства жидкостей: плотность, удельный объем, удельный вес, вязкость, капиллярность. Приборы для измерения физических свойств жидкости.

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.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

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

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{m/\rho} = \rho g$$

где G – вес жидкости

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

$$\nu = \frac{V}{t} = \frac{1}{\rho}$$

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

Вязкость жидкости – это свойство реальной жидкости оказывать сопротивление относительному 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:

$$F = \mu S \frac{\Delta \omega}{\Delta n}$$

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

S – площадь поверхности соприкасания 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

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

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:

$$P = 2\sigma / r, \text{ Н / м}^2$$

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

r – радиус сферы, м;

σ - различен 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:

$$h = 4\sigma / d\gamma, м$$

где d – диаметр трубки, м;

γ - удельный вес жидкости, Н/м³

Пример 1

Определить удельный объем и удельный вес нефтепродукта, если его плотность $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$ и ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Решение

1) Определяем удельный объем:

$$\nu = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{910} = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{кг}$$

2) Определяем удельный вес:

$$\gamma = \frac{G}{V}$$

В этой формуле выразим вес G через массу по закону Ньютона и удельный объем через массу и плотность, т.е.

$$G = mg \text{ и } V = m / \rho$$

Подставим значение веса и объема в исходную формулу, получим:

$$\gamma = \rho g$$

Тогда $\gamma = 910 \cdot 9,81 = 8,93 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Чем отличается сжимаемость жидкости от газов.
- 2 В каких единицах измеряют динамическую и кинематическую вязкость жидкости.
- 3 Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их температуры.
- 4 Каким прибором измеряется вязкость жидкости.
- 5 Как изменяется коэффициент поверхностного натяжения жидкости с увеличением температуры.
- 6 Как изменяется плотность жидкости при увеличении температуры.

Рекомендуемая литература:

[1, с.9], [2, с.13].

Задача №1 (вариант 1 – 5).

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). $\gamma_{\text{вод}}=9810 \text{ Н/м}^3$; $\sigma_{\text{вод}}=0,073 \text{ Н/м}$; $\gamma_{\text{рт}}=133280 \text{ Н/м}^3$; $\sigma_{\text{рт}}=0,49 \text{ Н/м}$;

Данные для расчета приводятся в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Данные для расчета к заданию № 1(вариант 1 – 5).

Вариант	1	2	3	4	5
h_1 (мм)	20	25	30	35	40
d_2 (м)	$2d_1$	$2d_1$	$2d_1$	$3d_1$	$3d_1$

Задача №2 (варианты 6– 11).

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). $\gamma_{\text{неф}}=7848 \text{ Н/м}^3$; $\sigma_{\text{неф}}=0,025 \text{ Н/м}$; $\gamma_{\text{вод}}=9810 \text{ Н/м}^3$; $\sigma_{\text{вод}}=0,073 \text{ Н/м}$;

Данные для расчета приводятся в таблице 1.2

Таблица 1.2 – Данные для расчета к заданию №2 (варианты 6 – 11)

Вариант	6	8	9	10	11
h_1 (мм)	20	25	30	35	40
d_2 (м)	d_1	d_1	$2d_1$	$2d_1$	$2d_1$

Тема 1.2. Гидростатика

Студент должен

знать:

- законы гидростатики и гидродинамики;
- основное уравнение гидростатики;
- основные свойства гидростатического давления;

уметь:

- определять величину полного гидростатического давления в любой точке жидкости,
- определять величину избыточного и вакуумметрического давления.

Содержание темы

Силы, действующие на жидкость. Гидростатическое давление в точке и его свойства. Закон Паскаля. Основное уравнение гидростатики. Гидростатический напор. Давление жидкости на вертикальную, наклонную плоскости и на цилиндрическую поверхность. Гидростатический парадокс. Закон Архимеда. Приборы для измерения давления. Пьезометрическая высота и напор. Жидкостный и ртутный манометры.

Теоретические сведения

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

$P_{ABC} = P_0 + \rho gh$ - 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 – $H/m^2 = Па$

На практике давление часто измеряют в физических и технических атмосферах.

Физической атмосферой – называют среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при температуре $0^\circ C$.

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

Приборы, служащие для измерения давления носят общее название манометры. По назначению манометры подразделяются на: барометры, манометры и вакуумметры.

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

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

Манометрическое давление не превышающее 40 КПа измеряется жидкостным манометром называемым – *пьезометром* и рассчитывается по формуле :

$$P_{ман(изб)} = \rho gh_{ман} ,$$

где $h_{ман}$ -действительная высота жидкостного столба в манометре,

ρ - плотность жидкости

Манометрическое или избыточное давление свыше 40 КПа измеряется V-образным ртутным манометром (рисунок 1.1).

Абсолютное давление в точке присоединения ртутного манометра определяется по формуле:

$$P_{ABC} = P_{AT} + \rho_{PT} gh_{PT} - \rho_B gh_B,$$

где $\rho_{PT} gh_{PT}$ - давление, обусловленное высотой столба ртути в правом колене V-образного ртутного манометра, H/M^2

$\rho_B gh_B$ - давление, обусловленное высотой столба воды в левом колене V-образного ртутного манометра, H/M^2

P_{AT} - атмосферное давление, действующее на свободный конец трубки.

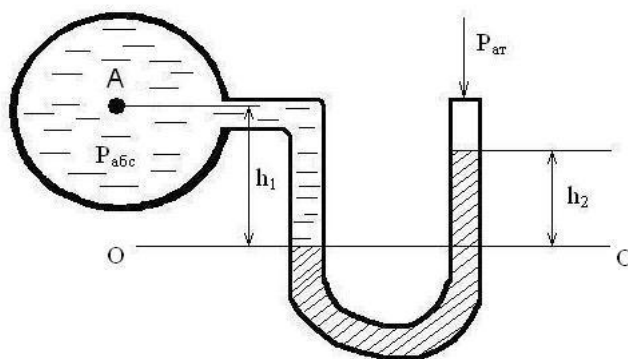


Рисунок 1.1 - V-образный ртутный манометр

Давление ниже атмосферного измеряется вакуумметром и называется вакуумметрическим или разреженным, и обозначается $P_{вак}$ (разр.)

$$P_{ВАК(РАЗ)} = \rho gh_{ВАК},$$

где $h_{ВАК}$ - действительная высота жидкостного столба в вакууметре.

Сумму давлений манометрического и барометрического называют полным или абсолютным давлением:

$$P_{ABC} = P_{МАН(ИЗБ)} + P_{БАР}$$

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

$$P_{ABC} = P_{БАР} - P_{ВАК}$$

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.

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Единицы измерения гидростатического давления в системе СИ.
- 2 Перечислить свойства, которыми обладает гидростатическое давление. Основное уравнение гидростатики.
- 3 Основное свойство закона Паскаля.

- 4 Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в покое.
 5 Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в движении.

Рекомендуемая литература:

[1, с.16], [2, с.20].

Задача №3 (варианты 12-16)

Подсчитать манометрическое и абсолютное давления в баллоне в т. А (Рисунок 1.2) 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.

$P_{ам} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 98100 \text{ Н/м}^2$; $\gamma_{вод} = 9810 \text{ Н/м}^3$; $\gamma_{рт} = 133416 \text{ Н/м}^3$;
 $\gamma_{возд} = 12,62 \text{ Н/м}^3$; h_1 (см) – высота столба жидкости (воздуха) в левой трубке;
 h_2 (см) – высота столба ртути в правой трубке. Данные для расчета приводятся в таблице 1.3

Таблица 1.3 – Расчетные данные к задаче 3

Вариант №	12	13	14	15	16
h_1 (см)	10	15	20	25	30
h_2 (см)	20	30	40	45	50

Тема 1.3 Гидродинамика

Студент должен

знать:

- задачи гидродинамики;
- уравнение неразрывности потока и постоянства расхода;
- уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости;

уметь:

- определять расход, среднюю скорость потока жидкости;
- использовать в гидравлических расчетах показания трубки Пито и расходомера Вентури;
- производить построение пьезометрических и напорных линий

Содержание темы

Понятие о потоке и элементарной струйке жидкости. Удельная энергия элементарной струйки жидкости. Уравнение постоянства расхода. Уравнение неразрывности струи. Гидравлические элементы потока. Расход, средняя скорость. Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости. Уравнение баланса энергий. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Графическое представление уравнения Бернулли и построение пьезометрического графика.

Водомер Вентури. Измерение расходов жидкости. Определение расхода, средней скорости, гидравлического радиуса, напора и энергии необходимой для перекачки жидкости.

Теоретические сведения

Поток жидкости состоит из совокупности элементарных струек.

Расходом называется количество жидкости, протекающее через площадь живого сечения потока в единицу времени. Расход может быть массовым, объемным и весовым.

Объемный расход Q , $\frac{м^3}{с}$ определяется по формуле:

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

где V – объем жидкости, $м^3$;

t – время, $с$

Массовый расход M , $\frac{кг}{с}$ определяется по формуле:

$$M = \frac{m}{t},$$

где m – масса жидкости, $кг$.

Весовой расход G , $\frac{кг \cdot м}{с^3}$ определяется по формуле:

$$G = \frac{mq}{t},$$

где $q = 9,81, \frac{м}{с^2}$ – ускорение силы тяжести.

Смоченным периметром Π называется часть периметра живого сечения, на котором жидкость соприкасается с твердыми стенками.

Гидравлическим радиусом R_r называется отношение площади живого сечения потока к смоченному периметру:

$$R_r = \frac{S}{\Pi}$$

Средняя линейная скорость ω , $\frac{м}{с}$ определяется как отношение объемного расхода к площади живого сечения потока:

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

Уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости

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 1.2). Уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии при давлении идеальной несжимаемой жидкости.

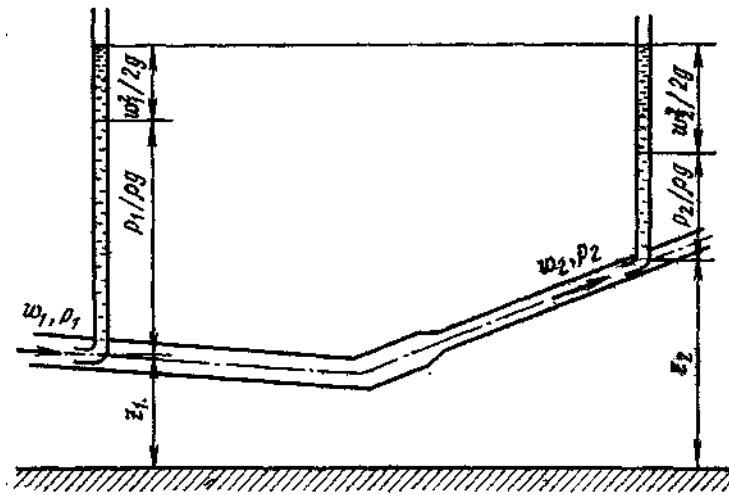


Рисунок 1.2 - Баланс напоров при движении идеальной жидкости в напорном трубопроводе

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

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

Первое слагаемое левой части уравнения 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 1.3).

Второе слагаемое – 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 1.4). 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.

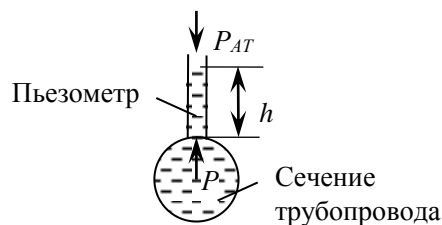


Рисунок 1.3 - Пьезометр

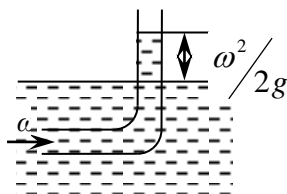


Рисунок 1.4 - Иллюстрация скоростного напора в трубке Пито

Третье слагаемое представляет собой геометрическую высоту или высоту расположения рассматриваемого сечения потока над некоторой плоскостью отсчета $O-O$ (рисунок 1.2).

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. 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:

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

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 $\alpha = 1$.

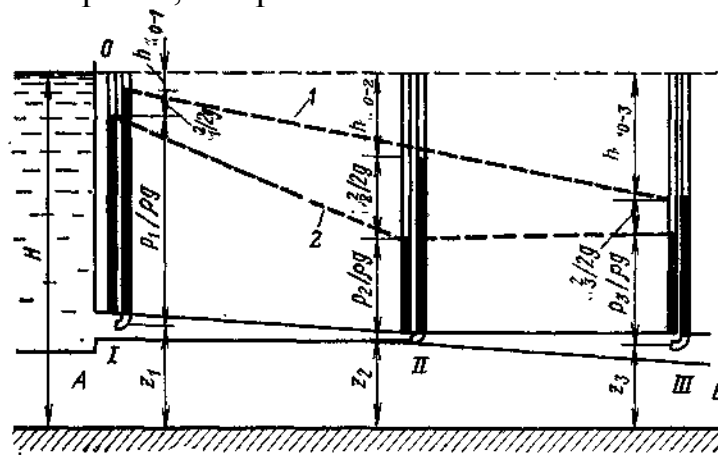


Рисунок 1.5 - Напоры по длине трубопровода переменного сечения

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 1.5), она позволяет измерять скорость течения жидкости в напорных трубопроводах. Из рисунка 1.6 видно, что разность показаний трубки Пито 2 и пьезометрической 1 есть величина

$$\frac{\omega^2}{2g} = \Delta h$$

где Δh – разность уровней жидкости в трубках, м.

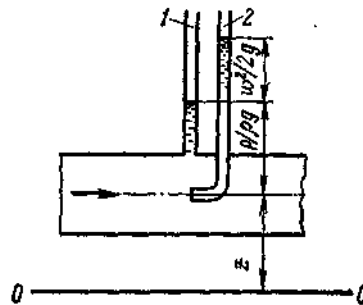


Рисунок 1.6 - Совмещенная трубка Прандтля

Следовательно, скорость течения жидкости вычисляется по формуле:

$$\omega = \sqrt{2g\Delta h}$$

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 $P/\rho g$ 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.

Пример 2

Определить среднюю скорость и расход жидкости в сечении большего диаметра конической трубы, если $d_1 = 400\text{мм}$, $d_2 = 200\text{мм}$ и средняя скорость в сечении меньшего диаметра $v_2 = 1,0\text{м/с}$.

Решение:

1) Из уравнения неразрывности потока

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \text{const}$$

следует, что

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \text{ или } \frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

2) Определяем среднюю скорость в сечении большего диаметра трубы:

$$v_1 = v_2 \frac{d_2^2}{d_1^2} = 1 \cdot \frac{0,2^2}{0,4^2} = 0,25\text{м/с}$$

3) Определяем расход жидкости в трубе, так как

$$Q_1 = Q_{II} = Q = \text{const}, \text{ а}$$

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \text{const}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q = v_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,25 \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,0314\text{м}^3/\text{с} \text{ или } 113,04\text{м}^3/\text{ч}$$

Пример 3

Определить расход воды в трубе $D = 200\text{мм}$, если диаметр цилиндрической вставки водомера Вентури $d = 100\text{мм}$; разность напоров в большом и малом сечениях $h = 0,5\text{м}$ и коэффициент, учитывающий потери напора в водомере $\zeta = 0,98$.

Решение:

1) Определяем постоянную K данного водомера:

$$K = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1}} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{(0,2/0,1)^2 - 1}} = 0,036\text{м}^3/\text{с}.$$

2) Определяем расход воды в трубе:

$$Q = \zeta K \sqrt{h} = 0,98 \cdot 0,036 \sqrt{5} = 0,025 \text{ м}^3 / \text{с}, \text{ или } 90 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Что следует из уравнения постоянства расхода.
- 2 Что показывает уравнение неразрывности потока.
- 3 Какие параметры потока жидкости связывает между собой уравнение Бернулли.
- 4 Какой закон представляет собой уравнение Бернулли.
- 5 Изменится ли величина полного гидродинамического напора трубопровода для идеальной жидкости и почему.
- 6 Изменится ли величина полного гидродинамического напора в конце трубопровода для реальной жидкости и почему.

Рекомендуемая литература:

[1, с.17], [2, с.54];

Задача №4 (Варианты 1-16)

Даны два сечения трубопровода длиной $l, \text{ м}$. В начале трубопровода в сечении 1-1 диаметр $d_1, \text{ мм}$, геометрическая высота положения сечения $Z_1, \text{ м}$, соответственно в сечении 2-2 $d_2, \text{ мм}$ и $Z_2, \text{ м}$; расход жидкости $Q, \text{ м}^3/\text{с}$, гидродинамический напор в начале трубопровода $H, \text{ м}$, потери напора в начале трубопровода составляют $h_{0-1}, \text{ м}$, в конце трубопровода - $h_{1-2}, \text{ м}$; $\alpha=1$ – 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 приводятся в таблице 1.4

Порядок расчета

- 1) По заданным диаметрам d_1 и $d_2, \text{ мм}$ определить площадь сечения $S, \text{ м}^2$ 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 1.4 - Данные для расчета к задаче №4

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

Тема 1.4. Гидравлические сопротивления

Студент должен

знать:

- виды движения жидкости;
- режимы течения жидкостей;
- критическое число Рейнольдса;
- классификацию гидравлических сопротивлений;
- виды потерь напора;

уметь:

- определять режимы течения жидкости в различных условиях;
- проектировать и рассчитывать системы водоснабжения;
- определять суммарные потери напора в гидравлических системах;
- выполнять гидравлический расчет простого трубопровода;
- выполнять расчет сифонного трубопровода;

Содержание темы

Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости в трубах. Критерий Рейнольдса. Классификация гидравлических сопротивлений. Формула Дарси-Вейсбаха. Коэффициент гидравлического трения. Потеря напора по длине трубы. Местные потери напора. Определение местных и линейных потерь напора, режима движения жидкости.

Теоретические сведения

Режимы движения жидкости

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.

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

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

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.

Средняя скорость движения в трубопроводе определяется по формуле:

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

где Q – расход, m^3/c ;

S – площадь сечения трубки, m^2 .

Площадь сечения трубопровода S , m^2 определяется по формуле:

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

где d – диаметр трубопровода, m .

Расход Q , m^3/c определяется по формуле:

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

где V – объем жидкости в мернике, м^3 ;
 t – время мерника наполнения, с.

Гидравлические сопротивления

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:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \text{ м}$$

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, 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 d/k_s , где k_s – эквивалентная шероховатость, равная диаметру фракции песка, из которого выполняется искусственная шероховатость.

Схема определения коэффициента λ по номограмме указана на рисунке 1.7

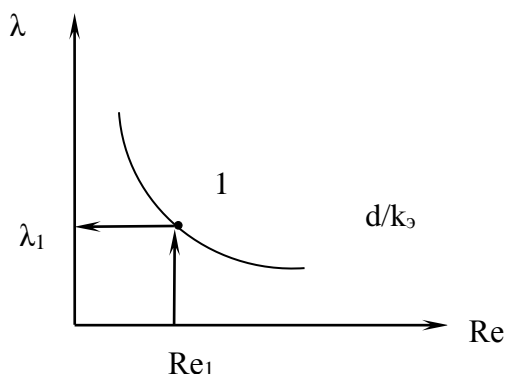


Рисунок 1.7- Схема определения коэффициента λ по номограмме.

Для определения коэффициента λ с помощью номограммы (рисунок А1 Приложение А) необходимо найти численное значение числа Рейнольдса по формуле:

$$R_e = \frac{wd}{\nu}$$

где w – средняя линейная скорость движения жидкости, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости, м²/с.

Затем восстановить перпендикуляру из соответствующего значения числа R_e на оси абсцисс до пересечения с кривой, соответствующей значению относительной гладкости d/k_s , как показана на рисунке 1.7.

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

Более точное 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:

$$\lambda = 64 / R_e$$

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

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

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

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

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

$$h_m = \xi \frac{w^2}{2g}$$

где ξ - коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

В таблице Б1 (Приложение Б) приведены значения коэффициентов местных сопротивлений.

Пример 4

Определить местные потери напора, если жидкость движется со скоростью $v = 1 \text{ м/с}$ через цилиндрический трубопровод с острыми кромками, два колена (при $R_k > 2d$), полностью открытую задвижку с выходом из трубы в резервуар под уровень жидкости.

Решение:

1) Определяем суммарный коэффициент местных сопротивлений с учетом табл.3:

$$\xi_m = \Sigma \xi = \xi_{\text{вх}} + 2\xi_k + \xi_z + \xi_{\text{вых}} = 0,5 + 2 \cdot 0,5 + 0,12 + 1,0 = 2,62$$

2) Определяем местные потери напора:

$$h_{\text{ом}} = \xi_m \frac{v^2}{2g} = 2,62 \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,134 \text{ м}$$

Пример 5

Определить потери напора на трение по длине в новом стальном трубопроводе ($k_s = 0,1 \text{ мм}$) диаметром $d = 0,2 \text{ м}$ и длиной $l = 2 \cdot 10^3 \text{ м}$, если по нему транспортируется вода с расходом $Q = 0,02 \text{ м}^3 / \text{с}$. Кинематический коэффициент вязкости воды $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$. Найти потери напора при транспортировании по этому же трубопроводу нефти с тем же расходом. Кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu = 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Решение:

1) Скорость движения воды или нефти

$$\omega = Q / S = \frac{0,02 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,64 \text{ м/с}$$

2) Число Рейнольдса при транспортировании воды

$$\text{Re} = \omega d / \nu = \frac{0,64 \cdot 0,2}{10^{-6}} = 1,28 \cdot 10^5,$$

т.е. режим будет турбулентным.

3) Коэффициент сопротивления на трение находим по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{l}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{10^4}{0,2} + \frac{68}{1,28 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,0198$$

Такое же значение можно получить из графика Г.А.Мурина

4) Потери напора

$$h = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g} = 0,0198 \frac{2 \cdot 10^3}{0,2} \cdot \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 0,041 \text{ м вод.ст}$$

5) Число Рейнольдса при транспортировании нефти

$$\text{Re} = \omega d / \nu = 0,64 \cdot 0,2 / 10^{-4} = 1,28 \cdot 10^3,$$

т.е. режим будет ламинарным.

6) Потери напора вычисляются аналогично, но с новым значением коэффициента сопротивления, вычисляемого по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1,28 \cdot 10^3} = 0,05$$

$$h = \frac{4,16 \cdot 0,05}{0,0198} = 10,5 \text{ м нефт.ст.}$$

Вопросы для самоконтроля знаний

1. Охарактеризовать режимы движения жидкости.

2. Чем обусловлены местные потери напора?
3. С какой целью определяется число Рейнольдса?
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?

Рекомендуемая литература:

[1, с.50.]

Задача №5 (варианты 1-5)

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 1.5

Задача №6 (варианты 6-11)

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 1.5

Таблица 1.5 - Расчетные данные к задачам №5 и №6

№ вариант	d , мм	l , м	$k_э$, 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

Тема 1.5 Истечение жидкости через отверстия и насадки

Студент должен

знать:

-законы истечения жидкостей через отверстия и насадки;

уметь:

-определять расход жидкости при истечении через отверстия и насадки;

-определять коэффициенты сжатия, скорости и расхода.

Содержание темы

Истечение жидкости через отверстия. Коэффициент скорости, сжатия, расхода. Истечение жидкости через насадки. Виды насадок, их назначение. Определение расхода, напора и коэффициента расхода.

Теоретические сведения

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:

$$\omega = \varphi \sqrt{2gH_0}$$

где φ – коэффициент скорости;

H_0 – полный активный напор;

$$H_0 = H + \frac{P_0 - P_1}{\rho g}$$

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:

$$Q = \omega_1 S_1 = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{gH_0}$$

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

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 жидкости через насадки определяют по формуле, в которую подставляют значения коэффициентов, принимаемые по таблице в зависимости от формы насадка

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Определение коэффициента сжатия струи.
- 2 Формула определения коэффициента расхода.
- 3 Как можно избежать образования при входе в конический насадок внутреннего сжатия струи.
- 4 Поясните преимущество коноидального насадка.
- 5 Как влияет уменьшение напора при истечении жидкости на расход и скорость истечения.
- 6 Как изменится расход жидкости при истечении через отверстие при увеличении напора.
- 7 С какой целью применяют насадки.
- 8 На чем основан принцип работы водоструйного насоса. Зарисовать схему.

Рекомендуемая литература:

[1 с.84], [3 с.62]

Задача №7 (варианты 12-16)

Определить какой напор необходимо создать в открытом резервуаре диаметром $d(m)$, чтобы из отверстия диаметром $d_0(m)$, расположенного в центре дна резервуара, вытекала струя расходом $Q(m^3/c)$, коэффициент расхода $\mu = 0,62$. Данные для расчета приводятся в таблице 1.6

Таблица 1.6 - Расчетные данные к задаче 7

Вариант	12	13	14	15	16
$d_0, м$	0,05	0,04	0,03	0,02	0,06
$Q, м^3/с$	0,003	0,003	0,003	0,003	0,005

Задача 8 (варианты 1-5)

Определить объёмный расход $Q(m^3/c)$, и скорость истечения воды $\omega(m/c)$, из отверстия диаметром $d_0(m)$, в боковой стенке резервуара больших размеров. К отверстию присоединена короткая трубка одинакового с отверстием диаметра. Напор над центром отверстия $H(m)$. Коэффициенты расхода и скорости равны $\mu = \varphi = 0,8$. Данные для расчета приводятся в таблице 1.7

Таблица 1.7 - Расчетные данные к задаче 8

Вариант	1	2	3	4	5
$d_0, м$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
$H, м$	2	3	3,5	4,0	4,5

Тема 1.6. Движение жидкости по трубопроводам и каналам

Студент должен

знать:

- сущность явления гидравлического удара;
- меры борьбы с гидравлическим ударом;
- сущность явления кавитации;

уметь:

- выполнять гидравлический расчет простого трубопровода;
- выполнять расчет сифонного трубопровода.

Содержание темы

Назначение и классификация трубопроводов. Номограммы для расчета трубопроводов. Методы расчета простого и сложного трубопроводов. Гидравлический удар в трубопроводах. Кавитация в трубопроводах и меры борьбы с ней. Сифонные трубопроводы. Расчет сифона.

Теоретические сведения

Все трубопроводы делятся на простые и сложные.

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

Сложным - называют трубопровод, имеющий боковые ответвления.

При расчете трубопроводов ставятся три задачи:

- к определению потери напора (перепада) ΔH для заданного расхода жидкости - Q .

- к определению расхода - Q при заданной потере напора (перепаде) ΔH .

- определение оптимального сечения трубопровода.

Расчет сифонного трубопровода

Сифонным трубопроводом (или просто сифоном) называется такой простой самотечный трубопровод, часть которого расположена выше питающего его резервуара рисунок 1.8. 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.

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

Пример 6

Схема к гидравлическому расчету сифона приводится на рисунке 1.8

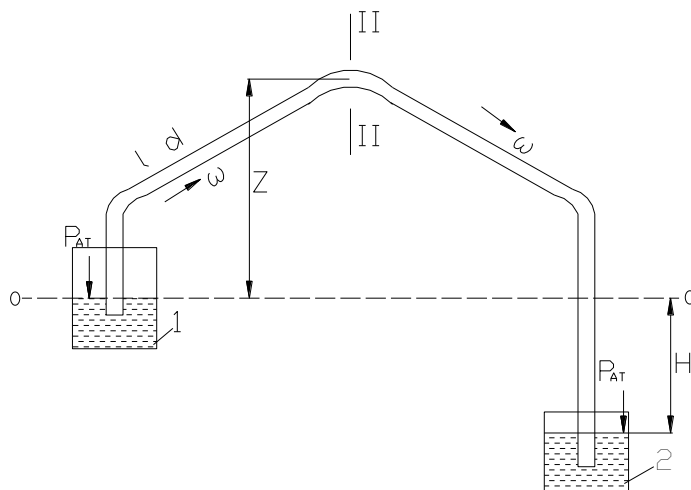


Рисунок 1.8 - Схема к гидравлическому расчету сифона

Для сифона, соединяющего резервуары 1 и 2 с разностью уровней воды в них H м, длиной l м, и диаметром d м, определить скорость движения воды ω , расход Q , а также величину вакуума, если известна высота сифона Z м.

Дано:

$$d = 150 \text{ (мм)} = 0,15 \text{ (м)};$$

$$\lambda = 0,0263;$$

Определить:

$$\omega - ?$$

$$Q - ?$$

$$\zeta_{BX} = 5,2;$$

$$h_{BAK} - ?$$

$$\zeta_{ВЫХ} = 1;$$

$$H = 4 \text{ (м)};$$

$$l = 500 \text{ (м)};$$

$$Z = 2,3 \text{ (м)}.$$

Решение:

1 Определим сумму местных сопротивлений состоящих из входа в трубу через приемный клапан $\zeta_{BX}=5,2$; похода через три закругления (колена) $\zeta_{ЗАКР} = 0,37$; и выхода из трубы в резервуар $\zeta_{ВЫХ}=1$:

$$\sum \zeta_{СИФ} = \zeta_{BX} + 3 \cdot \zeta_{ЗАКР} + \zeta_{ВЫХ} = 5,2 + 3 \cdot 0,37 + 1 = 7,31$$

2 Выразим суммарные потери в сифоне:

$$\sum h_{1-2} = h_{Л} + h_{М} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g} + \sum \zeta_{СИФ} \cdot \frac{\omega^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta_{СИФ} \right)$$

т.к. напор H равен сумме потерь на сопротивления, то получаем следующие равенство:

$$H = \sum h_{1-2} = \frac{\omega^2}{2g} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta_{СИФ} \right)$$

3 Из полученного выше уравнения выражаем скорость жидкости и определяем ее подставив данные:

$$\omega = \sqrt{\frac{H \cdot 2g}{\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta_{СИФ}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 9,8}{0,0263 \cdot \frac{500}{0,15} + 7,31}} = \sqrt{\frac{78,4}{94,977}} = \sqrt{0,82546} \approx 0,909 \text{ (м/с)}$$

4 Определяем пропускную способность трубопровода, изначально определив площадь живого сечения:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} \approx 0,0177 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$Q = \omega \cdot S = 0,909 \cdot 0,0177 \approx 0,0161 \text{ (м}^3\text{/с)}$$

5 Определим величину вакуума:

$$h_{BAK} = Z + \frac{\omega^2}{2g} \cdot \left(1 + \sum \zeta_{СИФ} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) = 2,3 + \frac{0,909^2}{2 \cdot 9,8} \cdot \left(1 + 7,31 + 0,0263 \cdot \frac{500}{0,15} \right) = 2,3 + 0,0421572 \cdot 95,977 \approx 6,346 \text{ (м)}$$

Ответ: Расход $Q = 0,0161 \text{ (м}^3\text{/с)}$; скорость $\omega = 0,909 \text{ (м/с)}$; величина вакуума $h_{бак} = 6,346 \text{ (м)}$.

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Какой трубопровод называется простым.
- 2 Какой трубопровод называется сложным.
- 3 На какие виды делятся сложные трубопроводы
- 4 Какой трубопровод называется самотечным.
- 5 Поясните явление кавитации.

6 Что собой представляет гидравлический удар.

7 Меры борьбы с гидравлическим ударом.

Рекомендуемая литература:

[1, с.91], [4, с.44]

Задача №9 (варианты 6-11)

Расход в начале трубопровода Q , м³/ч. Определить расход жидкости в конце тупикового трубопровода, если к потребителям уходит: Q_1 ; Q_2 ; Q_3 , м³/ч.

Данные для расчета приводятся в таблице 1.8

Таблица 1.8 - Расчетные данные к задаче 9

Вариант	6	7	8	9	10	11
Q м ³ /ч	5000	5200	5400	5600	5800	6000
Q_1 м ³ /ч	1000	1100	1000	1200	1250	1300
Q_2 м ³ /ч	1500	1000	1200	1400	1300	1550
Q_3 м ³ /ч	2000	2300	2200	1800	1600	2500

Задача №10 (варианты 12-16)

Определить расход жидкости и суммарные потери напора в случае параллельного соединения трех трубопроводов в одну напорную магистраль при расходе в первой магистрали Q_1 м³/ч, во второй- Q_2 м³/ч, в третьей- Q_3 м³/ч., если полный напор в точке разветвления H_1 , м а в точке соединения их обратно H_2 , м. Данные для расчета приводятся в таблице 1.9

Таблица 1.9 - Расчетные данные к задаче 10

Вариант	12	13	14	15	16
H_1 , м	40	45	50	55	60
H_2 , м	30	30	35	35	40
Q_1 м ³ /ч	1000	1100	1000	1200	1250
Q_2 м ³ /ч	1500	1000	1200	1400	1300
Q_3 м ³ /ч	2000	2300	2200	1800	1600

Раздел 2. Гидравлические машины

Тема 2.1. Общие сведения о гидравлических машинах

Студент должен

знать:

-назначение, классификацию и область применения основных типов насосов;

-основные параметры насосов и гидродвигателей;

уметь:

- определять основные параметры, характеризующие работу насосов и гидродвигателей;
- читать гидравлические схемы;
- читать рабочие чертежи насосов и гидродвигателей;

Содержание темы

Классификация гидравлических машин. Основные понятия и термины. Классификация насосов. КПД насоса. Основные параметры, характеризующие работу насоса. Напор насоса, расход, высота всасывания, геометрическая и вакуумметрическая, мощность, частота вращения, коэффициент быстроходности.

Выбор двигателя насоса. Решение задач на определение мощности, КПД насоса, коэффициента быстроходности.

Теоретические положения

Гидравлические машины предназначены для преобразования механической энергии двигателя в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости и наоборот.

Гидравлические машины подразделяются на насосы и гидродвигатели.

Насосы предназначены для преобразования механической энергии двигателя в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее движение. Гидродвигатели предназначены для преобразования гидравлической энергии перекачиваемой жидкости в механическую энергию.

На водопроводных станциях обычно применяют насосы общего назначения, допускающие перекачивание воды с температурой до 85°C и с содержанием твердых включений до 3 г/л , размером не более $0,1 - 0,2 \text{ мм}$.

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, $m^3/ч$, вторая – напор, например *Д-3200/75*.

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Указать классификацию гидравлических машин.
- 2 Указать классификацию насосов.
- 3 Указать классификацию гидродвигателей.
- 4 На чем основан принцип работы динамических насосов и гидродвигателей.
- 5 На чем основан принцип работы объемных насосов и гидродвигателей
- 6 Какие потери учитывает КПД насоса.

Рекомендуемая литература:

[2, с.63], [5, с.125, 230]

Тема 2.2. Центробежные гидравлические насосы

Студент должен

знать:

- устройство и принцип действия центробежных насосов;
- характеристики центробежных насосов;

уметь:

- строить рабочую характеристику и определять рабочую точку насоса.
- выбирать основные типы насосов энергетических предприятий согласно нормам технологического проектирования (НТП) по каталогам и справочной литературе;

Содержание темы

Классификация, принцип действия центробежного насоса. Всасывающая способность центробежного насоса. Достоинства и недостатки в работе центробежного насоса.

Рабочие и универсальные характеристики насосов, их построение. Выбор оптимального режима работы насоса. Способы регулирования работы насоса. Кавитация в насосах, ее последствия и меры по устранению.

Треугольники скоростей. Основное уравнение центробежного насоса (уравнение Эйлера)

Параллельная и последовательная работа насосов. Законы пропорциональности. Использование теории подобия при пересчете характеристик насоса. Построение рабочей характеристики насоса и определение рабочей точки насоса. Совместная работа насоса и сети. Построение суммарных характеристик.

Теоретические положения

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 V , указывает диаметр напорного патрубка, мм, а последующие две цифры означают: первая – подачу, $м^3/с$, вторая – напор, $м$.

Насосы для перекачивания сточной жидкости, динамические типа СД

Это центробежные насосы с рабочим колесом одностороннего входа. Эти насосы выпускаются четырех видов: горизонтальные и вертикальные одноступенчатые, полупогружные и двухступенчатые.

Буквы $П$ и $В$, входящие в маркировку насоса обозначают полупогружной или вертикальный тип, цифры в числителе – подачу, $м^3/ч$, в знаменателе – напор, $м$. для двухступенчатых насосов к обозначению добавляется цифра 2. Например, $СД540/95-2$ обозначает горизонтальный двухступенчатый насос с подачей $540 м^3/ч$ напором $95 м$.

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

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

где Q – подача, $м^3/с$;

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:

$$H = H_{BC} + h_{BC} + H_H + h_H, \text{ м}$$

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:

$$N_n = \rho g H Q, \text{ Вт} \quad \text{или}$$

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

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

H – напор, м;

Q – подача (производительность), $\text{м}^3/\text{с}$.

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:

$$\eta_H = \frac{N_n}{N}$$

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

$$N = \frac{N_n}{\eta_H} = \frac{\rho g Q H}{\eta_H}, \text{ Вт} \quad \text{или}$$

$$N = \frac{N_n}{1000 \eta_H}, \text{ кВт}$$

Установочная мощность электродвигателя определяется по формуле:

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

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 по таблице 2.1

Таблица 2.1 - Коэффициент запаса κ

Потребляемая мощность	N, KBm	<20	20 - 60	60 - 300	>300
Коэффициент запаса	κ	1,25	1,2	1,5	1,1

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м^3 ;

g – ускорение силы тяжести, м/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 , 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.

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

$$H = H_1 + H_2$$

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:

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

$$H = H_1 = H_2 \text{ – напор неизменным.}$$

Производительность насосного агрегата можно регулировать различными способами.

Регулирование работы насосов заключается в изменении его напора и подачи.

Наиболее широко применяются два вида регулирования: при помощи регулирующей задвижки (при этом меняется характеристика трубопровода при постоянной частоте вращения) и путем изменения частоты вращения. Характеристику трубопровода называют также характеристикой сети, включающей зависимость гидравлического сопротивления нагнетательных трубопроводов от объемной подачи протекающей по ним жидкости.

Иногда малые осевые насосы регулируют перепуском части расхода из нагнетательного трубопровода во всасывающий.

Регулирование задвижкой (дросселированием)

Предположим, что насос должен иметь подачу не Q_A , соответствующую точке A пересечения характеристики насоса с характеристикой

насосной установки, а Q_B (рисунок 2.1). Пусть $Q_B < IQ_A$. Этой подаче соответствует рабочая точка B характеристики насоса. Для того чтобы характеристика насосной установки пересекалась с кривой напоров $H=f(Q)$ в точке B , необходимо увеличить потери напора в установке.

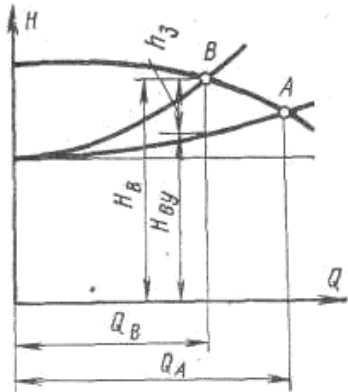


Рисунок 2.1 - Регулирование насоса дросселированием

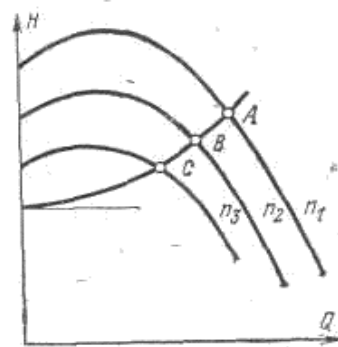


Рисунок 2.2- Регулирование насоса изменением частоты

Это осуществляется прикрытием регулирующей задвижки, установленной на нагнетательном трубопроводе. В результате увеличения потерь напора в установке характеристика насосной установки пойдет круче и пересечет кривую напоров в точке B . При этом режиме напор насоса, складывается из напора $H_{ну}$, расходуемого в установке при эксплуатации с полностью открытой задвижкой, и потери напора в задвижке h_3 :

$$H_b = H_{ну} - h_3.$$

Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, снижающие КПД установки. Поэтому этот способ регулирования неэкономичен. Однако благодаря исключительной простоте регулирования дросселированием получило наибольшее распространение.

Регулирование изменением частоты вращения

Регулирование изменением частоты вращения насоса вызывает изменение его характеристики, и, следовательно, изменение рабочего режима (рисунок 2.2). Для осуществления регулирования изменением частоты вращения необходимы двигатели с переменным числом оборотов. Такими двигателями являются двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины и электродвигатели постоянного тока. Наиболее распространенные в технике электродвигатели с короткозамкнутым ротором практически не допускают изменения частоты вращения.

Регулирование работы насоса изменением частоты вращения более экономично, чем регулирование дросселированием. Даже применение гидромурфта и сопротивления в цепи ротора асинхронного двигателя, связанные с дополнительными потерями мощности, экономичнее, чем регулирование дросселированием.

Параллельная и последовательная работа насосов. Построение суммарной характеристики

На тепловых электростанциях часто имеет место совместная работа двух или нескольких насосов на одну общую сеть, при этом насосы могут включаться как параллельно, так и последовательно.

Два или несколько насосов включают на тепловых станциях параллельно в тех случаях, когда один насос не обеспечивает необходимой подачи. Для увеличения напора насосы включают последовательно. На рисунке 2.3 представлены схемы соединения насосов (один из насосов изображенных на схемах, является запасным)

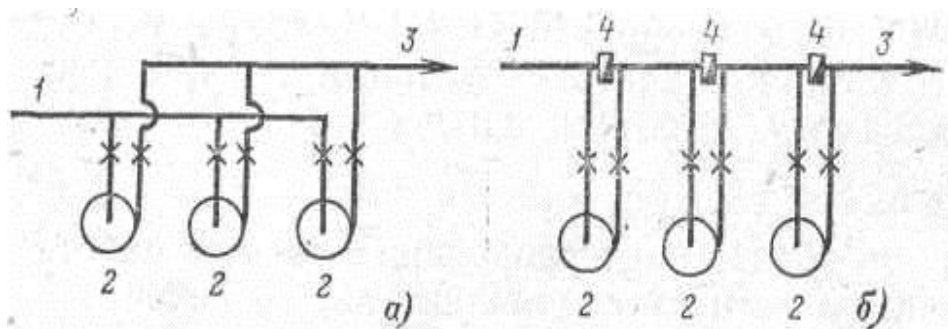


Рисунок 2.3 - Параллельное (а) и последовательное (б) включение насосов; 1-всасывающий трубопровод; 2 -насосы; 3 - напорный трубопровод; 4 – обратный клапан

Для анализа совместной работы насосов строят их суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики параллельно работающих насосов производится следующим образом. Проводятся прямые, параллельные оси расходов Q (рисунок 2.4,а).

Отрезки прямых, образованные пересечением с характеристиками насоса 1 и 2, складываются. Получаются точки а, б, с и т. д. Через три точки проводится линия 4, которая является **суммарной характеристикой двух насосов**.

Пересечение характеристики трубопровода 3 с характеристикой насоса 4 дает рабочую точку А двух параллельно работающих насосов. Подача первого насоса Q_1 , определяется точкой В, второго Q_2 —точкой С. Точки В' и С определяют подачу Q' , или Q'_2 при работе только одного из насосов (1-го или 2-го).

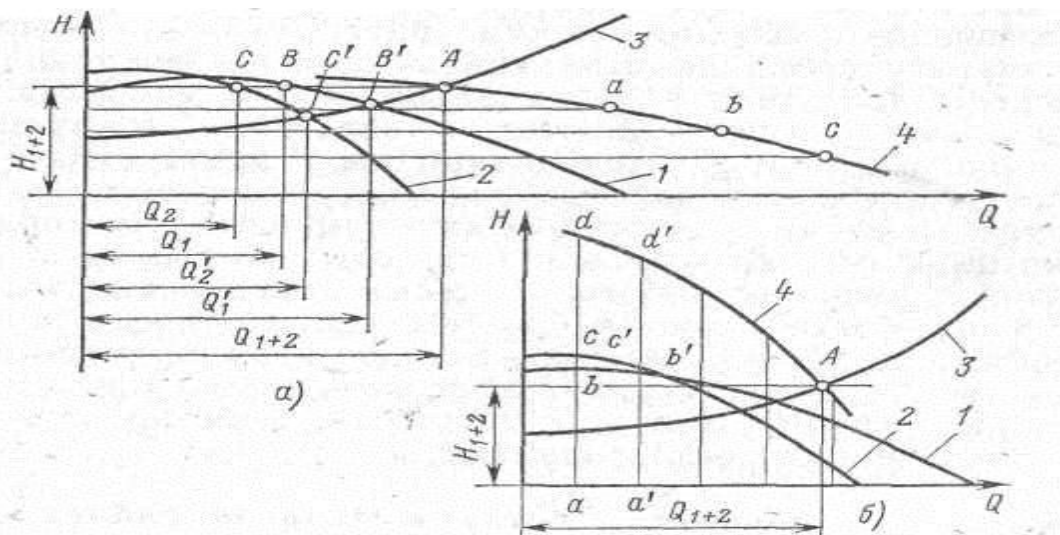


Рисунок 2.4 - Работа центробежных насосов при параллельном (а) и последовательно (б) соединении; 1 — характеристика первого насоса; 2 - характеристика второго насоса; 3 - характеристика трубопровода; 4- суммарная характеристика двух насосов

При последовательном соединении насосов проводятся прямые, параллельные оси напоров (рисунок 2.4 б). Напор первого насоса ab складывается с напором второго насоса ac . Получается первая точка d суммарной характеристики двух последовательно работающих насосов. Таким же образом получают другие точки суммарной характеристики 4. Пересечение характеристики насоса 3 и линии 4 дает рабочую точку A насоса с напором H_{1+2} и подачей Q .

Таким образом, при параллельном включении насосов складываются подачи при равных напорах, при последовательном включении складываются напоры при равных подачах.

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 Какие потери учитывает КПД насоса.
- 2 Какие бывают способы регулирования работы центробежного насоса.
- 3 Как определяется рабочая точка насоса.
- 4 Что определяется по уравнению Эйлера.
- 5 Охарактеризовать явление кавитации, и каковы ее последствия в насосах.
- 6 Перечислить способы уменьшения осевого давления.
- 7 Что называется рабочей характеристикой насоса.
- 8 Что называется универсальной характеристикой насоса. На основании чего она строится.
- 9 Что называется технической характеристикой насоса?

Рекомендуемая литература:

[1, с.84, 161, 190], [3, с.62], [4, с.78], [5, с.153].

Тема 2.3. Поршневые насосы

Студент должен

знать:

-назначение, классификацию и область применения поршневых насосов;

-устройство и принцип действия поршневых насосов;

уметь:

-определять основные параметры, характеризующие работу насосов

Содержание темы

Назначение, конструкция и принцип действия поршневых насосов. Определение основных параметров, характеризующих работу поршневого насоса.

Теоретические положения

Поршневые насосы работают по принципу вытеснения жидкости при возвратно-поступательном движении поршня в гидроцилиндре. При этом поршень может быть выполнен в виде диска или плунжера — скалки (длинного цилиндрического штока).

Насос, у которого поршень выталкивает жидкость только одной торцевой частью, называют насосом одностороннего (простого) действия. Если цилиндр насоса имеет две рабочие камеры, расположенные по обеим сторонам поршня, и поршень поочередно выталкивает жидкость из них, то такой насос называют насосом двустороннего (двойного) действия.

Действительная подача Q , м³/мин однопоршневого насоса одностороннего действия определяется по формуле:

$$Q = \eta_0 \cdot F \cdot l \cdot n \cdot i,$$

где η_0 – объемный КПД насоса;

F – площадь поршня, м²;

l – ход поршня, м;

n – частота вращения вала кривошипа об/мин;

i – количество цилиндров

Действительная подача Q , м³/с однопоршневого насоса двустороннего действия определяется по формуле:

$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f) \cdot l \cdot n \cdot i}{60},$$

где f – площадь штока, м²

Потребляемая мощность насоса N , кВт :

$$N = \frac{\rho Q H}{102 \eta_n},$$

Пример 7

Определить подачу и потребляемую мощность поршневого одноцилиндрового насоса двойного действия, если известно, что диаметр цилиндра $D=0,04\text{м}$, ход поршня $l=0,25\text{м}$, частота вращения вала кривошипа $n=90\text{об/мин}$, объемный к.п.д. насоса $\eta_0 = 0,92$. Насос обеспечивает напор $H=70\text{м}$.

Решение

1) Определяем подачу насоса:

$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f) \ln i}{60} = 0,92 \frac{\left(2 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} \right) 0,25 \cdot 90 \cdot 1}{60} = 0,021 \text{ м}^3 / \text{с} \text{ или } 75,6 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

2) Определяем мощность, потребляемую насосом:

$$N = \frac{\rho Q H}{102 \eta_n} = \frac{1000 \cdot 0,021 \cdot 70}{102 \cdot 0,8} = 18 \text{ кВт}.$$

Вопросы для самоконтроля знаний

- 1 На чем основан принцип работы поршневого насоса?
- 2 Перечислить достоинства поршневого насоса
- 3 Перечислить недостатки поршневого насоса.
- 4 Объяснить назначение и принцип действия воздушных колпаков поршневых насосов.
- 5 Пояснить устройство и принцип работы поршневого насоса одностороннего действия.
- 6 Пояснить устройство и принцип работы поршневого насоса двойного действия.
- 7 Перечислить параметры, характеризующие работу поршневого насоса.

Рекомендуемая литература:

[2, с.66], [4, с.53].

Задача №11 (варианты 1-10)

Определить подачу и потребляемую мощность однопоршневого насоса двустороннего действия. Если диаметр цилиндра D м ; диаметр штока d м; ход поршня L м , частота вращения кривошипа n об/мин; объёмный КПД - η_0 . Насос обеспечивает напор H м. Полный КПД насоса - η_H . Данные для расчета приводятся в таблице 2.2

Таблица 2.2 - Расчетные данные к задаче 11

Парам.	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d, \text{ м}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
$l, \text{ м}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4

п, об/мин	90	100	110	120	90	100	110	120	160	120
η_n	0,6	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
η_0	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,95	0,94	0,93
H,м	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
D,м	0,1	0,15	0,18	0,2	0,25	0,3	0,35	0,3	0,25	0,2

Задача №12 (Вариант 11-16)

Определить подачу потребляемую мощность двух поршневого насоса двухстороннего действия. Если диаметр цилиндра D м ; диаметр штока d м; ход поршня L м , частота вращения кривошипа n об/мин; объёмный КПД- η_0 . Насос обеспечивает напор H м. Полный КПД насоса - η_H . Данные для расчета приводятся в таблице 2.3.

Таблица 2.3- Расчетные данные к задаче 12

Параметры	Вариант					
	11	12	13	14	15	16
d, м	0,09	0,08	0,07	0,06	0,055	0,045
l, м	0,45	0,5	0,55	0,6	0,5	0,2
п, об/мин	150	160	200	90	100	80
η_n	0,7	0,71	0,75	0,73	0,74	0,68
η_0	0,92	0,91	0,9	0,9	0,93	0,9
H,м	80	85	90	95	100	50
D,м	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0.1

Тема 2.4. Насосы и вентиляторы энергетических предприятий

Студент должен

знать:

-назначение, устройство и принцип действия вентиляторов, применяемых в системах теплоснабжения энергетических предприятий;

уметь:

-определять параметры, характеризующие работу вентиляторов

Содержание темы

Назначение, основные типы вентиляторов, применяемых на теплоэнергетических предприятиях. Конструкция и принцип действия вентилятора. Определение параметров, характеризующих работу вентилятора. Назначение, конструкции и принципы действия питательных насосов. Определение параметров, характеризующих работу питательных насосов. Назначение, конструкции и принципы действия сетевых насосов. Определение параметров, характеризующих работу сетевых насосов. Принципиальные тепловые схемы ТЭС. Выбор типа насоса по каталогу. Схемы насосных станций различного назначения.

Вопросы для самоконтроля знаний

- 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.

Рекомендуемая литература:

[3, с. 63], [6, с.206].

Тема 2.5. Гидравлические насосы специального назначения

Студент должен

знать:

-назначение, устройство и принцип действия насосов различного назначения;

уметь:

-выбирать основные типы насосов энергетических предприятий согласно нормам технологического проектирования (НТП) по каталогам и справочной литературе;

-выбирать технические и рабочие характеристики насосов по каталогам

Содержание темы

Конструкция, основные характеристики, принцип действия гидравлических насосов специального назначения. Основные характеристики, принцип действия струйных, вихревых, водокольцевых вакуумных насосов.

Вопросы для самоконтроля знаний

1 Конструкция, основные характеристики и принцип действия струйных насосов.

2 Конструкция, основные характеристики и принцип действия вихревых насосов.

3 Конструкция, основные характеристики и принцип действия водокольцевых вакуумных насосов.

4 Назначение и область применения насоса насосов специального назначения.

5 Название и расшифровка марки насоса насосов специального назначения.

6 Технические характеристики насоса насосов специального назначения.

7 Достоинства и недостатки насоса насосов специального назначения.

Рекомендуемая литература:

[6, с.391]

Практическая работа 1

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.

Задание

Для сифона рисунок 1.8, 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 $Q м^3/с$, величину вакуума $h_{вак.}$ м, если известна высота сифона $Z, м$; коэффициенты местных сопротивлений $\zeta_{вых.} = 1; u\zeta_{вх.} = 5,2$ 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:

$$H = \sum h_{1-2}, м, \quad (1.1)$$

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:

$$\sum \zeta_m = \zeta_{вх} + 3\zeta_{закр.} + \zeta_{вых.}, \quad (1.2)$$

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

Суммарные потери напора в сифоне:

$$\sum h_{1-2} = h_m + h_l = \frac{w^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \quad (1.3)$$

1) Определяем скорость движения воды в сифоне, выразив величину w из уравнений (1.1) и (1.3):

$$H = \frac{w^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right)$$
$$w = \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m}}, м \quad (1.4)$$

2) Определяем пропускную способность сифона:

$$Q = w \cdot S, м^3/с, \quad (1.5)$$

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

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

$$h_{\text{вак.}} = Z + \frac{w^2}{2g} \left(1 + \sum \zeta_m + \lambda \frac{l_1}{d} \right), \quad (1.6)$$

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 1.1

Таблица 1.1 - 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

Список рекомендуемой литературы:

[1, с. 96]

Практическая работа 2

Тема: Расчет центробежного насоса. Выбор марки насоса по каталогу

Цель работы. Определение основных параметров, характеризующих работу центробежных насосов. Выбор марки насосного агрегата по каталогу. Научиться рассчитывать основные параметры, характеризующие работу насосного агрегата и по расчетным данным выбрать марку насоса.

Задача (варианты 1-16)

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_H (м); требуемый расход Q ($м^3/ч$); частота вращения рабочего колеса n (об/мин); плотность перекачиваемой жидкости $\rho=298$ кг/м³; ускорение силы тяжести $g=9,81$ м/с²; потери во всасывающем трубопроводе составляют h_{BC} (м); на нагнетающем h_H (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.

Таблица 2.1 - Данные для расчета

№ вар	$H_{BC}, м$	$H_H, м$	$Q, м^3/ч$	$n, об/мин$	$h_{BC}, м$	$h_H, м$	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
----	-----	------	------	------	------	-----	------

Порядок расчета

1. Определяем полный напор насосной установки:

$$H = H_{BC} + h_{BC} + H_H + h_H, \text{ м}$$

2. Определяем полезную мощность насоса:

$$N_n = \rho g H Q, \text{ Вт} \quad \text{или}$$

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

3. Определяем потребляемую мощность насоса:

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

4. Определяем установочную мощность электродвигателя

$$N_{уст} = \kappa \frac{N}{\eta_{II}}, \text{ кВт}$$

5. Определяем коэффициент быстроходности

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

6. По значению коэффициента быстроходности определяем тип насоса (см.тему 2.2)

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.

Список рекомендуемой литературы:

[1, с.84, 161, 190]

Таблица 2.2. Характеристики насосов типа Д (при максимальном диаметре рабочего колеса)

Марка насоса	Подача		Напор, м	вращения рабочего колеса,	Мощность насоса, кВт	КПД насосов, %	вакуумметрическая высота	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	
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	
Д2000-21	1260	350	25	960	130	72	6,1	460 (410)
	1980	550	20		140	83	5	
	2160	600	17		120	80	3,5	
Д2000-100	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	

Продолжение табл.2.2

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	

Список рекомендуемых источников

Основные источники:

- 1 Стесин С.П. Гидравлика, гидромашины и гидропневморивод - М.: Издательский центр «Академия», 2015г.- 336с.
- 2 Брюханов О.Н., Мелик-Аракелян А.Т., Коробко В.И. Основы гидравлики и теплотехники. - М.: Издательский центр «Академия», 2015.- 240 с.

Дополнительная литература:

- 1 Жабо В.В., Уваров В.В. Гидравлика и насосы. — М.: Энергоатомиздат, 2014г.-328с.
- 2 Поспелов Л.П. Гидравлика и основы гидропривода. — М.: Недра, 2013 г. -118с.
- 3 Рабинович Е.З. Гидравлика. — М.: Недра, 2013г.-465с.
- 4 Справочник по гидравлике. Под ред. Большакова В.А. Киев: Высшая школа, 2013г. – 395с.
- 5 Сафин И.Ф., Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод.-М.: Высшая школа, 2013.-222с.
- 6 Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики.-М.:Высшая школа, 2013-287с.
- 7 Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры -М.: Энергоатомиздат, 2014г.-416с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

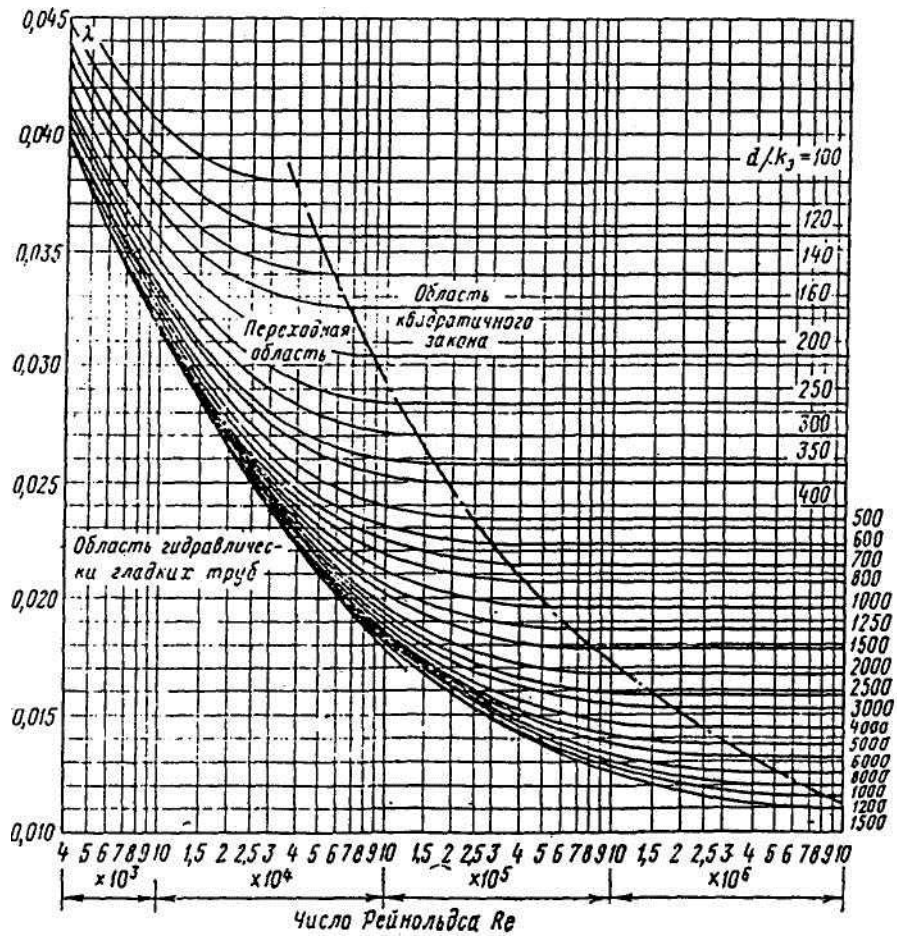
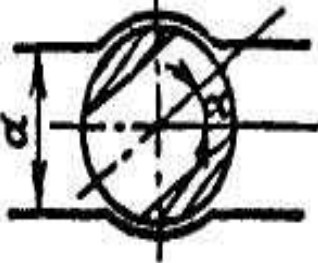
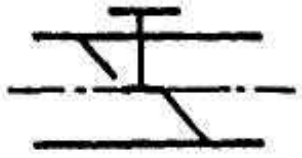
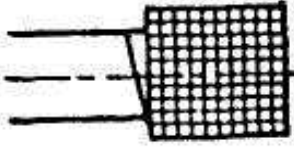


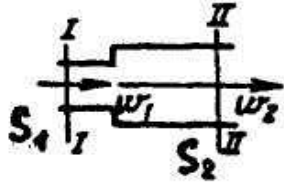
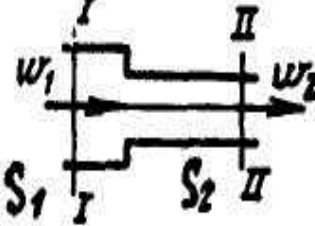
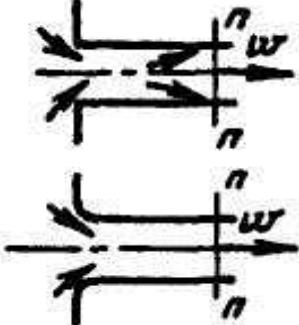

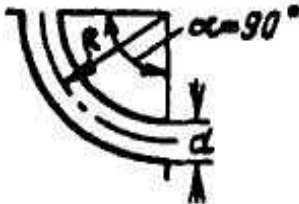
Рисунок А1- Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса
(номограмма Г.А. Мурина)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

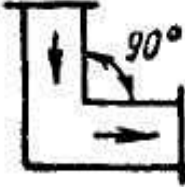
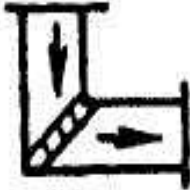
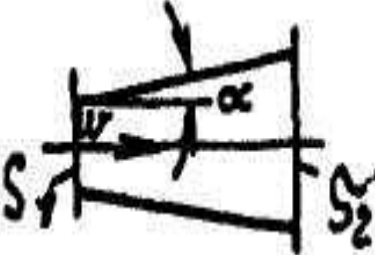
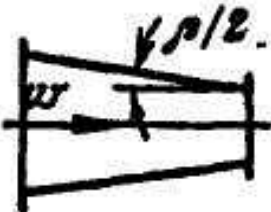
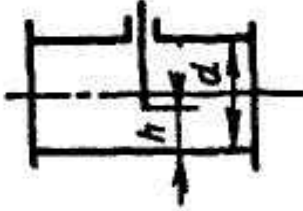
Таблица Б1- Коэффициенты местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	Эскиз фасонных частей	Коэффициент местного сопротивления
Кран на круглой трубе при среднем открытии ($\alpha=30^\circ$)		$\varepsilon = 5 \div 7$
Вентиль при среднем открытии		$\varepsilon = 1 \div 3$
Всасывающий клапан в сеткой на входе в заборную водопроводную трубу		$\varepsilon = 5 \div 10$

продолжение таблицы Б1

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

продолжение таблицы Б1

Вид местного сопротивления	Эскиз фасонных частей	Коэффициент местного сопротивления
<p>Поворот на 90° угольником</p>		<p>$\varepsilon=1,1$</p>
<p>Прямое кольцо с направляющими лопатками</p>		<p>$\varepsilon = 0,25 \div 0,40$ В зависимости от профиля лопаток и расстояний между ними</p>
<p>Расходящийся переходный конус (диффузор)</p>		<p>$\varepsilon = k \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$ 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 $7^\circ < \beta < 30^\circ$ $\varepsilon = 0,18 \div 0,24$ При $35^\circ < \beta < 80^\circ$ $\varepsilon = 0,26 \div 0,35$</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>$\varepsilon=0,12$ $\varepsilon=0,26$ $\varepsilon=2,06$</p>

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Пример оформления титульного листа контрольной работы

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Норильский государственный индустриальный институт»
Политехнический колледж**

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

по дисциплине: «Гидравлика и гидравлические машины»

ВЫПОЛНИЛ :
Студент группы

Ф. И. О.
Шифр
Вариант

ПРОВЕРИЛ:

Преподаватель

Стрельникова Л.И.

2018

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Пример оформления содержания контрольной работы

Содержание

(указать
нумераци
ю страниц)

Задание1

Задание2

Задание3

Задание4

Список использованных источников

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Экзаменационные вопросы по предмету: «Гидравлика и гидравлические машины».

1. Физические свойства жидкости.
2. Приборы для измерения свойств жидкости.
3. Силы, действующие на жидкость. Гидростатическое давление в точке и его свойства.
4. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля.
5. Давление жидкости на плоскую стенку и цилиндрическую поверхность. Гидростатический парадокс.
6. Понятие о потоке и элементарной струйке жидкости.
7. Гидравлические элементы потока. Расход, средняя скорость. Уравнение неразрывности струи.
8. Уравнение Бернулли для потока идеальной и реальной жидкости. Уравнение баланса.
9. Графическое представление уравнения Бернулли и построение напорной и пьезометрической высот.
10. Измерение расхода жидкости. Водомер Вентури.
11. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости в трубах. Критерий Рейнольдса.
12. Классификация гидравлических сопротивлений.
13. Формула Дарси-Вейсбаха. Коэффициент гидравлического трения. Потеря напора по длине трубы.
14. Местные гидравлические сопротивления. Суммарные потери напора в трубопроводе.
15. Истечение жидкости через донное отверстие и затопленное отверстие в боковой стенке. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода.
16. Истечение жидкости через насадки.
17. Назначение и классификации трубопроводов. Задачи при расчёте трубопроводов.
18. Расчет простого трубопровода.
19. Сифонные трубопроводы. Расчет сифонного трубопровода.
20. Понятие о явлении кавитации. Кавитация в насосах, последствия и меры борьбы с ней.
21. Гидравлический удар в трубопроводах и меры борьбы с ним.
22. Расчет сложного трубопровода..
23. Гидравлические машины. Основные понятия и определения. Область применения.
24. Классификация гидравлических машин по принципу действия и конструкции.
25. Классификация насосов ТЭС по назначению.
26. Основные технические показатели и характеристики насосов.
27. Напор создаваемый центробежным насосом. Схемы установи насосных агрегатов.
28. Классификация центробежных насосов. Их достоинства и недостатки.

29. Треугольники скоростей на входе и выходе с лопасти центробежного насоса.
30. Основное уравнение центробежного насоса - уравнение Л.Эйлера.
31. Теоретический напор насоса. Влияние профиля лопасти на величину напора. Действительный напор насоса.
32. Характеристика центробежного насоса.
33. Законы пропорциональности. Универсальная характеристика центробежного насоса.
34. Коэффициент быстроходности.
35. Всасывающая способность центробежных насосов. Геометрическая и вакуумметрическая высота всасывания.
36. Расчет центробежного насоса и выбор двигателя.
37. Кавитация в насосах, последствия и меры борьбы с ней.
38. Регулирование подачи и напора центробежного насоса.
39. Параллельная и последовательная работа насосных агрегатов.
40. Построение суммарной характеристики при параллельной и последовательной работе насосов.
41. Принцип действия и область применения центробежных насосов.
42. Принцип действия и область применения поршневых (плунжерных) насосов. Их достоинства и недостатки.
43. Основные технические показатели, характеризующие работу поршневых насосов

Контрольные задания по дисциплине Гидравлика и гидравлические машины

Вариант 1

Задача № 1
Задача № 4
Задача № 5
Задача № 8
Задача № 11

Вариант 2

Задача № 1
Задача №4
Задача № 5
Задача № 8
Задача № 11

Вариант 3

Задача № 1
Задача № 4
Задача № 5
Задача № 8
Задача №11

Вариант 4

Задача № 1
Задача № 4
Задача № 5
Задача № 8
Задача № 11

Вариант 5

Задача №1
Задача №4
Задача №5
Задача № 8
Задача № 11

Вариант 6

Задача № 2
Задача № 4
Задача № 6
Задача № 9
Задача № 11

Вариант 7

Задача № 2
Задача № 4
Задача № 6
Задача № 9
Задача № 11

Вариант 9

Задача №2
Задача №4
Задача №6
Задача №9
Задача №11

Вариант 10

Задача №2
Задача №4
Задача №6
Задача №9
Задача №11

Вариант 11

Задача №2
Задача №4
Задача №6
Задача №9
Задача №12

Вариант 12

Задача №3
Задача №4
Задача №7
Задача №10
Задача №12

Вариант 13

Задача №3
Задача №4
Задача №7
Задача №10
Задача №12

Вариант 14

Задача №3
Задача №4
Задача №7
Задача №10
Задача №12

Вариант 15

Задача №3
Задача №4
Задача №7
Задача № 10
Задача №12

Вариант 8

Задача № 2

Задача № 4

Задача № 6

Задача № 9

Задача № 11

Вариант 16

Задача №3

Задача №4

Задача №7

Задача № 10

Задача №12